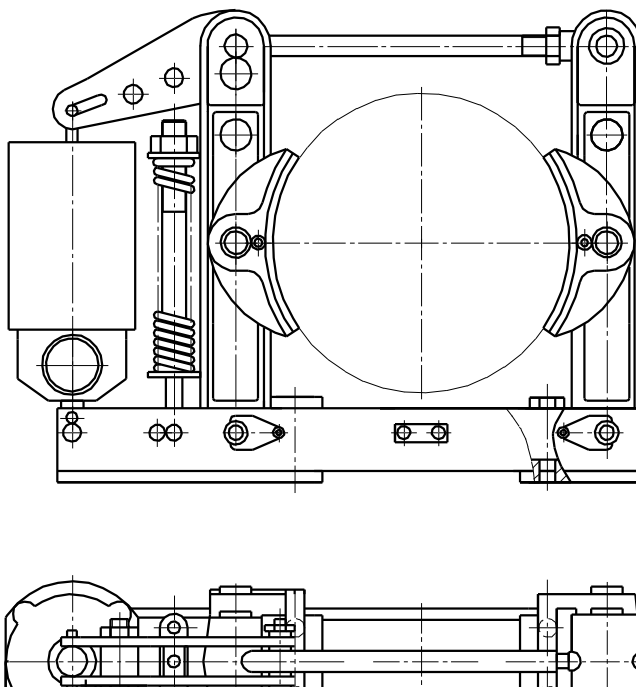


Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

ФГБОУ ВПО «БРЯНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

В.В. Варывдин
Н.Ю. Кожухова
Н.А. Романеев
В.В. Никитин

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН**



Брянск 2014

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

ФГБОУ ВПО «БРЯНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

В.В. Варывдин
Н.Ю. Кожухова
Н.А. Романеев
В.В. Никитин

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН
Часть II**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением вузов
Российской Федерации по агроинженерному образованию в
качестве учебного пособия для студентов, осваивающих
образовательные программы бакалавриата
по направлению подготовки «Агроинженерия».*

БРЯНСК 2014

УДК 621.81 (075)
ББК 34.42я7
В 18

Авторы: Варывдин В.В., Кожухова Н.Ю., Романеев Н.А., Никитин В.В.

Рецензенты: Заикин А.Н., д.т.н., профессор, декан механико-технологического факультета Брянской ГИТА;
Чугунов В.А., к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Основы конструирования механизмов и машин» (Пензенская ГСХА);

Варывдин В.В. Лабораторный практикум по деталям машин. Часть 2: учебное пособие / Варывдин В.В., Кожухова Н.Ю., Романеев Н.А., Никитин В.В. – Брянск: Издательство Брянской ГСХА, 2014. – 56 с.

ISBN

Учебное пособие предназначено для аудиторной работы студентов по дисциплине Детали машин и основы конструирования для студентов, осваивающих образовательные программы бакалавриата по направлению подготовки «Агроинженерия».

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического факультета, протокол № 12 от 16 июня 2014 г.

© Брянская ГСХА, 2014
© В.В. Варывдин, 2014
© Н.Ю. Кожухова, 2014
© Н.А. Романеев, 2014
© В.В. Никитин, 2014

ISBN

ВВЕДЕНИЕ

Лабораторные занятия – важная и ответственная составляющая учебного процесса. Она становится особенно значимой при освоении программы бакалавриата. Объем лекционных часов учебного плана в сравнении с программой специалитета уменьшился. Вместе с тем необходимо было обеспечить усиление практической направленности обучения, умение снять размеры деталей в реальных узлах (как мы это делаем при исследовании деталей муфт, колодочных тормозов, крюковой подвески), производить проверочный расчет по реальным нагрузкам. Именно здесь эти задачи при изучении дисциплины «Детали машин и основы конструирования» выходят на первый план.

Во второй части курса деталей машин лабораторные занятия сосредоточены на изучении основных агрегатов подъемно-транспортных машин. Материальная часть лаборатории в соответствии с поставленной задачей представлена широким перечнем деталей и узлов грузоподъемных машин: крюковые подвески, тяговые органы, барабаны, блоки, крановые тормоза, электротали, механизм ходовой тележки и другие детали.

Изучение и проверочный расчет деталей на лабораторных занятиях параллельно с исполнением курсовых проектов (работ) служат надежному освоению учебной программы. Поставленные лабораторные работы будут полезны при подготовке студентов по направлению «Агроинженерия».

Контрольные вопросы по каждому разделу учебной программы, защита отчетов по этим работам концентрируют внимание студентов на изучаемой дисциплине. Вопросы составлены строго в рамках рассматриваемых работ, их содержание находит отражение в материалах, востребуемых при выполнении каждой лабораторной работы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА

Цель работы: Ознакомиться с назначением и устройством основных деталей грузоподъемных машин, принципами их выбора и основными расчетными зависимостями.

Оборудование и принадлежности:

Образцы канатов;

Образцы круглозвенных цепей;

Крюковые подвески;

Барабаны различных конструкций: с ребордами и без реборд, гладкие и с нарезными канавками;

Ручная шестеренная таль;

Мерительный и слесарный инструмент.

Общие сведения

1. Основные детали грузоподъемных машин

1.1 Полиспасты

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом). Они служат для выигрыша в силе или скорости. Полиспасты, предназначенные для выигрыша в силе, называют полиспастами прямого действия. Полиспасты, предназначенные для выигрыша в скорости движущегося органа, называют полиспастами обратного действия.

Основной характеристикой полиспаста является его кратность K_n , определяемая как отношение числа грузовых ветвей к числу тяговых ветвей каната.

Крановые полиспасты прямого действия бывают одинарные и двойные.

В одинарных полиспастах один конец каната (тяговый) закреплен на барабане (рис. 33), второй конец при четной кратности K_n – на неподвижном элементе конструкции, а при нечетной кратности – на крюковой обойме. При наматывании

или сматывании каната с барабана (при отсутствии направляющих блоков) происходит перемещение груза, как по вертикали, так и по горизонтали.

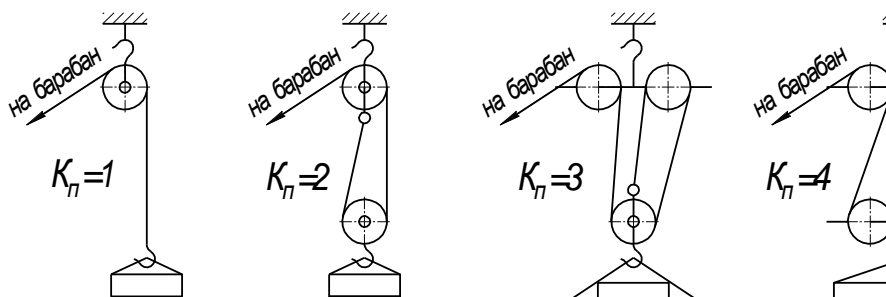


Рис. 33. Схемы одинарных полиспастов

Для кранов (мостовых, козловых и др.), в которых предусмотрена непосредственная навивка каната на барабан, рекомендуется использовать двоянные полиспасты, предотвращающие вращение груза при подъеме, а подъем происходит строго по вертикали. В этом случае на барабане закрепляются оба конца каната (рис. 34).

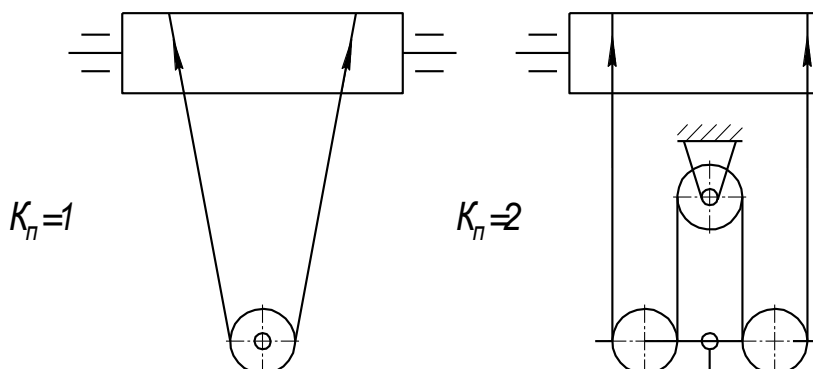


Рис. 34. Схемы двоянных полиспастов

Увеличение кратности полиспастов позволяет уменьшить натяжение гибкого рабочего органа (и как следствие этого, его диаметр), момент от веса груза на барабане и передаточное

число механизма подъема. Вместе с этим требуется большая длина каната и канатоемкость барабана. Увеличение числа блоков при повышении кратности полиспаста влечет увеличение потерь, и возрастание мощности, затрачиваемой на подъем груза, а также увеличивает число перегибов каната, что снижает срок его службы.

1.2 Назначение гибких грузовых органов и устройств

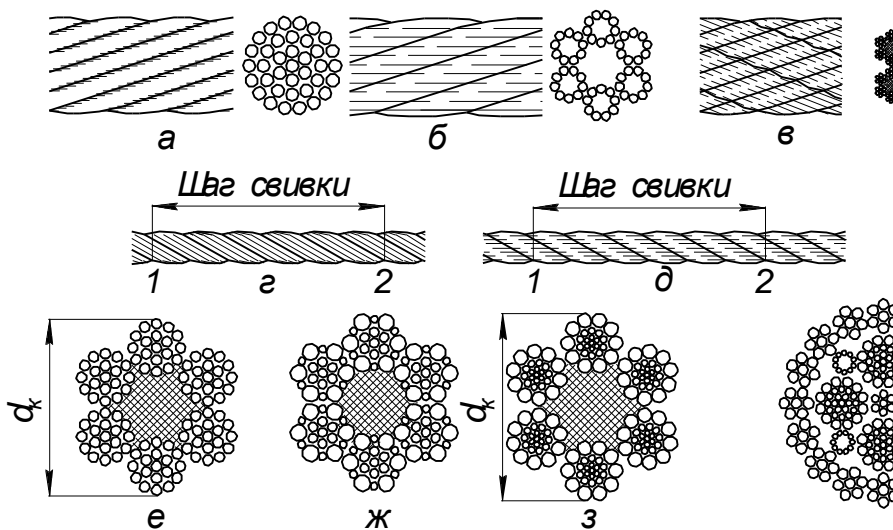
В качестве гибких тяговых органов используются стальные канаты, сварные и пластинчатые цепи.

Канаты из пенькового и капронового волокна и стальной проволоки. Пеньковые и капроновые канаты применяют преимущественно для обвязывания и подвешивания тарных, штучных и связных штучных грузов. К их недостаткам относятся малая прочность, быстрый износ, возможность механических повреждений.

Расчет на растяжение проводят по полному сечению при $[\sigma]_p$ – 9...10 МПа для пенькового и хлопчатобумажного и для капронового канатов $[\sigma]_p$ – 30...40 МПа.

Стальные канаты (тросы) обладают высокой прочностью, меньшей массой, бесшумностью в работе, надежностью.

По направлению свивки прядей различают канаты правой и левой свивки. В канатах односторонней свивки проволоки и пряди свиваются в одну сторону и имеют линейный контакт (ЛК), канаты крестовой свивки – в разные стороны. Канаты крестовой свивки имеют точечный контакт (ТК) между проволоками, они более жесткие и подвержены повышенному износу, имеют меньший срок службы. Канаты односторонней свивки обладают рядом преимуществ – они более гибки, имеют гладкую поверхность, что обеспечивает большую площадь контакта с барабаном и продленный срок службы. Недостаток этих канатов – их раскручивание при подвешивании груза на одной ветви.



Стальные канаты:
 а - *одинарной свивки*; б - *двойной*; в - *тройной*;

Рис. 35. Классификация канатов

Расчет проводится по разрушающей нагрузке [1, стр. 9]

$$S_{раз} \geq n \cdot S_{max} \quad \text{кН},$$

где n – коэффициент запаса прочности.

Наибольшее натяжение каната в полиспасте определяется по формуле

$$S_{max} = \frac{Q \cdot g}{K_n \cdot a \cdot \eta_{\sigma}^m} \quad \text{кН},$$

где Q – вес номинального груза, m ;

$g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

K_n – кратность полиспаста;

a – число полиспастов;

η_6^m – КПД полиспафта, найденный по примерной зависимости от КПД блока η_6 ;

m – число подвижных блоков.

Сварные цепи бывают длиннозвенные $L > 5d$ и короткозвенные $L \leq 3,5d$ при ширине $B \leq 3,5d$, калиброванные для работы со звездочкой и некалиброванные (для навивки на барабан). Сварные цепи обладают большей гибкостью в различных плоскостях. Испытывают цепи под нагрузкой, равной половине разрушающей; при этом остаточных деформаций не должно быть.

Расчет цепей (как и канатов) также выполняется по разрушающей нагрузке, куда подставляется наибольшее рабочее усилие. Коэффициент запаса прочности $n = 5 \dots 8$.

1.3 Нормы выбраковки канатов

Выбраковка канатов производится по предельному допустимому числу обрывов проволок на одном шаге свивки. Число допустимых обрывов зависит от типа каната.

Шаг свивки определяют отсчетом шести прядей в продольном направлении от выбранного сечения.

Таблица 16

Первоначальный запас прочности каната на растяжение	Число обрывов проволок одного шага свивки каната различной конструкции, при котором он выбраковывается							
	6×19=114 и 1 органический сердечник		6×37=222 и 1 органический сердечник		6×61=336 и 1 органический сердечник		18×19=342 и 1 органический сердечник	
	Крестовой свивки	Односторонней свивки	Крестовой свивки	Односторонней свивки	Крестовой свивки	Односторонней свивки	Крестовой свивки	Односторонней свивки
До 6	12	6	22	11	36	18	36	18
От 6 до 7	14	7	26	13	38	19	38	19
Свыше 7	16	8	30	15	40	20	40	20

1.4 Конструкция блоков и барабанов для стальных канатов и цепей

Блоки, звездочки и барабаны – детали, взаимодействующие с подвесными и тяговыми органами. Блоки служат для плавного перегиба и изменения направления движения тягового органа. Звездочки и барабаны – ведущие элементы грузоподъемных машин, при помощи которых наматывается или разматывается тяговой орган. Их конструкция должна обеспечить максимальную долговечность тягового органа. Барабаны бывают гладкие и нарезные, на которые могут наматываться одна (рис. 36, а) или две ветви каната (рис. 36, б).

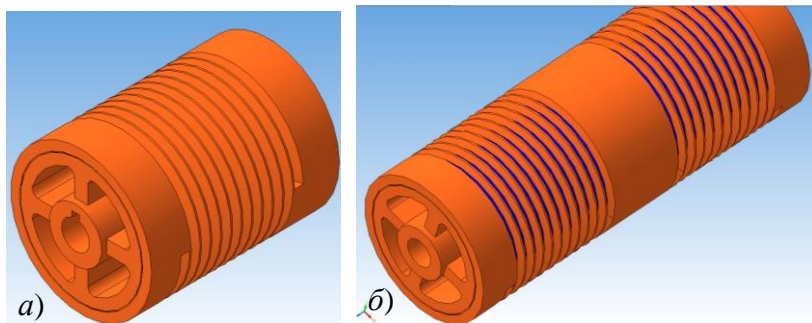


Рис. 36. Конструкция одинарного и сдвоенного барабана

Диаметр блока принимается равным диаметру барабана

$$D_o = d_k(e-1) \text{ мм},$$

где e – коэффициент, зависящий от типа и условий работы механизма ($e=16\dots25$);

d_k – диаметр каната, мм.

При вычислении окружной скорости барабана или блока используют расчетный диаметр

$$D_o = D_o + d_k \text{ мм}.$$

Практическое задание:

1. Выбор тягового органа по варианту, указанному преподавателем.

2. Рассчитать и подобрать цепь для заданной грузоподъемности (расчет проводится аналогично канату см. выше).

3. Ознакомиться с конструкциями барабанов для канатов и сварных цепей, способами установки в опорах и передачи вращающего момента на барабан [2, стр. 36-37].

4. Определение геометрических размеров барабана

Измерение натуральных образцов (электроталь, ручная лебедка, электрическая лебедка):

- длина барабана;
- диаметр барабана и реборд (замером длины окружности l с пересчетом $D_{\sigma}=l/\pi$);
- шаг нарезки, глубина канавки (свести в таблицу 17).

Таблица 17 – Результаты измерений барабанов различных механизмов

Параметры	Электроталь	Ручная лебедка	Электрическая лебедка	Консольный барабан
Длина барабана, L_{σ} мм				
Диаметр барабана, D_{σ} мм				
Шаг нарезки, t_{σ} мм		–		–
Глубина канавки, h мм		–		–

5. Прочностные расчеты основных деталей механизма подъема

5.1 Расчет барабана на прочность

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max} \cdot 10^3}{t_{\delta} \cdot \delta} \leq [\sigma]_{сж} \quad \text{МПа},$$

где t_{δ} – шаг нарезки, мм (для гладких барабанов принять $t_{\delta}=d_k$);

δ – толщина стенки барабана, мм;

$[\sigma]_{сж}=80 \text{ МПа}$ – допускаемые напряжения сжатия для чугунового барабана.

5.2 Длинные барабаны $L_{\delta} \geq 3D_{\delta}$ проверяют на изгиб и кручение.

5.2.1. Расчет барабана по напряжениям изгиба при использовании простого полиспаста

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u \quad \text{МПа},$$

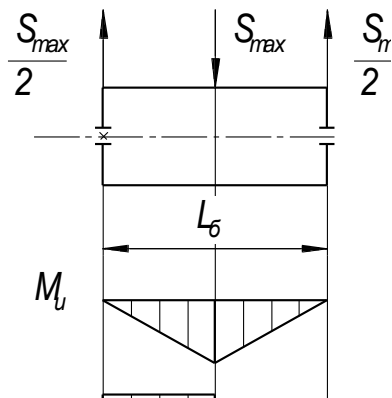
где M_u – изгибающий момент, Нмм (см. схему);

$$M_u = \frac{S_{\max} \cdot 10^3}{2} \cdot \frac{L_{\delta}}{2} = \frac{S_{\max} \cdot L_{\delta} \cdot 10^3}{4},$$

где L_{δ} – длина барабана, мм;

W – экваториальный момент сопротивления сечения барабана, мм³;

$$W \approx 0,1 \cdot \frac{(D_{\delta}^4 - D_2^4)}{D_{\delta}},$$



где $D_2=D_{\delta}-2\delta$ – внутренний диаметр барабана, мм.

5.2.1. Расчет барабана по напряжениям кручения

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_k \quad \text{МПа,}$$

где T – вращающий (крутящий) момент на валу барабана, Нмм ;

$$T = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta} \cdot 10^3}{2},$$

W_p – полярный момент сопротивления сечения, мм^3 .

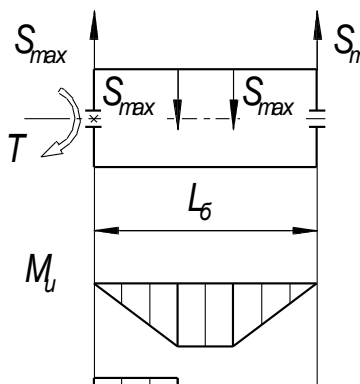
$$W_p = 2 \cdot W \approx 0,2 \cdot \frac{(D_{\delta}^4 - D_2^4)}{D_{\delta}}.$$

5.3 При расчете барабана на изгиб при работе со вдвоенным полиспастом ($a=2$) изгибающий момент вычисляют для неблагоприятного случая, когда канат сбегает в середине пролета барабана (см. схему).

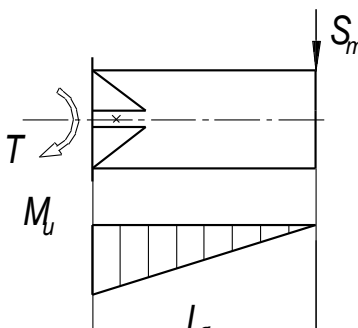
$$M_u = \frac{S_{\max} \cdot L_{\delta} \cdot 10^3}{2},$$

$$T = S_{\max} \cdot D_{\delta} \cdot 10^3,$$

где L_{δ} – длина барабана, мм .



Если крепление барабана консольно,



то $M_u = S_{\max} \cdot L_{\sigma} \cdot 10^3$, Нмм.

Сделать выводы по всем позициям.

Контрольные вопросы к работе № 2.1

1. На образцах показать канаты односторонней и крестовой свивки.
2. По каким признакам производится выбраковка каната?
3. Как определить коэффициент запаса прочности каната?
Выбор каната.
4. От каких факторов зависит величина коэффициента запаса прочности каната?
5. Что называется полиспастом?
6. Чем отличаются конструкции простого и сдвоенного полиспаста?
7. Как определить кратность полиспаста?
8. Как определить максимальное натяжение каната в полиспасте?
9. Определение диаметра блока и барабана.
10. Расчет короткого барабана на прочность по напряжениям сжатия.
11. Расчет длинных барабанов на изгиб и кручение.
12. Каким образом подразделяются барабаны на короткие и длинные?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ И КРЕПЛЕНИЯ КАНАТА НА БАРАБАНЕ

Цель работы: Ознакомиться с назначением и устройством конструкций крепления каната на барабане, принципами их выбора и основными расчетными зависимостями.

Оборудование и принадлежности:

Образцы барабанов различных конструкций: с ребордами и без реборд, гладкие и с нарезными канавками; мерительный и слесарный инструмент.

Общие сведения

1. Конструкция крепления каната на барабане

Конструкция крепления каната на барабане должна быть надежной, доступной для осмотра, удобной для замены и простой в изготовлении. Канат в месте крепления не должен резко изгибаться. Крепление осуществляют разными способами (рис. 37): клиновыми зажимами (*a*), накладками (*b*), планками (*в*) – наиболее распространен. По правилам ГГТН устанавливают не менее двух одновинтовых планок, при диаметре каната до 31 мм – одна планка с двумя винтами, более 31 мм по две планки. Планки могут иметь трапецеидальную или полукруглую канавку.

Таблица 18 – Варианты индивидуальных заданий для проверочных расчетов узлов

№ варианта	Тип грузоподъемного механизма	Шаг навики, мм	Толщина стенки, мм	S_{\max}, H	Болт крепления каната	Плечо изгиба болта $l_b, мм$
1	Электроталь	14	12,5	15000,0	М 14	20
2		14	12,5	12500,0	М 14	22
3	Электрическая лебедка	8,3	10	7000,0	М 10	15
4		9,1	12	10000,0	М 10	16
5	Консольный	5,6	8	2500,0	М 8	12

6	барабан	5,3	8	3500,0	М 8	12
---	---------	-----	---	--------	-----	----

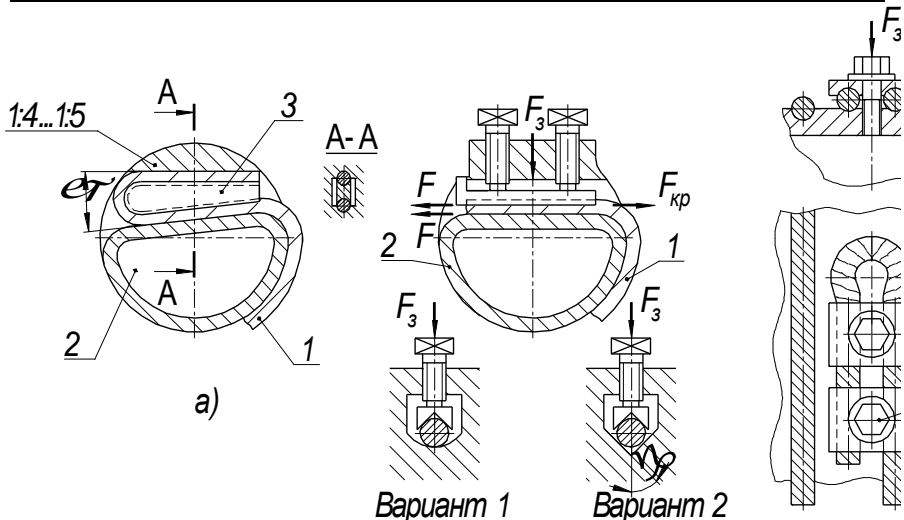


Рис. 37. Конструкции крепления каната к барабану:
1 – канат; 2 – барабан; 3 – клин; 4 – планка; 5 – болт

2. Расчет крепления каната на барабане

$$S_{\text{креп}} = \frac{S_{\text{max}}}{e^{f \cdot \alpha}} \quad H,$$

где S_{max} – максимальное натяжение гибкого рабочего органа (табл. 18), H ;

$e=2,72$ – основание натурального логарифма;

$f=0,15$ – коэффициент трения каната о барабан;

$\alpha=3 \cdot \pi$ – угол охвата барабана разгрузочными витками каната.

Приблизительно можно посчитать $f \cdot \alpha = 0,15 \cdot 3 \cdot 3,14 \approx 1,40$.

Тогда $e^{f \cdot \alpha} \approx 4$.

2.1 Сила затяжки болта для создания силы трения для планки с трапецидальными канавками (см. рис. 38).

По правилам теоретической механики при направлении силы прижатия по нормали к поверхности (дна канавки на барабане

или прижимной планке) величина силы трения определяется с участием коэффициента трения f , а при отклонении от нормали на некоторый угол β (в трапецеидальной канавке рис. 38) – с участием приведенного коэффициента трения f_1

$$F_3 = \frac{S_{\text{креп}}}{f + f_1} H,$$

где f – коэффициент трения каната о барабан;

f_1 – приведенный коэффициент трения каната в канавке.

$$f_1 = \frac{f}{f \cos \beta + \sin \beta},$$

где $\beta=15^\circ$ – половина угла профиля канавки.

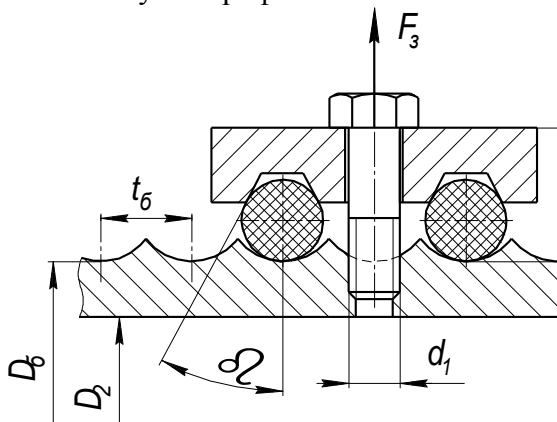


Рис. 38. Схема крепления каната к барабану прижимной планкой

2.2 Кроме растяжения винты испытывают также изгиб, вызываемый силами трения между планкой и головкой болта.

Изгибающий момент при деформации болта при изгибе

$$M_u = S_{\text{креп}} \cdot l_b \quad \text{Нм},$$

где l_b – плечо изгиба болта, мм (табл. 18).

2.3 Суммарное напряжение в болте (в предположении, что число болтов $Z=1$)

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_p + \sigma_u = \frac{1,3 \cdot F_3}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} + \frac{M_u}{0,1 \cdot d_1^3} \leq [\sigma]_p \quad \text{МПа},$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы болта, мм;

$[\sigma]_p=60 \text{ МПа}$ – допускаемые напряжения растяжения для одного болта, по правилам ГТН болт устанавливается с резьбой не менее М8.

2.4 Определить количество болтов

$$Z = \frac{\sigma_{\text{сум}}}{[\sigma]_p}.$$

Сделать вывод о надежности крепления каната.

3. *Исследование прочности деталей крюковой подвески грузоподъемностью 5 т (режим работы Т).*

3.1 Произвести замер деталей крюковой подвески (размеры крюка № 14 сравнить с табличными данными [2, стр. 269, табл. 19], [4, стр. 96-97]), траверсу и серьгу подвески.

Для серьги достаточно измерить толщину δ и ширину b полосы, диаметры отверстий под ось блока d , а для траверсы –

высоту и ширину среднего сечения, диаметр отверстия под хвостовик крюка, диаметры и длину цапф.

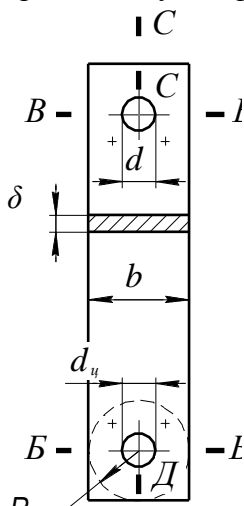


Рис. 39. Схема к расчету параметров крюковой подвески

Выписать основные размеры крюка, замерить диаметр блока

3.2 Проверка прочности серьги по опасному сечению В-В (где отверстие под ось блока имеет больший размер: $d > d_y$)

$$\sigma_p = \frac{Q \cdot g}{2 \cdot \delta \cdot (b - d)} \leq [\sigma]_p,$$

где δ, b, d – размеры сечения, найденные измерением, мм;

Q – грузоподъемность подвески, т;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение, МПа, [3, стр. 18 п. 3].

В формулу выполняется подстановка большего из d и d_y .

3.3. Проверка прочности траверсы подвески

Размеры траверсы замерить с подвески: l, B, H . Диаметр отверстия под крюк (без разборки узла) принять по диаметру тела крюка (плюс 2...3 мм).

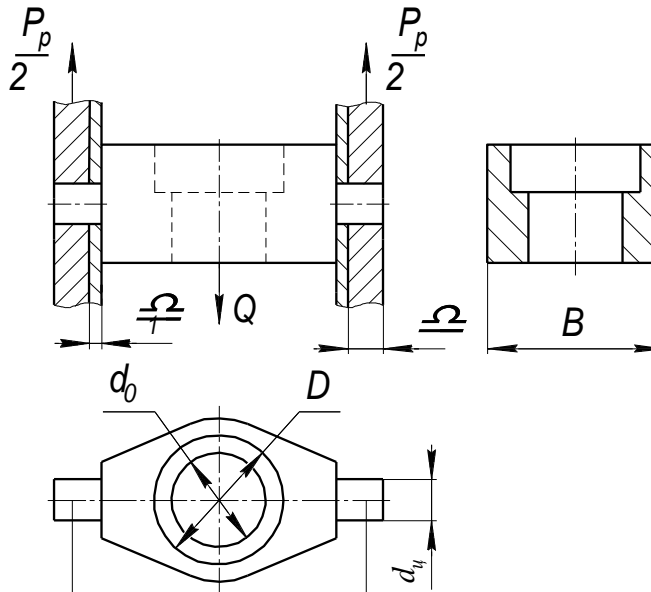


Рис. 40. Расчетная схема поперечины

Уравнение прочности для балки

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u,$$

где M_u – наибольший изгибающий момент траверсы, *Нмм*;

W – момент сопротивления опасного сечения, *мм³*;

$[\sigma]_u$ – допускаемые напряжения изгиба, *МПа*.

Наибольший изгибающий момент в сечении траверсы

$$M_u = \frac{P_p}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{P_p \cdot l}{4},$$

где P_p – расчетная нагрузка, *Н*;

$l/2$ – плечо силы относительно опасного сечения, *мм*.

С учетом динамического характера приложения нагрузки

$$P_p = Q \cdot g \cdot k_d \cdot 10^3 \quad H,$$

где $k_d=1,25$ – динамический коэффициент.

Момент сопротивления опасного сечения

$$W = \frac{(B - d_0) \cdot H^2}{6},$$

где B – ширина сечения траверсы, мм;

d_0 – диаметр отверстия под крюк, мм.

H – высота сечения траверсы, мм.

3.4. Расчет цапфы траверсы на изгиб и смятие

Расчет цапфы на изгиб

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u,$$

где M_u – изгибающий момент, Нмм;

W – момент сопротивления опасного сечения, мм³.

Изгибающий момент в сечении заделки

$$M_u = \frac{Q \cdot g \cdot k_d}{2} \cdot \frac{\delta}{2},$$

где δ – толщина серьги, мм;

Момент сопротивления опасного сечения цапфы

$$W = \frac{\pi \cdot d_u^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_u^3.$$

где d_y – диаметр цапфы траверсы, мм.

Расчет цапфы на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{Q \cdot g \cdot k_\delta}{2 \cdot d_y \cdot \delta} \leq [\sigma]_{см}.$$

3.5. Расчет хвостовика крюка

Хвостовик крюка рассчитывают на растяжение в нарезанной части крюка

$$\sigma_p = \frac{Q \cdot g \cdot k_\delta}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p \quad \text{МПа},$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы на хвостовике крюка [5, стр. 43].

3.6. Упорный подшипник под гайку хвостовика крюка выбирается по статической грузоподъемности: $F_a \leq C_o$ [4, стр. 207, табл. 42...44];

Подшипник устанавливается шариковый упорный. Наружный диаметр сопоставить с шириной сечения траверсы (см. п. 3.3).

Контрольные вопросы к работе № 2.2

1. Из каких деталей состоит узел крюковой подвески?
2. Расчет хвостовика крюка грузоподъемной машины (уравнение прочности, место опасного сечения, размер опасного сечения).
3. Расчет траверсы крюка (деформация, местоположение опасного сечения, уравнение прочности).
4. Момент сопротивления опасного сечения траверсы.
5. Какие деформации испытывает траверса крюка в среднем сечении и цапфах?
6. Опасное сечение серьги крюковой подвески, его размер (показать и определить).
7. Записать уравнение прочности для опасного сечения серьги.
8. Как выбрать упорный подшипник под гайку крюка?
9. Стопорение гайки крюка (какие приемы существуют)?
10. Почему применяют обязательное стопорение гайки крюка против отвинчивания, а траверсы и оси блока – от осевых перемещений?
11. Назвать несколько способов крепления каната на барабане.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.3

УСТРОЙСТВО И РЕГУЛИРОВКИ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

Цель работы: Ознакомиться с назначением и устройством тормозной установки, классификацией тормозов по типу привода, порядком проведения регулировок, проверочным расчетом.

Объекты исследования и инструмент:

1. Колодочные тормоза ТКТ-200, ТКП-300, ТКТГ-200;
2. Штангенциркуль, линейка, щупы.

Содержание работы:

1. Назначение тормозной установки.
2. Конструкция тормозов типа ВНИИПТМАШ.
3. Электромагнитный привод тормозов с короткоходовыми магнитами постоянного и переменного тока.
4. Электрогидравлический привод тормозов, его достоинства.
5. Схема тормоза типа ТКТ.
6. Основные правила регулировок (выполнить самостоятельно и описать в тетради).
7. Проверочный расчет тормоза.

1. Назначение тормозной установки

В грузоподъемных машинах и механизмах необходимо остановить машину и груз на определенном пути торможения и удерживать груз в подвешенном состоянии при заданном запасе торможения или заданном значении замедления. Для этого применяются тормозные установки, в этом и состоит назначение последних.

Для регулировки скорости опускания груза применяют спускной тормоз, для затормаживания и удерживания груза в подвешенном состоянии – стопорный.

2. Конструкция тормозов типа ВНИИПМАШ

Тормоза конструкции ВНИИТМАШ типа ТКТ, ТКП, ТКТГ отличаются большой надежностью благодаря тому, что количество звеньев в механизме тормоза сведено до минимума.

Тормоза названных типов предназначены для установки только в вертикальном положении на механизмах, работающих в непожаро- и невзрывоопасной среде. При установке на открытом воздухе тормоза следует защитить кожухами от попадания атмосферных осадков.

Механическая часть тормозов переменного и постоянного тока со шкивом одного диаметра одинаковая и обозначается буквами ТК и числом, соответствующим диаметру тормозного шкива.

Например: ТКТ – 100, ТКТ – 200, ТКП – 100, ТКП – 200 и др.

При дробном значении числа в обозначении тормоза: ТКТ – 200/100 или ТКП – 300/200 в числителе сохранен размер диаметра шкива, а в знаменателе проставляется характеристика электромагнита меньшего размера, следовательно, с меньшими тяговыми характеристиками. В этом случае величина тормозного момента, реализуемого тормозом, занимает промежуточное значение между ТКТ – 100 и ТКТ – 200, ТКП – 100 и ТКП – 200 и т.д.

Замыкание тормоза осуществляется основной замыкающей пружиной 5 (рис. 41), предварительное сжатие которой для получения необходимой силы замыкания производится гайками 9, 10. Размыкается тормоз электромагнитом 6, укрепленном на тормозном рычаге. Якорь электромагнита 7 надавливает на шток 1 тормоза и с помощью вспомогательной пружины 4 разводит оба рычага, освобождая шкив. Для размыкания тормоза при обесточенном электромагните, например с целью замены изношенных фрикционных накладок на колодках используется отжимная гайка 2, отводимая по штоку 1 до упора в рычаг. Фиксация колодок относительно тормозного рычага, исключая трение колодок о шкив при разомкнутом тормозе, осуществляется специальными фиксаторами.

Равномерность отхода обеих колодок от шкива достигается установкой винта 8.

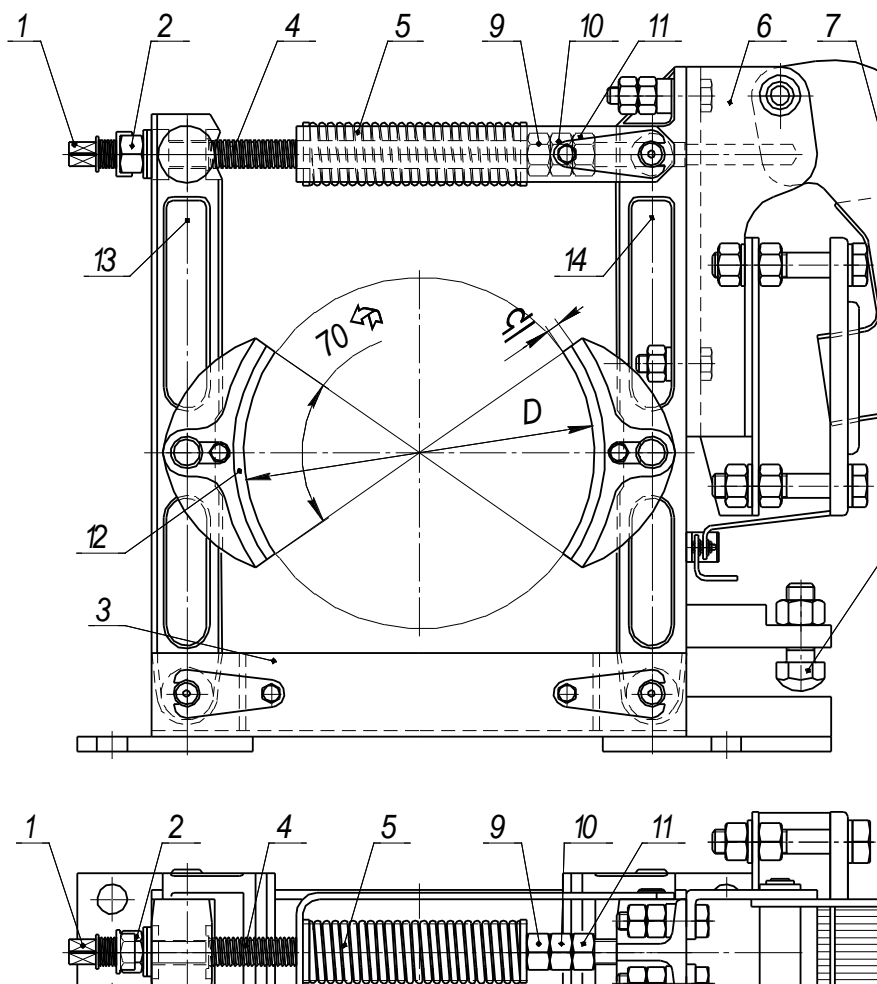


Рис. 41. Колодочный тормоз: 1 – шток; 2 – отжимная гайка; 3 – основание; 4 – вспомогательная пружина; 5 – основная пружина; 6 – электромагнит; 7 – якорь; 8 – винт; 9, 10, 11 – гайки регулировки основной пружины; 12 – колодка; 13, 14 – вертикальные рычаги

3. Электромагнитный привод тормозов с короткоходовыми магнитами постоянного и переменного тока. Электромагниты

Для колодочных тормозов применяются главным образом электромагниты типа МП и МО-Б, отличающиеся малым ходом якоря.

При работе однофазных электромагнитов переменного тока магнитный поток не остается постоянным: следуя закону изменения переменного тока, он проходит в течение каждого периода 2 раза через ноль. Вследствие этого якорь магнита, находящийся все время под действием усилия замыкающей пружины, отрывается от сердечника при переходе магнитного потока через ноль и тут же опять втягивается вновь нарастающим магнитным потоком. Для уменьшения шума и вибрации якоря каждый электромагнит этого типа имеет короткозамкнутый виток, представляющий собой вторичную обмотку, которая создает некоторый магнитный поток, сдвинутый по фазе на некоторый угол. Этот магнитный поток способствует удержанию якоря у сердечника при переходе основного потока через нулевое значение.

Вследствие относительно низкой износоустойчивости магнитов, резко уменьшающейся при уменьшении момента сопротивления тормозного штока, когда удары якоря о ярмо увеличиваются, магниты серии МО не рекомендуется применять при тяжелом и весьма тяжелом режимах работы. Для этих режимов следует применять тормоза с электромагнитами серии МО-Б с питанием их от сети переменного тока через селеновые выпрямители или тормоза с приводом от электрогидротолкателей.

4. Электрогидравлический привод тормозов

Недостатки тормозов с электромагнитами поставили задачу создания привода, обеспечивающего полную надежность работы тормозной установки и позволяющего регулировать процесс торможения в желаемом направлении. Таким приводом тормоза является привод от электрогидротолкателя, позволяющего получить любую степень плавности торможения.

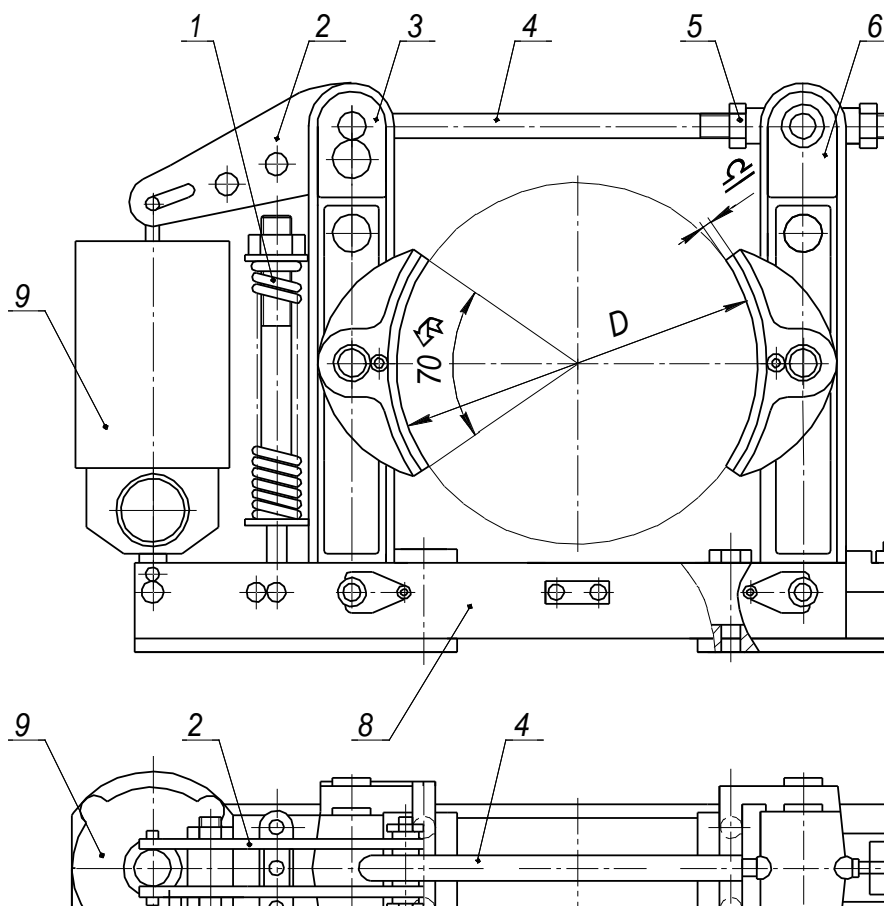


Рис. 42. Тормоз с электрогидравлическим приводом:
 1 – вертикальная пружина; 2 – двуплечий рычаг; 3, 6 – тормозные рычаги; 4 – тяга; 5 – гайка; 7 – упор; 8 – основание; 9 – толкатель

В цилиндре толкателя расположены центробежный насос и поршень с одним или двумя штоками, выступающими наружу через крышку толкателя. При работе насоса рабочая жидкость, наполняющая цилиндр толкателя, перекачивается из верхней половины цилиндра в нижнюю, заставляя поршень вместе со штоком перемещаться кверху. Шток передает усилие рычажной

системе тормоза. При включении электродвигателя гидротолкателя сила сжатой пружины (иногда собственный вес поршня) возвращает поршень в исходное положение, а масло перетекает через золотниковые окна.

Ход штока гидротолкателей можно регулировать как в сторону подъема, так и в сторону спуска, причем это не изменяет подъемной силы и дополнительного расхода энергии. Их отличает плавная работа и возможность большей частоты включений (до 2-х тысяч в час); высокая износостойчивость; простота эксплуатации; резкое уменьшение пусковых токов.

5. Грузоупорные тормоза

Грузоупорные тормоза применяют как в ручных, так и в механических подъемных механизмах с цилиндрическими зубчатыми передачами, например лебедках, электроталях.

Дисковый грузоупорный тормоз встроен в механическую передачу механизма подъема груза. Он состоит из храпового колеса 3, свободно установленного на валу 1, и двух тормозных дисков 2 и 4. Диск 2 шпонкой зафиксирован на валу 1, а диск 4, выполненный как единое целое с ведущей шестерней, навинчен на резьбу вала. При вращении вала в сторону подъема шестерня сдвигается по винту (на рисунке влево) и зажимает храповое колесо между дисками. При этом собачка 6 проскальзывает по зубьям храпового колеса, не препятствуя его вращению. При остановке вала зажатое храповое колесо фиксируется собачкой, и тормоз удерживает груз на весу. Вращение вала в обратную сторону сдвинет шестерню опять же по винту право, тормоз разомкнется, и груз начнет ускоренно опускаться. В этот момент шестерня, двигаясь быстрее вала, снова переместится влево и зажмет храповое колесо. После некоторых повторений этого процесса установится непрерывное скольжение трущихся поверхностей и груз начнет равномерно опускаться.

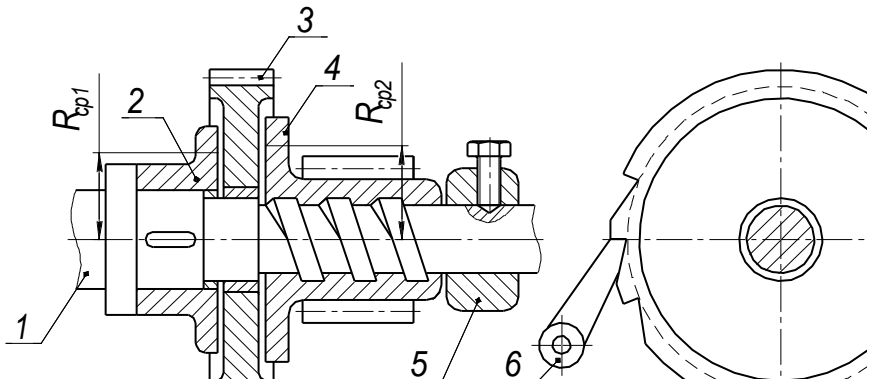


Рис. 43. Схема грузоупорного тормоза: 1 – тормозной вал; 2, 4 – тормозные диски; 3 – храповое колесо; 5 – упор; 6 – собачка

6. Схема тормоза типа ТКТ (рис. 44)

Для обеспечения надежности регулирования тормоза применено стопорное устройство, состоящее из специальной шайбы 3, отогнутые концы которой ложатся на грани гайки 4, а шип, имеющийся во внутреннем отверстии шайбы, входит в канавку, простроганную в штоке 1, создавая возможность перемещения шайбы вдоль штока и предохраняет от произвольного вращения.

При регулировании тормоза шайбу 3 перемещают влево по штоку, сжимая пружину 2 и освобождая гайку 4 до тех пор, пока шип шайбы не выйдет из канавки на штоке. Затем шайбу поворачивают на 90° , так что она во время регулирования не может подойти к гайке 4. По окончании регулирования шайба 3 под действием пружины 2 снова захватывает гайку, устраняя возможность ее отвертывания.

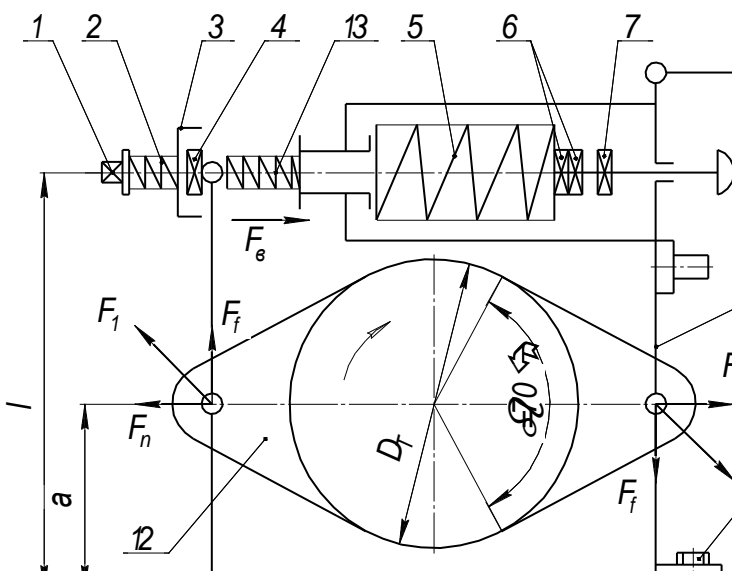


Рис. 44. Расчетная схема тормоза колодочного с приводом от короткоходового электромагнита: 1 – шток; 2 – пружина, замыкающая стопорную шайбу на гайке; 3 – стопорная шайба; 4 – гайка; 5 – основная пружина; 6 – гайка (обеспечивающая необходимую осадку пружины и контргайка); 7 – отжимная гайка; 8 – регулировочный упорный болт; 9 – якорь электромагнита; 10 – основание тормоза; 11 – рычаг тормоза; 12 – тормозная колодка; 13 – вспомогательная пружина

7. Основные правила регулировок

После монтажа тормоз должен быть подвергнут регулировкам:

В установке нормального хода якоря.

В регулировке главной пружины.

В регулировке равномерного отхода колодок.

Рассмотрим последовательность выполнения регулировок.

Освобождают гайку 4 от стопорной шайбы 3 и, удерживая гайку 4 в неподвижном состоянии, вращают шток 1 тормоза за квадратную заточку на его конце до тех пор, пока не установится необходимый отход якоря магнита (при этом

следует иметь в виду, что начальный ход не должен превышать половины номинального хода, так как по мере износа накладок ход якоря увеличивается).

При законтренной гайке 4 вращают шток тормоза за его квадратный конец так, что гайки 6, удерживаемые от вращения, передвигаются по штоку и устанавливают необходимую величину осадки пружины 5, при которой она развивает усилие, необходимое для создания расчетного тормозного момента. После установки необходимой длины пружины ее положение фиксируется двумя гайками 6. В дальнейшем величина замыкающей пружины больше не регулируется. Установочную длину пружины в зависимости от тормозного момента см. в таблице 19.

Таблица 19

Тормоз	Тормозной момент, Hm	Номинальная установочная длина главной пружины, мм	
		переменный ток	постоянный ток
ТК-100	10	49	51
	15	46,5	47,5
	25	43	44,5
	30	122,5	123,5
ТК-200	60	112,5	116,5
	80	108	112
	100	103	107
	120	98	102
	140	93,5	98
	160	88,5	92,5
ТК-300/200	180	203	205,5
	200	201	203
	220	197,5	201
	240	196,5	199
ТК-300	300	-	193,5
	350		187,5
	400		182,0
	450		176,5
	500		171

Отжимную гайку 7 при нормальной работе тормоза плотно прижатую к гайке 6, переводят по штоку до упора в тормозной рычаг. Затем, удерживая ее ключом, вращают шток до тех пор, пока якорь электромагнита не коснется сердечника, а рычаги тормоза не будут разведены на величину нормального хода якоря. После этого регулировочным упорным болтом 8 устанавливают одинаковые отходы обеих колодок от шкива. Затем болт 8 контрится, и отжимная гайка 7 снова прижимается к гайкам 6.

8. Проверочный расчет тормоза

Для проведения проверочного расчета тормоза необходимо вычислить силу прижатия колодки к шкиву:

$$F_n = \frac{T_m \cdot 10^3}{f \cdot D} \quad \text{Н},$$

где T_m – паспортные данные тормозного момента исследуемого тормоза, *Нм*;

f – коэффициент трения вальцованной ленты ($f=0,42$);

D – диаметр тормозного шкива, *мм*.

Для вычисления давления между колодкой и шкивом замером на тормозе необходимо определить ширину колодки « B » и ее длину « L » (по хорде).

Тогда

$$p = \frac{F_n}{B \cdot L} \leq [p] = 0,6 \text{ МПа},$$

где B и L – соответственно ширина и длина обкладки, *мм*.

Таблица 20

Тормоз	Обкладка		
	<i>L</i>	<i>B</i>	<i>b</i>
ТК-100	70	75	6
ТК-200/100	126	95	6
ТК-200	126	95	6
ТК-300/200	187	145	8
ТК-300	187	145	8

Суммарное усилие пружин (основной и вспомогательной), необходимое, в частности, для определения тягового усилия магнита, расчета рычага и т.д., можно определить из уравнения равновесия рычага тормоза:

$$F_o - F_g = F_n \cdot \frac{a}{l_1},$$

где *a* и *l* – плечи рычага, мм;

F_o и *F_g* – силы сжатия соответственно основной и вспомогательной пружин, Н.

Сделать выводы.

Контрольные вопросы к работе № 2.3

1. Тормоза каких типов используют в механизмах ГПМ?
2. Какими основными достоинствами обладают тормоза ВНИИПТМАШ?
3. Какие регулировки предусмотрены для тормозов типа ТК?
4. Как отрегулировать величину отхода колодок от шкива?
5. Какая регулировка предусмотрена для обеспечения одинакового отхода обеих колодок от шкива?
6. Регулировка тормоза на требуемую величину тормозного момента.
7. Почему нельзя допускать большую величину тормозного момента, чем требуется по расчету?
8. Какое назначение дополнительной пружины?
9. На тормозную колодку передается сумма или разность основной и дополнительной пружин?
10. Какую деформацию испытывает рычаг тормоза?
11. Какую деформацию испытывает ось тормозной колодки?
12. Как выполняется проверочный расчет по оценке работоспособности тормоза?
13. От чего зависит величина допускаемого давления на колодке?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.4

СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМОВ ТАЛЕЙ С ГРУЗОВОЙ ЦЕПЬЮ И КАНАТОМ

Цель работы: Ознакомиться с основными параметрами, устройством и особенностью конструкций электроталей; изучить паспортные данные, произвести необходимые замеры диаметров барабана и грузовой звездочки, шага цепи и произвести необходимые расчеты. Провести кинематический расчет

Оборудование и принадлежности:

Электротали ТЭ 050-71120 – российского производства и ВО 93М «Балканкар» – производства Болгарии;

Мерительный инструмент (линейки, штангенциркуль).

1. Назначение талей, их конструкция

Таль – это грузоподъемное устройство с ручным, электрическим или пневматическим приводом, подвешиваемое к балкам или специальным тележкам, перемещающимся по подвесному монорельсовому пути.

Тали электрические используют в качестве самостоятельных грузоподъемных машин или в качестве механизмов подъема груза в однобалочных мостовых, консольных и козловых кранах. Грузоподъемность электроталей 1-10 т (канатные электротали производства Болгарии до 1-5 т, Финляндии – до 16 т), высота подъема до 30 м (модификации с высотой подъема до 48 м) с интервалом через 6 м; скоростью подъема груза 0,05-0,4 м/с. Электротали грузоподъемностью до 5 т широко распространены, обладают компактной конструкцией и простотой обслуживания.

Нормальный режим работы ПВ=25%. При работе на режиме ПВ=40% грузоподъемность электроталей должна быть снижена на 30...50%. Скорость перемещения по монорельсам до 0,5 м/с,

по кран-балкам до 0,25 м/с. Электротали могут работать с различными грузозахватными органами.

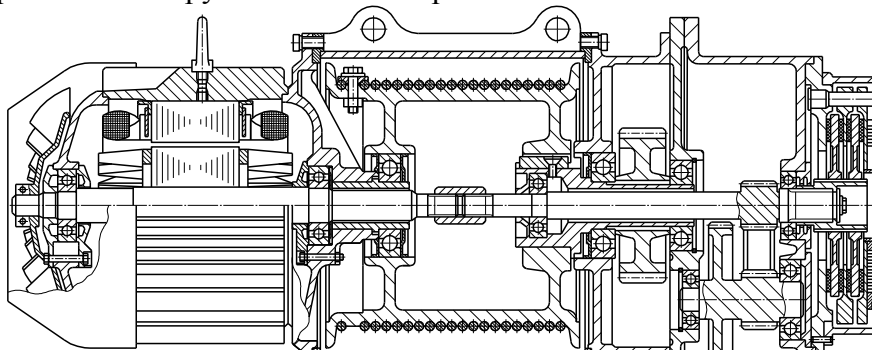


Рис. 45. Схема тали с фланцевым двигателем

По конструкции тали отличаются между собой взаимным расположением барабана и электродвигателя. Имеются тали с фланцевым двигателем, двигатель устанавливается на одной оси с барабаном; с двигателем, встроенным в барабан; с параллельным расположением двигателя и барабана. Первые из названных не получили распространения из-за большой длины механизма.

Тали электрические канатные с двигателем, встроенным в барабан, серии ТЭ изготавливают грузоподъемностью 0,25; 0,5; 1,0; 2,0; 3,2; 5,0 т. Статор 4 асинхронного двигателя тали запрессован в барабан (рис. 46). С одного торца барабана расположен двухступенчатый соосный редуктор с грузоупорным дисковым тормозом на промежуточном и колодочным стопорным тормозом – на быстроходном валах. Тали малой грузоподъемности могут иметь только один стопорный тормоз. У противоположного торца барабана размещен шкаф с электроаппаратурой управления.

Механизмом подъема электротали управляют с пола с помощью подвешенного к тали двухкнопочного поста управления. Некоторые исполнения талей предусматривают наличие дополнительной «посадочной» скорости, которая обеспечивается многоскоростным электродвигателем или дополнительным микроприводом.

Подвод тока к электротали производится либо троллеями, либо подвесным кабелем. Для выключения двигателей при подходе крюковых обоеим к барабанам под кожухами последних помещаются концевые выключатели.

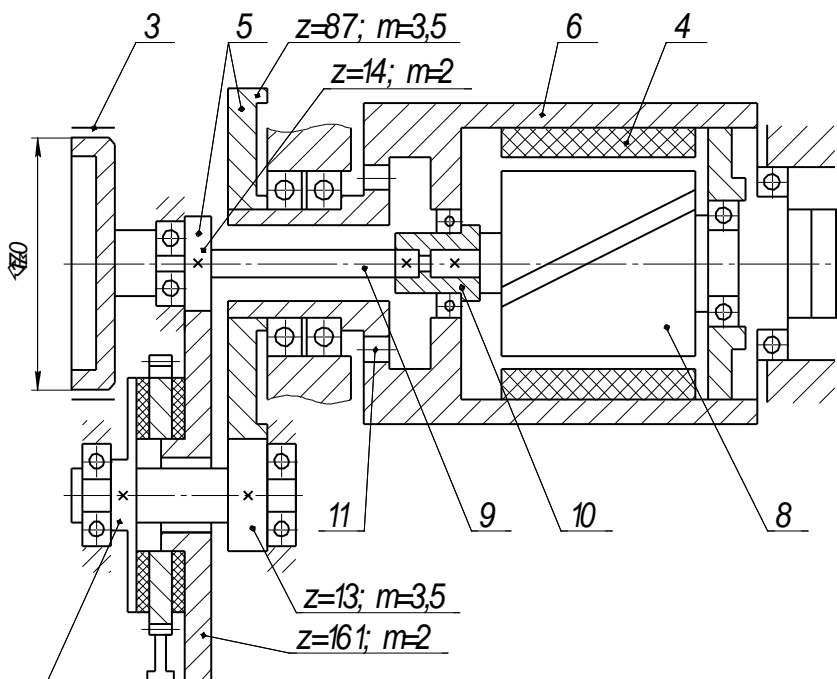


Рис. 46. Схема тали с встроенным двигателем: 1 – собачка; 2 – диск грузоупорного тормоза; 3 – стопорный колодочный тормоз; 4 – статор; 5 – зубчатые колеса редуктора; 6 – барабан; 7 – токосъемник, 8 – ротор двигателя; 9 – быстроходный вал редуктора; 10 – шлицевое соединение; 11 – зубчатая муфта

Электрические тали грузоподъемностью до 3,2 т по конструкции аналогичны рисунку 46. Как правило, они имеют механизм подъема с электродвигателем, встроенным в нарезной барабан 6, два тормоза: один дисковый грузоупорный 2, другой колодочный 3 и ограничитель подъема крюка; механизм передвижения тележки.

В нарезной барабан 6 встроен электродвигатель 8, к которому ток подводится через кольцевой токосъемник 7. Редуктор двухступенчатый, имеет две пары прямозубых зубчатых колес 5 и получает вращение от электродвигателя при помощи шлицевого соединения 10. Вал проходит через полую зубчатую муфту 11, соединяющую выходное зубчатое колесо редуктора с барабаном. Полость редуктора отделяется от мотор-барабана резиновым манжетным уплотнением. При отсутствии грузоупорного тормоза точная остановка груза может быть достигнута противовключением двигателя механизма подъема.

Ручные тали – это также один из видов грузоподъемников. Это компактная машина циклического действия для подъема и опускания груза, которая состоит из лебедки и тележки. Так как таль располагается выше поднимаемого груза, то при ручном приводе используют цепное (тяговое) колесо, которое вращается с помощью бесконечной цепи. С помощью цепной или канатной тали физические усилия одного человека могут поднять и передвинуть груз массой до четырех – пяти тонн на десять метров в высоту.

2. Обследование грузоподъемных устройств

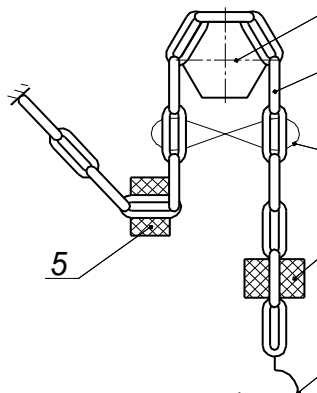
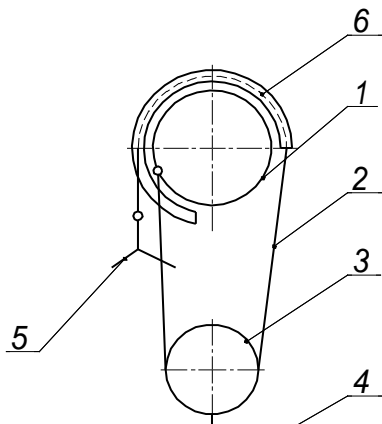
2.1 Паспортные данные

Таблица 21 – Условные обозначения талей

ТЭ050 – 71120	Обозначения	ВО93М
$Q=0,5 \text{ т}$	Грузоподъемность	$Q=0,5 \text{ т}$
Средний, ПВ=25%	Режим работы	ПВ 40% – для механизма главного подъема, $v_{zp}=0,133 \text{ м/с}$; ПВ 10% – при микроскорости, $v_{zp}=0,04 \text{ м/с}$
$v_{zp}=8 \text{ м/мин}=0,133 \text{ м/с}$	Скорость подъема	$v_{zp}=8 \text{ м/мин}=0,133 \text{ м/с}$
$v_m=20 \text{ м/мин}=0,33 \text{ м/с}$	Скорость передвижения тележки	$v_m=20 \text{ м/мин}=0,33 \text{ м/с}$
$H=6 \text{ м}$	Высота подъема	$H=6 \text{ м}$

2.2 Схема подвески груза (непосредственные наблюдения)

	Тяговый орган
СТАЛЬНОЙ КАНАТ	КРУГЛОЗВЕНЬЕВАЯ ЦЕПЬ
Диаметр $d_k = 5,60$ мм	Диаметр проволоки (калибр)
ПВ 25%	$d = 7$ мм; шаг $P = 22$ мм
	ПВ 40%



$Z=2$ – число ветвей подвеса груза;

$a=1$ – число ветвей, наматываемых на барабан;

$K_n = Z/a = 2$ – кратность.

1 – барабан; 2 – канат; 3 – блок подвижный; 4 – крюк; 5 – ограничитель высоты подъема.

$Z=1$ – число ветвей подвеса груза;

$a=1$ – число ветвей, наматываемых на барабан;

$K_n = Z/a = 1$ – кратность.

1 – грузовая звездочка; 2 – цепь; 3 – ограничитель высоты подъема; 4 – крюк; 5 – упор ограничителя высоты подъема.

3. Кинематический расчет механизмов подъема

3.1. Частота вращения барабана (звездочки)

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v_{zp}}{\pi \cdot D_{\sigma}} \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{зз} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v_{зп}}{P \cdot Z_{зз}} \text{ мин}^{-1},$$

где $v_{зп}$ – скорость подъема груза, $м/с$;

$D_{б}$ – диаметр барабана, $мм$;

P – шаг цепи, $мм$;

$Z_{зз}$ – число зубьев звездочки.

3.2 Передаточное число редуктора

При ПВ 25% принят $n_{дв}=640 \text{ мин}^{-1}$.

$$u_{б} = \frac{n_{дв}}{n_{б}},$$

При ПВ 40% принят $n_{дв}=1370 \text{ мин}^{-1}$.

$$u_{зз} = \frac{n_{дв}}{n_{зз}}.$$

3.3 Определение мощности

$$P_{дв} = \frac{Q \cdot g \cdot v_{зп}}{\eta_{общ}} \text{ кВт},$$

где Q – грузоподъемность, $т$;

$g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$\eta_{общ}=0,9$ – общий КПД привода.

При ПВ 25% принять $P_{дв}=0,6 \text{ кВт}$.

При ПВ 40 % принять $P_{дв}=0,76 \text{ кВт}$.

3.4 Грузоподъемный момент на барабане (звездочке)

$$T_{\sigma} = \frac{Q \cdot g \cdot D_{\sigma}}{2 \cdot Z \cdot \eta_n} \quad \text{Нм},$$

$$T_{3\sigma} = \frac{Q \cdot g \cdot D_{3\sigma}}{2 \cdot Z \cdot \eta_n} \quad \text{Нм},$$

где $\eta_n=0,97$ – КПД полиспафта;

Z – число ветвей подвеса груза;

$D_{3\sigma}$ – диаметр грузовой звездочки, мм.

$$D_{3\sigma} = \frac{P \cdot Z_{3\sigma}}{\pi} \quad \text{мм}.$$

Момент на барабане (звездочке) при торможении:

$$T'_{\sigma} = T_{\sigma} \cdot \eta_n^2 \quad \text{Нм}.$$

$$T'_{3\sigma} = T_{3\sigma} \cdot \eta_n^2 \quad \text{Нм}.$$

3.5 Момент на быстроходном валу

$$T_{1\sigma} = \frac{P_{\sigma\sigma} \cdot 10^3}{\omega_{1\sigma}} \quad \text{Нм},$$

где $\omega_{1\sigma}$ – угловая скорость на быстроходном валу, c^{-1} ;

$$\omega_{1\sigma} = \frac{\pi \cdot n_{\sigma\sigma}}{30} \quad c^{-1},$$

$$T_{136} = \frac{P_{06} \cdot 10^3}{\omega_{136}} \quad \text{Нм},$$

$$\omega_{136} = \frac{\pi \cdot n_{06}}{30} \quad \text{с}^{-1}.$$

3.6. Проверка достаточности передаточного числа

$$\frac{T_{\bar{6}}}{u_{\bar{6}} \cdot \eta_{np}} < T_{1\bar{6}} \quad \text{Нм},$$

$$\frac{T_{36}}{u_{36} \cdot \eta_{np}} < T_{136} \quad \text{Нм},$$

$$\eta_{np} = \frac{\eta_{общ}}{\eta_n}.$$

3.7. Тормозной момент стопорного и грузоупорного тормоза на валу тормоза

$$T_{T\bar{6}} = K_T \cdot \frac{T'_{\bar{6}} \cdot \eta_{np}}{u_{\bar{6}}} \quad \text{Нм},$$

$$T_{T36} = K_T \cdot \frac{T'_{36} \cdot \eta_{np}}{u_{36}} \quad \text{Нм},$$

где $K_T=1$ – коэффициент запаса торможения при ПВ 25% и при наличии грузоупорного тормоза;

$K_T=2$ – коэффициент запаса торможения при ПВ 40% и при отсутствии грузоупорного тормоза;

$u_{\bar{6}}=40$ – передаточное число редуктора (для справки);

$u_{36}=49$ – передаточное число привода (для справки).

3.8. Тормозной момент грузоупорного тормоза

$$T_T = K_T \cdot \frac{T_6 \cdot \eta_n^2 \cdot \eta_T}{u_T} \quad \text{Нм},$$

где $u_T=4$ – передаточное число тихоходной ступени двухступенчатого соосного редуктора;

$\eta_T=0,96$ – КПД тихоходной ступени редуктора;

$K_T=1,2$ – коэффициент торможения для грузоупорного тормоза при ПВ 25%.

4. Кинематический расчет механизмов передвижения

4.1. Частота вращения ходовых колес

$$n_k = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v_m}{\pi \cdot D_k} \quad \text{мин}^{-1},$$

$$n_k = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v_m}{\pi \cdot D_k} \quad \text{мин}^{-1},$$

где D_k – диаметр ходовых колес, мм (определить замером);

v_m – скорость передвижения тележки, м/с.

4.2. Передаточное число привода

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k},$$

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k}.$$

Сделать выводы по каждой модели.

Содержание отчета:

1. Дать краткое описание конструкции электроталей и их основных параметров.
2. Записать паспортные данные талей и расшифровать условные обозначения.
3. Начертить схему подвески груза.
4. Произвести кинематический и силовой расчет механизмов подъема груза.
5. Дать сравнительную оценку талей двух разных типов по мощности двигателей механизма подъема, по скорости набегавшей ветви тягового рабочего органа, по передаточному числу редуктора.

Контрольные вопросы к работе № 2.4

1. Какие детали составляют механизм подъема груза талей грузоподъемностью $Q=0,5 \text{ т}$ ВО93М (производства Болгарии) и $Q=0,5 \text{ т}$ типа ТЭ050 – 71120 (отечественного производства)?
2. Калибр цепи (диаметр проволоки)?
3. Шаг цепи. Дать схему цепи с указанием шага.
4. Диаметр троса.
5. Число зубьев грузовой звездочки?
6. Диаметр барабана тали?
7. Назначение конечного выключателя?
8. Как определить окружную скорость барабана (звездочки)?
9. Как связаны кинематические параметры n_{δ} ($n_{зв}$) со скоростью подъема груза?
10. Передаточное число редуктора механизма подъема талей типа ТЭ и ВО.
11. Грузовой момент на валу барабана (звездочки) – T_{δ} ($T_{зв}$).
12. Тормозной момент, приведенный к быстроходному валу
$$T_{T1} = \frac{T_{\delta} \cdot \eta_{мех}}{i}$$
13. Тормозной момент, развиваемый тормозом $T_T = K_T \cdot T_{T1}$.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ХОДОВОГО МЕХАНИЗМА ЭЛЕКТРОТАЛИ ТИПА Т-10432 ПРОИЗВОДСТВА «БАЛКАНКАР» - БОЛГАРИЯ В ПЕРИОД РАЗГОНА

Цель работы: Определить кинематические и силовые параметры, исследовать динамические характеристики механизма передвижения электротали Т10432 для периода неустановившегося движения. Провести кинематический анализ механизма передвижения в составе грузоподъемной машины при ограниченном числе исходных данных и снятием отдельных характеристик (диаметра ходовых колес, передаточного числа привода и др.).

Объект исследования: ходовая тележка и др. узлы тали (рис. 48).

Таблица 22 – Паспортная характеристика электрической тали Т 10432

Грузоподъемность	$Q=2 \text{ т}$
Высота подъема	$H=12 \text{ м}$
Скорость подъема	$v_{zp}=8 \text{ м/мин}$, при ПВ=25%
Мощность двигателя механизма подъема	$P_{дв}=3 \text{ кВт}$
Диаметр каната	$d_k=11 \text{ мм}$;
Масса электротали	$m=0,31 \text{ т}$
Скорость передвижения	$v_m=20 \text{ м/мин}$, при ПВ=40%

Условия работы электротали

Электроталь работает в закрытом помещении, рельсовый путь строго горизонтален.

Устройство имеет некоторую аналогию с конструкцией тали типа ТЭ 050, изображенной на рисунке 47. Особенность конструкции состоит в том, что здесь использован в качестве

привода электродвигатель со встроенным коническим тормозом 2, замыкаемым пружиной 6.

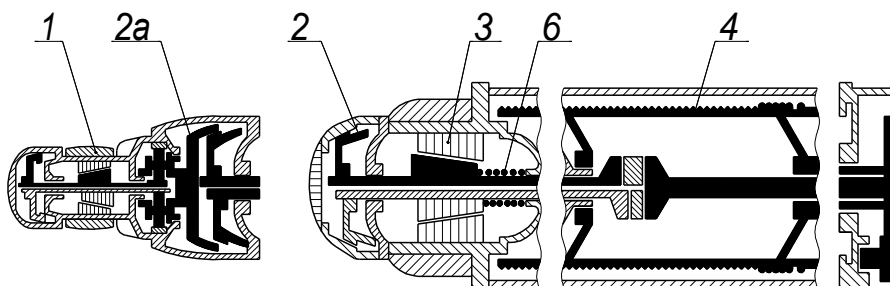


Рис. 47. Схема электротали с коническим тормозом и дополнительным микродвигателем

На рисунке 47 зачерненное положение соответствует заторможенному состоянию механизма подъема; заштрихованное положение – расторможенному состоянию, когда двигатель включен и его ротор втянут магнитным полем во внутрь статора.

Для работы с малыми посадочными («ползучими») скоростями при выполнении высокоточных ремонтно-монтажных операций, электроталь оборудуется дополнительным микродвигателем 1 со своим тормозом 2а и дополнительным редуктором.

Подъем и опускание груза осуществляется основным электродвигателем 3 через зубчатый редуктор 5, вращением грузового барабана 4.

Кинематическая схема ходовой тележки электротали изображена на рисунке 48.

Ходовые колеса 1 приводятся в движение двигателем 2 через одноступенчатый зубчатый редуктор 3 и открытую зубчатую передачу 4.

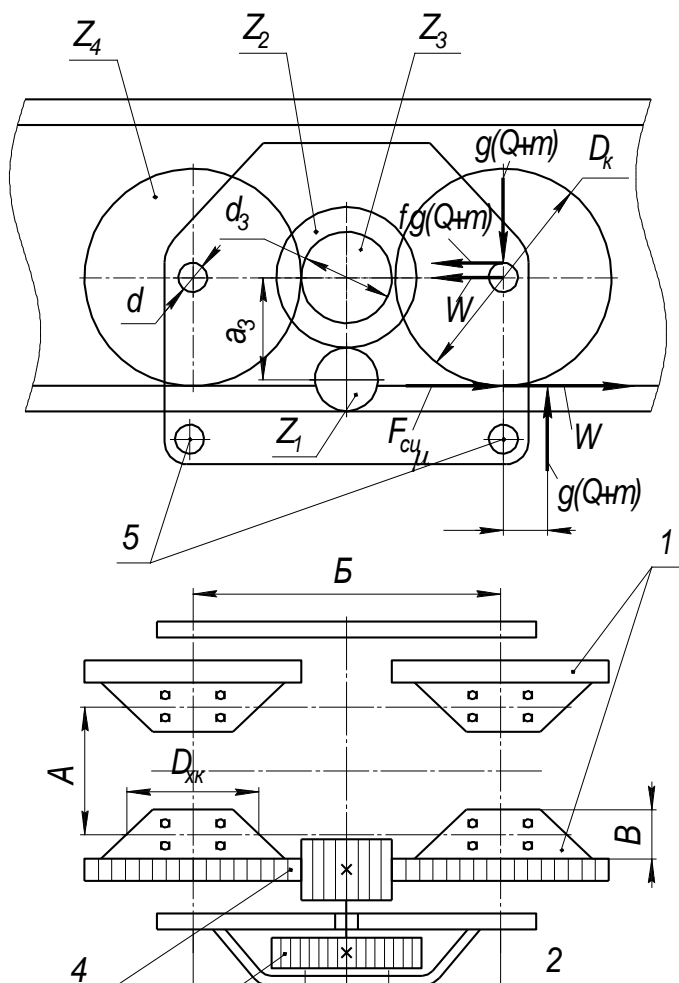


Рис. 48. Схема механизма передвижения электротали

Электроталь крепится к ходовой тележке осями 5. Поступательное движение осуществляется по двутавру № 24. Колеса расположены вертикально, обод колеса выполнен коническим, обеспечивая линейный контакт с полками двутавра. Для устойчивого движения по монорельсу колеса снабжены ребордами.

Содержание лабораторной работы

Измерить и сформировать исходные данные для определения величины сопротивления передвижению, мощности двигателя и частоты его вращения, достаточности сил сцепления приводных колес с рельсом для движения с места без пробуксовки.

1. Определение сопротивления передвижению

$$W = g \cdot 10^3 \cdot (Q + m) \cdot \left(\frac{2 \cdot \mu + f \cdot d}{D_{\kappa}} \right) \cdot \beta \quad \text{Н},$$

где $\mu=0,3 \dots 1,0$ мм – коэффициент трения качения, меньшее значение соответствует диаметрам колес до $D = 300$ мм;

$f=0,01 \dots 0,02$ – коэффициент трения для подшипников качения;

$g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

d – диаметр цапфы, мм;

D_{κ} – диаметр ходового колеса, мм;

β – коэффициент, учитывающий сопротивление от трения реборд с рельсом, для конических колес с односторонним приводом $\beta=2,5 - 3,0$.

2. Момент сопротивления передвижению

$$M = W \cdot \frac{D_{\kappa}}{2}.$$

$$M = g \cdot 10^3 \cdot (Q + m) \cdot \left(\mu + \frac{f \cdot d}{2} \right) \cdot \beta \quad \text{Нм}.$$

3. Угловая скорость колеса

$$\omega = \frac{2 \cdot v_m \cdot 10^3}{60 \cdot D_{\kappa}} \quad \text{с}^{-1},$$

где v_m – скорость передвижения электротали, $м/мин$.

4. Частота вращения колеса

$$n_k = \frac{v_m \cdot 10^3}{\pi \cdot D_k} \text{ мин}^{-1},$$

5. Мощность двигателя механизма передвижения

$$P = \frac{W \cdot v_m}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_{np}} = \frac{M \cdot \omega}{1000 \cdot \eta_{np}} = \frac{M \cdot \pi \cdot n_k}{1000 \cdot 30 \cdot \eta_{np}},$$

где η_{np} – КПД привода;

ω – угловая скорость колеса, $с^{-1}$.

$$\eta_{np} = \eta_{zn} \cdot \eta_{on}^2,$$

η_{zn} – КПД закрытой передачи, $\eta_{zn} = 0,95$;

η_{on} – КПД открытой зубчатой передачи, $\eta_{on} = 0,95$.

6. Частота вращения двигателя

$$n_{дв} = n_k \cdot u_{общ},$$

где n_k – частота вращения колеса, $мин^{-1}$;

$u_{общ}$ – передаточное число механизма передвижения.

$$u_{общ} = u_{on} \cdot u_{zn},$$

где u_{on} – передаточное число открытой передачи;

u_{zn} – передаточное число закрытой передачи.

$$u_{общ} = \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_2}{Z_1},$$

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{к}} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Указание: принять $Z_1=20$.

7. Проверка достаточности сцепления ведущих (приводных) колес с рельсом для движения с места без пробуксовки

Пробуксовку следует ожидать при движении без груза, когда сцепной вес электротали минимален.

Для отсутствия пробуксовки должно быть соблюдено следующее условие:

$$F_{\text{ци}} = \Delta G \cdot \varphi = g \cdot m \cdot \frac{Z_6 \cdot b}{Z} \cdot \varphi > W - W_{\text{пр}} + W_{\text{ин}},$$

где Z_6 – число ведущих колес;

Z – общее количество колес;

φ – коэффициент сцепления колеса с рельсом, $\varphi=0,12\dots0,17$ меньшая величина при работе на открытом воздухе;

$W_{\text{пр}}$ – сопротивление в подшипниках (цапфах) приводных колес, которое является внутренним сопротивлением и не оказывает влияния на надежность сцепления колес с рельсом:

$$W_{\text{пр}} = \frac{\Delta G \cdot f \cdot d}{D} = g \cdot m \cdot 10^3 \cdot \frac{Z_6 \cdot f \cdot d}{Z \cdot D} \quad \text{H},$$

где $W_{\text{ин}}$ – сила сопротивления от инерции поступательно движущихся масс, H.

$$W_{\text{ин}}=m \cdot a,$$

где m – масса электротали, кг.

a – ускорение, м/с^2 .

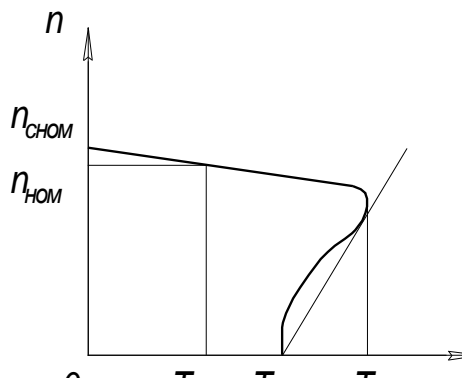


Рис. 49. Характеристика асинхронного короткозамкнутого электродвигателя

Для инженерных расчетов петля разгона с достаточной точностью может быть заменена прямой линией и тогда ускорение можно принять равным:

$$a = \frac{v_m}{t_p} \quad \text{м/с}^2,$$

где t_p – время разгона, с.

Время разгона $t_p = 2 \dots 3$ с.

Следовательно,

$$W_{ин} = m \cdot \frac{v_m}{60 \cdot t_p},$$

где m – масса электротали, кг.

Таким образом, условие отсутствия пробуксовки будет выглядеть следующим образом

$$g \cdot m \frac{Z_6}{Z} \cdot \varphi > g \cdot m \left(\frac{2 \cdot \mu + f \cdot d}{D} \right) \cdot \beta - \frac{Z_6}{Z} \cdot g \cdot m \cdot \frac{f \cdot d}{D} + m \cdot \frac{v_m}{60 \cdot t_p}.$$

Сделать выводы.

Контрольные вопросы к работе № 2.5

1. Какая кинематика механизма передвижения тали?
2. Сколько ходовых колес имеет тележка?
3. Сколько приводных колес в конструкции исследуемой тележки?
4. Какой вал привода механизма передвижения является ведущим?
5. Какой элемент передачи служит тихоходным (выходным) валом?
6. Что из себя представляет быстроходная ступень привода?
7. Какой вид имеет тихоходная ступень привода?
8. На какое число ходовых колес подается вращающий момент?
9. Как учитывается число приводных колес в расчетной формуле по проверке достаточности сцепления?
10. Почему проверка достаточности сцепления проводится для тележки в отсутствии веса груза?
11. Как изменится условие сцепления колес с рельсом при наличии одного приводного колеса?
12. Как изменится сцепление тележки с рельсом при подводе вращающего момента на все ходовые колеса?

ЛИТЕРАТУРА

1. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций / Под ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1987. – 122с.
2. Подъемно-транспортные машины / Под ред. М.Н. Ерохина и С.П. Казанцева. – М.: КолосС, 2010. – 335 с.
3. Варывдин В.В., Романев Н.А., Никитин В.В. Расчет деталей и механизмов подъемно-транспортных машин с элементами САПР. – Брянск: Издательство БГСХА, 2013. – 131 с.
4. Резьбы. – М.: Издательство стандартов. 1985. – 359 с.
5. Васильев В.В. и др. Справочные таблицы по деталям машин. т.2. – М.: Машиностроение, 1966. – 600 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Лабораторная работа 2.1. Исследование основных деталей механизмов подъема.....	4
Лабораторная работа 2.2. Исследование деталей крюковой подвески и крепления каната на барабане	14
Лабораторная работа 2.3. Устройство и регулировки колодочного тормоза.....	23
Лабораторная работа 2.4. Сравнительное исследование силовых и кинематических параметров механизмов талей с грузовой цепью и канатом.....	35
Лабораторная работа 2.5. Определение технических характеристик механизма передвижения и исследование динамики ходового механизма электротали типа Т-10432 производства «Балканкар» - Болгария в период разгона...	45
Литература.....	53

Учебное пособие

Варывдин Владимир Васильевич
Кожухова Нелли Юрьевна
Романев Николай Александрович
Никитин Виктор Васильевич

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН ЧАСТЬ II

Редактор Лебедева Е.М.
Компьютерный набор и верстка Никитина В.В.

Подписано к печати
09.06.2014.

Формат 60×84 ¹/₁₆.

Бумага печатная.

Ус. п. л. 8,2.

Тираж 150 экз.

Изд. № 2399.

Издательство Брянской государственной сельскохозяйственной
академии.

243365 Брянская обл., Выгоничский р-н, с. Кокино, Брянская
ГСХА