

ЛЕКЦИЯ № 1

РОЛЬ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН В СОВРЕМЕННОМ ПРОМЫШЛЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ. КЛАССИФИКАЦИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН. НАЗНАЧЕНИЕ, КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

1.1 Роль и значение подъемно- транспортных машин (ПТМ). Перспективы их развития

В материально – техническом производстве значительная роль отводится подъемно – транспортному машиностроению, перед которым стоит задача широкого внедрения во всех областях хозяйствования комплексной механизации и автоматизации производственных процессов при выполнении основных и вспомогательных операций, как основы повышения эффективности производства.

Современные поточные технологические и автоматизированные линии, межцеховой и внутрицеховой транспорт, погрузочно – разгрузочные операции органически связаны с применением разнообразных грузоподъемных машин и механизмов, манипуляторов и робототехнических комплексов, обеспечивающих непрерывность и ритмичность производственных процессов.

Перспективным направлением развития подъемно – транспортного машиностроения является создание высокопроизводительных, надежных автоматизированных машин, обеспечивающих устойчивый ритм производства на современной ступени его интенсификации на всех стадиях обработки, транспортировки и складирования. Осуществить переход применения отдельных видов подъемно –транспортной техники к внедрению высокопроизводительных комплексов – перспективное направление развития ПТМ.

1.2 История развития подъемно – транспортных машин. Вклад отечественных ученых в создание ПТМ

Исторически подъемно – транспортная техника развивалась в соответствии с потребностями общества при возведении храмов, организации поливного земледелия, ведении торговли, где требовалась транспортировка большого количества грузов.

В рукописях, написанных более 2000 лет до н.э. описываются ворота и рычажные подъемники воды из колодцев.

Древние строители Египта более 3500 лет назад транспортировали на кораблях и перемещали по земле с помощью катков и рычагов каменные глыбы массой до 360 тонн; в 22 веке до н. э. построили пирамиду Хеопса высотой 147 метров, использовав 2,5 млн. каменных блоков массой от 2 до 90 тонн.

Развитие торговли и мореходства в XI...XV веках способствовало прогрессу ПТ техники.

Почти все элементы грузоподъемных машин : механизмы с зубчатыми и червячными передачами; подъемные краны с противовесами; краны на катках описаны в трудах Леонардо да Винчи (XV век).

В истории отечественной техники есть много примеров смелых и оригинальных технических решений в области подъема и перемещения тяжелых грузов.

1677 год – подъем колокола 130 тонн на башню Московского Кремля;

1769 – 1770 годы – транспортировка и установка цокольного камня памятника Петру 1 в Петербурге массой 1000 тонн;

1768 год – русский механик К.Д.Фролов построил машину для подъема руды на Змеиногорском руднике Алтая.

1828 – 1830 годы – установлены 46 колонн Исаакиевского собора массой ~ 100 тонн каждая.

1832 год – перед Зимним дворцом установлена Александровская колонна – 600 тонн.

В 1860 году в мире появился первый кран с паровым двигателем, в 80 – х годах XIX века – с электрическим, в 1895 году – с двигателем внутреннего сгорания.

Практическое изготовление подъемно – транспортных машин механиками – самоучками К.Д.Фроловым, Е.Г.Кузнецовым, обобщение опыта создания машин учеными И.А.Вышнеградским, М.Н.Петровым, Л.Г.Кифером, И.И.Абрамовичем позволили получить теоретические предпосылки и практические разработки отечественного подъемно – транспортного оборудования.

1.3 Роль ПТМ в металлургическом производстве

Технологический процесс любого производства связан с перемещением огромного количества грузов, от сырья до готовой продукции. На 1 тонну готовой продукции требуется 10...100 тонн сырья, которое транспортируется и складывается различными видами подъемно – транспортной техники.

На металлургических и машиностроительных заводах ПТМ включены в основную цепь технологического процесса, как основное оборудование, обеспечивающее механизацию и автоматизацию технологических операций и ремонтные работы.

Современный металлургический завод, производящий 5,5 – 6 млн. тонн стали в год потребляет 30 млн. тонн различных материалов. За этот период между цехами перевозят около 60 – 70 млн. тонн различных грузов, на площади ~ 600 га. Внутри цехов количество транспортируемых материалов в 3 – 4 раза больше. Транспортные затраты равны 35 – 45 % общих издержек производства. Количество транспортных рабочих в пределах 45 – 55 % общего количества работающих на предприятии. Завод КМЗ: доменная печь объемом 1033 м³, выпускает в сутки 2000 тонн чугуна. Надо: 4500 тонн руды, 1000 тонн кокса, флюсы – 600 тонн. Итого 6000 тонн – 5 железнодорожных состава (100 вагонов).

Цехи металлургических заводов оснащают нормальными и специальными мостовыми и полукозловыми кранами.

Нормальные краны общего назначения (90 %) с одним или двумя крюками грузоподъемностью до 250/30 тонн, а также с магнитами грузоподъемностью до 20/5 тонн.

Специальные технологические краны служат для подъема и перемещения определенных грузов: (слитков, рельсов, сортового проката, листового металла, труб, ковшей с жидким металлом, скрапа, сыпучих тел) или для выполнения специальных операций (подъем копра, завалка шихты в сталеплавильные печи, раздевание слитков, открывание и закрывание крышек нагревательных колодцев).

При этом применяются ПТМ, как общего назначения, так и специальные для конкретного производства. К примеру: ПТМ доменных цехов: вагоноопрокидыватели и вагоноразгрузочные машины; рудные перегрузочные краны; конвейеры; доменные подъемники; чугуновозы; шлаковозы и др.

ПТМ сталеплавильных цехов: мульды, тележки для мульд; мостовые краны, магнитные, грейферные, мульдовые; завалочные и загрузочные машины; разливочное оборудование; оборудование для отделения слитков от изложниц - стриперные краны и др.

ПТМ прокатных цехов: слитковозы; толкатели и выталкиватели; транспортирующие механизмы печей; рольганги; конвейеры; специальные краны – клещевые колодцевые, посадочные; краны с подхватами, клещами, электромагнитами и механизмом вращения крюка.

Все цепи и технологические сооружения металлургических заводов, кроме железнодорожного транспорта, связаны между собой сетью автомобильных дорог и конвейерных линий, по которым перемещаются:

насыпные грузы (руда, агломерат, уголь, известняк, доломит, магнезитовый порошок);

штучные грузы (узлы оборудования, металлоконструкции, валки, металл в слитках, слябах, рулонах) без упаковки, на поддонах, в ящиках, бочках, контейнерах;

жидкие грузы (расплавленные чугун, сталь, шлак, бензин, керосин, масла);

Транспортные средства обеспечивают: внешние и межцеховые перевозки; обработку грузов в цехах и на территории завода; операции с оборудованием при монтаже и ремонтах оборудования в цехах; операции с грузом при его передаче с машины на машину, с агрегата на агрегат по ходу технологического процесса и другие операции.

Все многообразие подъемно – транспортных машин можно разделить на основные виды:

грузоподъемные машины – машины периодического действия;

транспортирующие машины (конвейеры) – машины непрерывного действия.

1.4 Классификация грузоподъемных машин (ГПМ). Назначение, конструктивные особенности

Существует много типов грузоподъемных машин, конструкции которых зависят от вида груза, условий применения и степени сложности. В их состав входят несколько рабочих механизмов: подъема груза, передвижения и поворота крана, изменения вылета крюка. Обязательным механизмом ГПМ является механизм подъема груза. Рис. 1.2.

Основные классы ГПМ:

1.4.1 Подъемные механизмы:

- домкраты (рис. 1, а);
- тали (рис. 1, б);
- лебедки (рис. 1, в)

1.4.2 Краны:

- кран на тракторе (рис.2, и);
- автомобильные краны (рис. 2, к);
- башенные краны (рис.2, л);
- козловые (рис.2, м);
- мостовые краны (рис. 2, н);
- мостовые краны – штабелеры (рис.2, о);
- промышленные шарнирно-балансирные краны –

манипуляторы (рис. 2, п);

- 1.4.3 Подъемники для непрерывного транспортирования людей и грузов.

- 1.4.4 Манипуляторы и работы автономные или управляемые механизмы.

- Кроме того ГПМ-ки в зависимости от конфигурации обслуживаемой площади можно разделить на следующие группы:

- 1 Подъемные механизмы, подъемники – определенная точка рабочей площади.

- 2 Тележки, тали – рабочая площадь в виде прямолинейной или криволинейной полосы.

- 3 Стационарные поворотные краны – рабочая площадь в виде узкого кольца.

- 4 Стреловые краны, манипуляторы – рабочая площадь в виде широкого кольца или сектора.

- 5 Краны мостового типа, кабельные, краны – штабелеры, манипуляторы – рабочая площадь в виде прямоугольника.

- 6 Погрузчики, манипуляторы, самоходные краны – рабочая площадь произвольной конфигурации.

- Наиболее характерные грузоподъемные механизмы и машины следующие:

- *Домкраты винтовые, рычажно-реечные, зубчато-реечные, гидравлические* (рис.2, а) применяются при ремонтных и монтажных работах. Грузоподъемность – 2...20 тонн, высота подъема .0,8...1,0м, КПД – 0,3-0,4.

- *Полиспасты* (рис.2, б) набор блоков, применяются для монтажных работ в сочетании с лебедками, а также во всех подъемных кранах.

- *Ручные лебедки* (рис.2, в) применяются в качестве вспомогательного оборудования при ремонте кранов, для перемещения грузов в горизонтальной плоскости. Наибольшее тяговое усилие в канате ручных однобарабанных лебедок 80 кН при канатоемкости барабана не менее 75 м.

- *Стационарные настенные и консольные передвижные мостовые краны* – для обслуживания вблизи подкрановых путей или в сочетании с лебедками как вспомогательное оборудование при выполнении монтажных работ:

- *Передвижные электротали* для ремонтно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ. Грузоподъемность 0,25...16 тонн, скорость подъема 0,063...0,25 м/с.

- *Стационарные стреловые поворотные краны* (рис.2, е) – в цехах машиностроительных предприятий для выполнения различных вспомогательных подъемно – транспортных работ.

Грузоподъемность – в пределах 0,125...3,2 тонн.

- *Консольные передвижные мостовые краны* (рис.2, ж) – для обслуживания производственного оборудования, расположенного вблизи подкрановых путей.

Грузоподъемность – 2...10 тонн, вылет 4...10 м.

- *Передвижные электротали* (рис.2, з) – при ремонтно – монтажных и погрузочно – разгрузочных работах.

Грузоподъемность – 0,25 ... 16 тонн, скорость подъема – 0,063...0,25 м/с.

- *Стационарные – тали* (ручные и электро).

- *Краны на тракторе* (рис.2, и) – для выполнения погрузочно-разгрузочных работ, при монтаже строительных конструкций и технологического оборудования, а также на специальных работах в условиях бездорожья (укладка труб в траншеи, установка опор линий связи и т.д.).

- *Автомобильные краны* (рис.2, к) применяются на массовых погрузочно-разгрузочных работах со штучными грузами при монтаже конструкций и технологического оборудования.

Грузоподъемность таких кранов общего назначения – 16 тонн.

- *Автомобильные краны КС –6471* с гидравлическим приводом механизмов на специальном автомобильном шасси, грузоподъемность – 40 тонн.

- *Башенные краны* (рис.2, л) применяются в промышленном и гражданском строительстве

Грузоподъемность: при наибольшем вылете стрелы до 16 тонн; при наименьшем – 50 тонн.

- *Козловые краны* (рис.2, м) применяются на строительных и монтажных работах.

Грузоподъемность кранов общего назначения с тележками и двухстоечными опорами – до 32 тонн; монтажных бесконсольных – до 65 тонн. При строительстве гидро – и атомных электростанций 200 тонн и более; монтажные краны при строительстве судов – 800 тонн).

- *Мостовые краны с верхней тележкой общего назначения.*(рис.2, н)

Грузоподъемность – 5...300 тонн. При строительстве электростанций – 500 тонн).

- *Мостовые краны – штабелеры* (рис.2, о) применяются на складах с многоярусным хранением грузов, где они работают в автоматическом режиме.

Грузоподъемность – 0,5...12,5 тонн.

- *Промышленные шарнирно-балансирные краны-манипуляторы* (рис.2, п) применяются в механосборочном, литейном, кузнечном производстве при выполнении технологических операций и погрузочно-разгрузочных работ.

Манипулятор имеет ручное кнопочное управление.

Грузоподъемность – 3 тонны.

- Для выполнения различных технологических операций, механизации складских работ применяют специальные мостовые краны. Мостовой кран с вращающейся тележкой (рис. 3, а) и управляемыми клещами грузоподъемностью 50 тонн предназначен для транспортировки и складирования длинномерных грузов – проката, в том числе и при высокой температуре (до 900⁰С).

- Сталеплавильные цехи для разливки стали из ковшей оборудованы литейными кранами большой грузоподъемности (450 и 630 тонн) с двумя тележками (см.рис.3,в).

- Широкое применение получают краны с жестким подвесом и управляемым ориентируемым захватом – краны манипуляторы. Они имеют ту особенность, что наведение, захват и снятие груза осуществляется автоматически без участия рабочих. На базе этих кранов возможна дальнейшая их автоматизация. На рис. 3.6 приведен технологический кран – манипулятор, предназначенный для загрузки сталеплавильных агрегатов, на рис. 3, г – кран – штабелер для механизации складских работ на машиностроительных заводах.

Вопросы для самопроверки

1 Какова история развития ПТМ и роль отечественных мастеров и ученых?

2 Охарактеризуйте перспективы развития ПТМ.

3 Дайте классификацию ПТМ по характеру выполнения операций.

4 Дайте классификацию грузоподъемных машин по выполняемым операциям и зоне обслуживания.

5 Назовите виды грузов, с которыми работают ПТМ металлургических заводов.

6 Назовите ПТМ металлургических цехов.

Литература 1, с. 3 – 59.

2, с. 3 – 60.

Лекция №2
ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН. РЕЖИМЫ РАБОТЫ. РАСЧЕТ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

2.1. Основные параметры ГПМ:

Рис. 4.

2.1.1 *Грузоподъемностью* машины называют массу (Q) номинального (максимального) рабочего груза, на подъем которого рассчитана машина. Она не зависит от ускорения свободного падения ($g = 9,8 \text{ м/с}^2$) и выражается в единицах массы Q (кг, т).

Сила тяжести определяет силу притяжения тела к земле, зависит от g и выражается в единицах силы (Н, кН).

Вес тела (G) сила, с которой тело под действием силы тяжести воздействует на опору.

При неподвижной опоре или при равномерном и прямолинейном движении тела – вес тела равен силе тяжести.

$$G = g Q \text{ (Н) – вес тела (сила тяжести).}$$

При подъеме или опускании с ускорением «а» вес тела равен:

$$G = Q (g \pm a) \text{ (Н).}$$

При определении грузоподъемности учитывают массу сменных грузозахватных приспособлений (вспомогательных устройств) при их массе больше 20% от Q (грузоподъемности).

2.1.2 Вылет стрелы L – расстояние от оси вращения поворотной части крана до оси грузозахватного органа (рис.4, б)

2.1.3. Пролет крана – L – горизонтальное расстояние между осями рельсов кранового пути (рис.4, а)

2.1.4. Высота подъема H – расстояние от уровня пола до верхнего положения грузозахватного органа.

2.1.5 Скорости движения зависят от технологического процесса, потребной производительности. Они обычно не превышают:

- подъем груза $V_n = 25 - 30 \text{ м/мин}$ ($90 - 120 \text{ м/мин}$);
- передвижение моста $V_m = 100 - 120 \text{ м/мин}$;
- передвижение тележек $V_t = 35 - 50 \text{ м/мин}$.

Устойчивость самоходных и башенных кранов против опрокидывания в процессе работы характеризуется *грузовым моментом*, равным произведению веса груза на вылет стрелы

$$M_{\text{груз}} = G L \text{ (Нм).}$$

2.2 Режимы работы

Рис. 5.

Для грузоподъемных машин характерна работа с поворотом – кратковременными включениями (рис. 5, б)

$$t_{\text{ц}} = \sum t_n + \sum t_y + \sum t_r + \sum t_o,$$

где $t_{\text{ц}}$ – время цикла;

$t_{п}$ – время пуска;

t_{y} – время движения с установившейся скоростью;

$t_{т}$ – время торможения;

t_{o} – время пауз.

$t_{в} = \sum t_{п} + \sum t_{y} + \sum t_{т}$ – время включения механизма или работы.

Относительная продолжительность включения ПВ = $t_{в} / t_{ц} \times 100\%$.

Для электрооборудования ГПМ величина ПВ исчисляется для периода работы $t_{ц}$ не свыше 10 минут; при $t_{ц} > 10$ минут считается работа электрооборудования считается продолжительной (ПВ=100%).

Интенсивность работы механизмов выражается группой режима работы в зависимости от класса использования и класса нагружения, определяемых по соответствующим коэффициентам.

Коэффициент использования в течение суток

$$K_c = \frac{\text{число часов работы в сутки}}{24}.$$

Коэффициент использования в течение года

$$K_r = \frac{\text{число дней работы в год}}{365}.$$

Коэффициент использования в течение часа

$$K_{ч} = \frac{t_{\text{раб}}}{60},$$

где $t_{\text{раб}}$ – время работы механизма в минутах в течение часа.

Коэффициент использования механизма по грузоподъемности

$$K_{гр} = Q_{\text{ср}} / Q_{\text{н}},$$

где $Q_{\text{ср}}$ - среднее значение массы груза, поднимаемого за смену;

$Q_{\text{н}}$ – номинальная грузоподъемность.

При массе грузозахватных приспособлений $Q_{\text{м}} = 20 \% Q_{\text{н}}$.

$$K_{гр} = (Q_{\text{ср}} + Q_{\text{м}}) / (Q_{\text{н}} + Q_{\text{м}}).$$

Совокупность этих коэффициентов характеризует интенсивность работы крановых механизмов и крана в целом.

По ГОСТ в соответствии с СТ СЭВ 2077 – 80 определены группы режимов работы механизмов (1М – 6М) в зависимости от класса использования и класса нагружение.

Классы использования АО – А6 в зависимости от времени работы механизма

$$T_{\text{маш}} = 365 K_r 24 K_c K_{ч} \frac{\text{ПВ}\%}{100} h,$$

где h – срок службы крана $h = 15 - 25$ лет.

Класс нагружения в зависимости от коэффициента нагружения

$$K_p = \sum \left(\frac{F_i}{F_{max}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i},$$

где F_i – нагрузка (сила, момент), действующая на механизм в течение времени t_i за заданный срок службы;

F_{max} – наибольшая нагрузка в течение рабочего цикла;

$\sum t_i = T$ – суммарное время действия нагрузок на механизм за заданный срок службы.

Классы нагружения В1 – В4.

Группы режимов от 1М до 6М (от легкого до весьма тяжелого). Аналогично определяются группы режима работы кранов: 1К до 8К.

Типовой график загрузки механизма подъема мостового крана при режиме работы 1М – 3М. Приведен на рис. 56.

В литературе встречаются режимные группы по правилам Гостгорехнадзора и по ГОСТ.

Примерное соответствие:

Группа режима работы механизмов по ГОСТ 25835-83	1М	2М.3М	4М	5М	6М
Режим работы по правилам Гостехнадзора	Р _{уч}	Л	С	Т	ВТ

Для кранов

Группа режима работы кранов по ГОСТ 25546-82	1К-3К	4К, 5К	6К, 7К	8К
Режим работы по правилам Гостехнадзора	Л	С	Т	ВТ.

Расчет на прочность сборочных единиц и деталей ГПМ ведут в зависимости от группы режима работы механизма: рассчитывают двигатель и тормоза; определяют нагрузки при расчете элементов механизма, коэффициент запаса прочности и запаса торможения; срок службы узлов механизмов.

2.3 Расчет грузоподъемных машин.

2.3.1 Внешние нагрузки, действующие на кран.

На кран действуют следующие нагрузки: вес поднимаемого груза и грузозахватного органа; собственный вес конструкции; инерционные нагрузки, возникающие в период неустановившегося движения механизмов (пуск и остановка), качание груза; ветровые воздействия, снеговые нагрузки, от гололеда, температурного воздействия.

При расчете механизмов ГПМ и их деталей необходимо учитывать все возникающие в работе нагрузки, возможные совпадения их действия, определять опасное сечение их воздействия, с учетом этого проводить расчет на прочность и выносливость.

Для ГПМ возможные основные комбинации расчетных нагрузок можно разделить на три расчетных случая:

ИРС – *нормальная нагрузка рабочего состояния*, включает в себя номинальный вес груза и грузозахватного устройства, собственный вес конструкции, ветровые нагрузки рабочего состояния, динамические нагрузки при пуске и торможении при нормальном состоянии подкрановых путей. Основным видом расчета металлоконструкций и деталей механизмов является расчет на сопротивление усталости, а также на нагрев, износ и долговечность.

ПРС – *максимальная рабочая нагрузка* включает кроме нагрузки от веса груза и номинального веса ГЗП, также и тах динамические нагрузки при резких пусках, экстренном торможении, внезапном включении и отключении тока, предельную ветровую нагрузку, движение крана по неровному пути, быстрому изменению нагрузки на крюке. Расчет ведут на прочность с учетом заданного запаса, проверяют грузовую устойчивость крана.

ШРС – *нерабочее состояние машины* на открытом воздухе при отсутствии груза и при неподвижных механизмах. На машину кроме собственного веса действует предельная ветровая нагрузка, иногда от снега, обледенения и температуры. Производят расчет на прочность металлических конструкций, деталей противоугольных устройств, тормозных устройств, тележек, механизмов изменения вылета стрелы, опорно-ходовых и опорно-поворотных устройств по сниженным коэффициентам запаса прочности. Производят проверку собственной устойчивости крана.

Расчет деталей на сопротивление усталости, износ и нагрев (ИРС) ведут по эквивалентным нагрузкам, т.е. по таким нагрузкам стационарного режима, которые вызывают ту же степень усталостного повреждения детали в течение рассматриваемого срока службы, как и фактически действующая нагрузка нестационарного режима.

Эквивалентная нагрузка определяется по графикам загрузки механизма во времени, построенным с учетом действительного режима работы.

$$G_{\text{эkv}} = K_{\text{д}} G_{\text{max}},$$

где G_{max} – максимальная нагрузка или момент

$$K_{\text{д}} = K_{\text{Г}} K_{\text{т}} K_{\text{тр}},$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент долговечности,

$K_{\text{Г}}$ – коэффициент, учитывающий переменность нагрузки во времени.

K_T – коэффициент, учитывающий срок службы детали,

$K_{тр}$ – коэффициент тренировки (т.е. реакция материала на типовые нагрузки).

Все эти коэффициенты определяются по формулам для каждого расчета конкретной детали.

2.3.2 Допускаемые напряжения

В подъемно-транспортном машиностроении применяют дифференциальный метод определения допускаемых напряжений на каждую деталь в зависимости от степени ее ответственности и режима работы механизма в конкретных условиях.

Расчет элементов машин на прочность производят по основному уравнению прочности

$$[\sigma] = \sigma_{пр} / n \geq \sigma ,$$

где $\sigma_{пр}$ – предельное напряжение материала при данном напряженном состоянии;

$\sigma_{пр} = \sigma_T$ – при расчетах элементов из пластичных материалов;

$\sigma_{пр} = \sigma_B$ – из хрупких материалов;

σ – фактическое напряжение с учетом динамических нагрузок, но без учета концентратора напряжения;

n – коэффициент запаса прочности.

В общем виде коэффициент запаса

$n = 1 + a_1 + a_2 + a_3$ и зависит от расчетного случая (n_1, n_2, n_3)

где a_1 – величина, учитывающая влияние отказа рассчитываемого механизма на работу машины, безопасность крановщика и людей, находящихся в зоне работы крана;

a_2 – величина, учитывающая возможную неоднородность материала;

a_3 – величина, учитывающая погрешность расчета.

2.3.3 Материалы для изготовления деталей кранов

При выборе материала, учитывается его прочность, выносливость, износостойкость, возможность получения минимальной массы узлов, сложность термообработки.

Кроме этого для металлоконструкций учитывают ударную вязкость и склонность стали к хладноломкости при определенных температурах.

Наряду с углеродистыми широкое распространение получают легированные и низколегированные стали, легкие сплавы и полимеры.

При выборе материала следует иметь в виду, что их стоимость в машине составляет 60...75% общей стоимости машины.

Детали, подверженные истиранию – диски трения, шестерни – рекомендуется изготавливать из стали 50Г; тяжело нагруженные валы, червяки и звездочки – из стали 40Х или 45Х.

Крюки – углеродистая конструкционная сталь 20. Применение крюков из сталей с более высоким содержанием углерода связано с опасностью хрупкого разрушения крюка.

Канаты – углеродистая сталь с $\sigma_s = 1200 - 2100$ МПа. Обычно 1600 – 1700 МПа.

Блоки и барабаны – чугунные литые марки не ниже СЧ 15 – 32 (где $\sigma_p = 15 \text{ кг/мм}^2 = 150 \text{ МПа}$, $\sigma_{из} = 32 \text{ кг/мм}^2 = 320 \text{ МПа}$). При тяжелом и весьма тяжелом режимах работы – сталь 25Л.

Ходовые колеса – литые, сталь 55ЛШ.. Для кованных или катаных колес – сталь 75Г или 65Г. Закалка обода на глубину 15-20 мм до $D < 500$ мм. 30мм для $D > 500$ мм $HV \geq 300-350$.

Тормозные шкивы – литые, сталь 55ЛШ. $HR_c = 38 - 45$.

2.4 Правила Госнадзора охраны труда Украины

Грузо-подъемные машины относятся к оборудованию повышенной опасности. Поэтому на проектирование и эксплуатацию их накладываются особые требования и нормы, за исполнением которых следит Госнадзор охраны труда, инженер по техническому надзору на предприятиях. Нормами определяются сроки технического освидетельствования, осмотров и испытаний подъемно - транспортных машин.

Необходимую безопасность, надежность и долговечность подъемно – транспортных машин можно обеспечить только регулярным техническим обслуживанием.

Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов определяют требования к :

- изготовлению деталей и узлов, материалам;
- допустимые скорости передвижения;
- грузозахватным приспособлениям;
- тормозам, колесам;
- устройствам безопасности;
- канатам, ограждениям;
- к крановым путям.

Правила эксплуатации определяют:

- техническое освидетельствование;
- организацию обслуживания и ремонтов;
- порядок расследования аварий и несчастных случаев.

Вопросы для самопроверки

1 Перечислите основные параметры грузоподъемных машин и дайте их краткую характеристику.

2 Какие материалы применяются при изготовлении крановых деталей (металлоконструкций, барабанов, валов, зубчатых колес, тормозных шкивов, ходовых колес)?

3 Какие режимы работы предусмотрены нормами Госгортехнадзора?

4 Как классифицируются режимы работы по ГОСТ 25835-80 в соответствии с СТСЭВ 2077-80?

5 Как определяются допускаемые напряжения в крановых деталях?

6 К каким трем расчетным случаям приводятся возможные комбинации расчетных нагрузок грузоподъемных машин?

Литература : 1, с.59-66; 2, с.61-70; 8, с.16-20; с.61-84.

ЛЕКЦИЯ № 3

ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Для захвата грузов при выполнении погрузочно-разгрузочных работ применяют различные грузозахватные устройства. Для работы с различными грузами кран оборудуется универсальным грузозахватным устройством – крюком или петлей, к которому с помощью вспомогательных приспособлений (строповых канатов, цепей, клещей, электромагнитов) можно подвесить штучные, сыпучие или жидкие в таре грузы. При транспортировании однородных грузов по габариту, физическим свойствам (ящиков, бочек, металлических слитков, листов) для повышения производительности кран оборудуется специальными грузозахватными устройствами: клещевые захваты, ковши, бадьи, электромагниты, грейферы, траверсы с вакуумными захватами и т.д. При необходимости к кранам общего назначения специальные грузозахватные органы (клещи, электромагниты, грейферы и т.д.) подвешиваются к крюку крана.

3.1. Крюки.

Крюки наиболее универсальные и широко применяемое грузозахватное приспособление кранов. По форме разделяют на: однорогие и двурогие (рис. 6).

Размеры крюков стандартизированы. Однорогие крюки для машин с ручным и машинным приводом выполняют по ГОСТ 6627 – 86, двурогие по ГОСТ 6628 – 83.

Форма крюков выбирается таким образом, чтобы при минимальном весе и размерах обеспечить достаточную, одинаковую во всех сечениях прочность.

Грузовые крюки изготавливают ковкой или штамповкой из низкоуглеродистой Стали 20 по ГОСТ 1050 – 90. Применение высокоуглеродистой стали или чугуна недопустимо из-за опасности внезапного

излома крюка при хрупкой структуре металла. Послековки крюки подвергают отжигу для снятия внутренних напряжений.

Применение литых крюков ограничено возможностью образования внутренних дефектов. Однако в связи с развитием средств дефектоскопии применение литых крюков может стать перспективным, особенно для кранов большой грузоподъемности.

Механической обработке подвергается хвостовик крюка, на котором нарезается резьба – треугольная при грузоподъемности до 10 т., трапециевидная при большей грузоподъемности.

Для кранов большой грузоподъемности применяют пластинчатые однорогие и двурогие крюки, собираемые из отдельных элементов, вырезанных из листовой мартеповской стали спокойной плавки ВМ Ст 3 сп, Сталь 20, 16 МС, соединенных между собой заклепками.

При применении стандартного крюка расчет его сечений не производится.

Крюки соединяют с гибким грузовым элементом ГП Машины, прикрепляя гибкий элемент к проушине крюка (при подвесе груза на одной ветви) или (при подвесе груза на нескольких ветвях гибкого элемента) с помощью крюковых подвесок (см. рис. 7).

Различают два типа крюковых подвесок – нормальные и укороченные. В нормальных подвесках (см. рис. 7, а) траверса, на которой укреплен крюк, соединяется с осью канатных блоков щеками, изготовленными из листовой или полосовой стали марки Ст. 3, рассчитываемыми в сечении, ослабленном отверстием под цапфы траверсы, на растяжение по формуле Лямэ:

$$\sigma = \frac{\sigma_{зр}}{4\delta r} \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma] = \sigma_T/n$; $n = 3,5 - 4$.

Хвостовик крюка проходит сквозь отверстие в траверсе и закрепляется гайкой, опирающейся либо на сферическую шайбу, либо на упорный подшипник.

В укороченных подвесках (см. рис. 7, б) блоки полиспаста размещаются на удлиненных цапфах траверсы. Укороченная крюковая подвеска позволяет осуществить подъем груза на несколько большую высоту, но ее можно применять только при четной кратности полиспаста.

Кроме грузовых крюков в ГПМашинах применяются цельнокованные (рис. 8, а) и составные (см. рис. 8, б) грузовые петли. Форма и размер петель не стандартизированы и поэтому петли необходимо рассчитывать на прочность.

Петли имеют меньшие размеры и массу, чем крюки, рассчитанные на ту же грузоподъемность, т.к. в сечениях петель действуют меньшие изгибающие моменты. Но в эксплуатации петли менее удобны: стропы приходится продевать в отверстие петель.

3.2. Стропы

Для обвязки груза при его прикреплении к крюку применяют различные виды строп, изготавливаемые из стального каната, сварных цепей, пеньковых канатов, прорезиненных ремней (рис.9).

Канатные и цепные стропы выбирают таким образом, чтобы угол α не превышал $\alpha \leq 60^\circ$, т.к. увеличение угла ведет к увеличению нагрузки на ветвь стропа

$$S = \frac{Qg}{m \cos \alpha},$$

где m – число ветвей.

Запас прочности при расчете стропа: стальной канат $n = 6$; сварная цепь $n = 5$.

3.3. Специальные захваты.

При работе грузоподъемной машины со штучными грузами для сокращения времени, затрачиваемого на их захватывание и освобождение, для уменьшения доли ручного труда применяются специальные клещевые захваты, подвешиваемые к крюку (рис. 10,11).

Клещевые захваты подразделяются на захваты для штучных грузов в таре или упаковке и на захваты для штучных грузов без тары.

В зависимости от степени автоматизации процесса захватывания и освобождения груза они делятся на полуавтоматические, обеспечивающие автоматический захват груза и освобождение вручную и автоматические, обеспечивающие захват и освобождение груза без применения ручного труда.

Захваты имеют рычажную систему в виде клещей, свободные концы которых могут быть загнуты по форме груза или иметь специальные цапфы или колодки, которыми они прижимаются к грузу и удерживают его силой трения между упором и грузом.

Для подъема стальных и чугунных грузов применяют подъемные электромагниты постоянного тока, подвешиваемые к крюку подъемного механизма (рис.12).

Для транспортирования различного рода листового материала (сталь, цветные металлы, стекло и т.п.), а также различных коробок, ящиков и т.п. широко применяются вакуумные захваты (рис.13).

3.4. Грузозахватные приспособления для сыпучих грузов

Для порционного транспортирования сыпучего груза применяют ковши, бадьи и грейферы.

Бадьи и ковши разгружают, опуская дно, раскрывая створки дна или опрокидывая ковш (рис.14).

Загрузка будет являться одной из самых трудоемких операций, часто требующих применения ручного труда.

Автоматизировать захватывание сыпучих грузов можно с помощью автоматических грузозахватных устройств – грейферов (рис. 15, 16). Грейферы широко используются для подготовки и подачи шихты на рудных дворах доменных цехов, в шихтовых отделениях сталеплавильных цехов, на складах угля и т.д.

Грейферы по кинематическому признаку можно подразделить на канатные, соединенные с приводными лебедками с помощью гибкого органа – канаты и приводные (моторные), в которых механизм зачерпывания и опоражнения располагается непосредственно на грейфере. Приводные грейферы по типу применяемого привода подразделяются на электромоторные, гидравлические, электрогидравлические и пневматические.

Канатные грейферы, в свою очередь, подразделяются на одноканатные и многоканатные (рис.17).

Одноканатные грейферы используются на обычных крюковых кранах, имеющих однобарабанный привод. Их подвешивают к крюку крана или соединяют непосредственно с канатом механизма подъема, которыми осуществляется подъем и опускание грейфера. Зачерпывание и освобождение от груза происходит автоматически, управление захватами – вручную.

Для кранов, специализирующихся на операциях с грейфером, применяют двух- и четырехканатные грейферы, в этом случае кран снабжают двумя механизмами для замыкающего и подъемного канатов. При этом все операции с грузом происходят автоматически.

Профиль щеки грейфера выбирают в зависимости от вида груза (рис. 18).

3.5. Расчеты грузозахватных приспособлений.

3.5.1.Крюки.

Каждый крюк должен выдерживать статическую нагрузку, превышающую ее грузоподъемную силу на 25%.

Исходным размером при конструировании однорогого крюка является \emptyset зева D , который принимают с учетом условий размещения в нем двух ветвей пенькового каната или сварной цепи.

При выборе стандартизированного крюка его расчет не требуется.

При проектировании крюка, если грузоподъемность или форма не соответствуют стандартным, необходим расчет его прочности.

Крюки (рис.19) – это брусья большой кривизны, а для этого случая формулы более удобны для проверки напряжений в сечениях с принятыми размерами, то при проектировании новых крюков целесообразно приближенно определить размеры сечений крюка без учета кривизны по пониженным допускаемым напряжениям, затем провести уточненный расчет с учетом кривизны.

При проведении приближенного расчета в произвольном сечении крюка (сеч. А-А) в центре тяжести этого сечения прикладываем две противоположно направленные силы, равные и параллельные заданной силе G . Полученная система сил состоит из пары сил в сечении А-А, создающих изгибающий момент

$$M_{\text{изг}} = Gx$$

и силы G , которая, будучи разложенной на два взаимноперпендикулярных направления, дает нормальную силу G_n и касательную G_k .

Наиболее опасным сечением является сечение 1-2, т.к. для него x наибольшее

$$M_{\text{изг}} = G(D/2 + l_1).$$

Для сечения 1-2 $G_n = G$; $G_k = 0$, след. в сечении возникают напряжения изгиба и растяжения.

При приближенном расчете без учета кривизны наибольшие суммарные напряжения в крайних точках 1 и 2 сечения

$$\sigma_1 = \sigma'_{\text{изг}} + \sigma_p = \frac{M_{\text{изг}}}{W_1} + \frac{G}{F} = \frac{G(\frac{D}{2} + l_1)}{W_1} + \frac{G}{F};$$

$$\sigma_2 = \sigma''_{\text{изг}} - \sigma_p = \frac{M_{\text{изг}}}{W_2} - \frac{G}{F} = \frac{G(\frac{D}{2} + l_1)}{W_2} - \frac{G}{F};$$

где $\sigma'_{\text{изг}}, \sigma''_{\text{изг}}$ - напряжения изгиба в т.1 и т.2 от действующего $M_{\text{изг}}$;

σ_p - напряжение растяжения от силы G ;

$W_1 = I/l_1$; $W_2 = I/l_2$ - моменты сопротивления сечения при изгибе в т.т.1 и 2;

I - момент инерции сечения 1-2 крюка;

F - площадь сечения.

Чтобы $\sigma_1 = \sigma_2$ необходимо подобрать соответствующее сечение - трапеция с скругленными углами.

В большинстве случаев геометрические соотношения размеров сечения крюков принимают $h \approx D$; $b \approx 3b_1$; $l_1 \approx 0,42h$; $l_2 \approx 0,58h$.

При принятых геометрических параметрах расчетные напряжения σ_1 и σ_2 превышают напряжения растяжения σ_p в 6 раз, т.е. напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{изг}} = 5 G/F = 5\sigma_p.$$

Напряжения в сечениях изогнутой части крюка с учетом кривизны определяют по формуле

$$\sigma_y = \sigma_p + \sigma_{изг} = \frac{G}{F} + \frac{M_{изг}}{Fr} + \frac{M_{изг}}{FrK} \frac{y}{r+y}, \quad (3.1)$$

где r – радиус кривизны линии центров тяжести сечений крюка рассматриваемого сечения;

y – расстояние рассматриваемой точки сечения от оси, проходящей через центр тяжести сечения;

K – расчетный коэффициент, зависящий от формы сечения и кривизны крюка

$$K = -\frac{1}{F} \int_{y=-l_1}^{y=l_2} \frac{y}{r+y} dF.$$

Решение: интегрированием или графический способ.

$M_{изг}$ – если увеличивает кривизну.

При сечениях крюка близких к стандартным центр зева крюка практически

Совпадает с центром кривизны центральной оси сечений крюка, тогда

$$R = D/2 + l_1$$

Тогда подставив в (3.1) r и y при $y=-l_1$ (т.1)

$$\sigma_1 = -\frac{G}{FK} \frac{y}{r+y} = -\frac{G}{FK} \frac{-l_1}{r-l_1} = +\frac{G}{FK} \frac{l_1}{D/2}$$

при $y=+l_2$ (т.2)

$$\sigma_2 = -\frac{G}{FK} \frac{y}{r+y} = -\frac{G}{FK} \frac{l_2}{r+l_2} = -\frac{G}{FK} \frac{l_2}{D/2+h}$$

Для крюков с общепринятым соотношением геометрических параметров $l_1 \approx 0,42h$; $l_2 \approx 0,58h$; $h \approx D$; $K \approx 0,1$ напряжения соответственно в точках 1 и 2 $\sigma_1 \approx 8,4G/F$; $\sigma_2 \approx -3,9G/F$.

При сопоставлении этих напряжений с напряжениями в этих точках рассчитанных без учета кривизны

$$[\sigma_1] = [\sigma_2] \approx 6G / F$$

получим в т.1 увеличение напряжения на 40%, а в т.2 уменьшение на 35%, что указывает на необходимость учета кривизны при расчете крюка.

Реальная эпюра напряжений показана пунктиром.

Напряжения в вертикальном сечении 3-4 при подвеске груза на одном чалочном канате – сила G вызывает в сечении F_1 напряжение среза

$$\tau_{cp} = G/F_1.$$

Однако этот случай не является расчетным, т.к. большие напряжения возникают в этом сечении при подвеске груза на двух наклонных стропах под углом к вертикали.

В этом случае на крюк со стороны каждого стропа действуют силы

$$G_1 = G/(2\cos\gamma).$$

Угол наклона γ принимают до 45^0 . Разложим силу G_1 на вертикальную σ_3 и горизонтальную σ_2 составляющие:

$$G_2 = G_1 \sin \gamma = \frac{G}{2} \operatorname{tg} \gamma ;$$

$$G_3 = G_1 \cos \gamma = \frac{G}{2}.$$

Составляющая G_3 вызывает напряжение среза

$$\tau_{cp} = \frac{G_3}{F_1} = \frac{G}{2F_1}.$$

Напряжения в сечении 3-4 от силы G_2 определяется аналогично определению напряжений в сечении 1-2 – приведением действующей нагрузки к силе G_2 и изгибающему моменту

$$M_{изг} = G_2 \left(\frac{D}{2} + l_3 \right).$$

Наибольшие напряжения в крайних точках 3 и 4 определяется аналогично напряжениям в сечении 1-2

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_2}{F_1 K_1} \frac{l_3}{D/2}; \quad \sigma_4 = - \frac{\sigma_2}{F_1 K_1} \frac{l_4}{D/2 + h_1}.$$

Наибольшее приведенное напряжение в точке 3

$$\sigma'_3 = \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau_{cp}^2}.$$

Кроме изогнутой части крюка, необходимо проверить напряжения в хвостовике, работающем на растяжение.

Напряжения в нарезанной части хвостовика

$$\sigma_p = \frac{4G}{\pi d_1^2} \leq [\sigma],$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы хвостовика.

Допускаемые нормальные напряжения в крюках для механизмов с машинным приводом принимают не более 145 МПа или по запасу прочности от σ_T $n = 2$ режим М. 2М, 3М (Л – легкий), 4М (С – средний); $n = 2,25$ режим 5М (Т – тяжелый), 6М (ВТ – весьма тяжелый); для хвостовика – 30 – 70 МПа.

При расчете двурогих крюков (рис.20) принимают усилия G_1 от веса груза G , передаваемые через строп на рог крюка

$$G_1 = cG / (2 \cos \gamma),$$

где $C=1,2$ – коэффициент неравномерности распределений нагрузки между обоими рогами крюка.

Сечение 1-2 рассчитывают на усилия G_2 и G_3 , а сечения 3-4 – на усилия G_4 и G_5 аналогично расчету однорогого крюка.

При подвесе груза на 1 рог (небольшого) расчетным сечением будет 5-6.

3.5.2. Расчет траверсы укороченной крюковой подвески

Для крюков большой грузоподъемности применяют пластинчатые однорогие и двурогие крюки (рис.21), собираемые из отдельных элементов, вырезанных из низкоуглеродистой листовой стали, соединенных между собой заклепками. Для равномерного распределения нагрузки между пластинами в зевах крюка помещают вкладыши из мягкой стали. Эти крюки легче кованных и не требуют для изготовления мощного прессового оборудования, кроме того, при разрушении одной из пластин ее можно заменить, толщина пластины крюка составляет не менее 20 мм.

Крюковые подвески подразделяются на два типа: нормальные и укороченные. В нормальных подвесках траверса, на которой укреплен крюк, соединяется с осью канатных блоков щеками, изготовленными из листовой стали.

В укороченных обоймах блоки размещаются на удлиненных цапфах траверсы. Укороченная обойма применяется при четной кратности полиспаста. Хвостовик крюка проходит сквозь отверстие в траверсе и закрепляется гайкой, опирающейся на упорный шарикоподшипник. Чтобы не произошло самопроизвольного отвинчивания гайки, она должна быть зафиксирована относительно винта стопорной планкой. Фиксацию гайки посредством штифтов, шплинтов и стопорных болтов ДНАОП МО-1, 03-93 не допускают.

Для предотвращения выхода каната из ручья блока, блоки крановой обоймы защищены кожухом, изготовленным из листовой стали толщиной не

менее 3 мм (см.рис.). Радиальный зазор «δ» между ребордами блока и кожухом должны быть не более 0,15 диаметра каната.

Траверсы (см.рис.) изготавливают из стали 45, имеющей предел прочности $\sigma_b=610 \text{ Н/мм}^2$, предел текучести $\sigma_T=430 \text{ Н/мм}^2$, и рассчитывают на изгиб по среднему сечению, ослабленному отверстием для хвостовика крана. Запас прочности относительно предела текучести с учетом сложной конфигурации траверсы принимается не менее 3.

Траверсу (см.рис.) рассчитывают на изгиб при допущении, что действующие на нее силы сосредоточенные; кроме того, считают, что перерезывающие силы незначительно влияют на изгибающий момент. После конструктивной проработки с учетом рисунка , определяют расчетные размеры, т.е. расстояние между осями крайних блоков в. Расчетная нагрузка на траверсу Q_p такая же, как и на упорный подшипник.

Максимальный изгибающий момент (см. рис. , сечение А-А)

$$M_{u(A-A)} = \frac{Q_p v}{4}.$$

Момент сопротивления среднего сечения траверсы

$$W_{A-A} = \frac{M_{u(A-A)}}{[\sigma]_{из}},$$

где $[\sigma]_{из}$ – допускаемые напряжения на изгиб.

Напряжения в траверсе изменяются по пульсирующему циклу, следовательно

$$[\sigma]_{из} = \frac{1,4\sigma_{-1}}{[n]k^{\prime}},$$

где σ_{-1} – предел выносливости для материала траверсы, для стали 45;
 $\sigma_{-1}=250 \text{ Н/мм}^2$; $[n] = 1,6$; $k^{\prime}=2,4$.

Исходя из геометрических характеристик момент сопротивления среднего сечения траверсы (см.рис.)

$$W_{A-A} = 1/6(v_1 - d_2)h^2,$$

где $d_2 = d_1 - (2 \dots 5) \text{ мм}$;

d_1 – диаметр хвостовика крюка (см.рис.);

v_1 – ширина траверсы (см. рис.), назначается с учетом наружного диаметра посадочного гнезда D_1 для упорного подшипника,

$$v_1 = D_1 + (1 \dots /20)/$$

Высота траверсы

$$h = \sqrt{\frac{6W_{A-A}}{e_1 - d_2}}.$$

Изгибающий момент в сечении Б-Б (см. рис.)

$$M_{u(B-B)} = \frac{Q}{2} \left(\frac{e}{2} - \frac{l}{2} \right).$$

Минимальный диаметр цапфы под подшипник

$$D = \sqrt{\frac{M_{u3(B-B)}}{0,1[\sigma]_{u3}}}$$

3.5.3. Расчет клещевого захвата

При расчете клещевых захватов исходят из предположения, что при подъеме груза сила трения между упорами клещей и грузом затягивает клещи, в результате чего возникает сжимающая сила

из $2Nf = k_3G$, отсюда

$$N = k_3 \frac{G}{2f},$$

где $k_3 = 1,25-1,5$ – коэффициент запаса, учитывающий возможные изменения коэффициента трения и потери на трение в шарнирах рычажной системы;

G – вес груза;

f – коэффициент трения между грузом и упором.

При симметричном захвате достаточно рассмотреть действие всех сил на одну половину захвата (правую) из уравнения всех сил, действующих на рычаг относительно т.О:

$$-\frac{G}{2} \frac{a}{2} + Nv = TC + \frac{G}{2} d,$$

учитывая, что $N = k_3 \frac{G}{2f}$; $T = \frac{G}{2} \operatorname{tg} \alpha$,

получаем

$$-\frac{a}{2} + \frac{k_3 v}{f} = C \operatorname{tg} + d.$$

Это уравнение справедливо для данной конструкции захвата.

3.5.4. Расчет эксцентрикового захвата

В начале подъема листа эксцентрик, касающийся листа в т. А, благодаря силе трения поворачивается и прижимает лист к упору рамки захвата. Лист удерживается силами трения между листом и эксцентриком, а также между листом и упором рамки. С уменьшением угла α (обычно в исходном положении $\alpha = 10^\circ$) сила распора N , действующая нормально к листу, быстро возрастает, что обеспечивает надежное удержание листа в захвате.

В самозажимном эксцентриковом захвате (рис.) сила трения между эксцентриком и листом увеличивается благодаря действию гибкого элемента 1 на плече 1 на эксцентрик 2.

Из условия равновесия эксцентрика (пренебрегая потерями на трение на оси эксцентрика) имеем, что для самозатягивания листа эксцентриком под действием силы трения F , между листом и эксцентриком момент силы трения относительно оси шарнира эксцентрика должен быть не менее момента силы распора N , т.е.

$$F_1 a \geq N a \operatorname{tg} \alpha,$$

так как $F_1 = N f$, то $f_1 = \operatorname{tg} \rho_1 \geq \operatorname{tg} \alpha$.

Отсюда условие самозатягивания листа эксцентриком

$$\alpha \leq \rho_1,$$

где ρ_1 – угол трения между листом и эксцентриком.

Лист удерживается силами трения между эксцентриком и листом (коэффициент трения f_1) и между листом и упором зажима (коэффициент трения f_2), т.е. условие удержания поднятого груза $F_1 + F_2 \geq G$, где $F_2 = N f_2$.

Отсюда необходимая сила распора

$$N = kG / (f_1 + f_2),$$

где k – коэффициент запаса, $k = 1,3 - 1,5$.

Вопросы для самопроверки

- 1 Из каких материалов изготавливаются крюки?
- 2 Какова технология изготовления различных видов крюков?
- 3 Охарактеризуйте достоинства и недостатки нормальных и укороченных крюковых подвесок.

- 4 Как рассчитываются крюки на прочность?
- 5 Грузовые петли, их назначение, преимущества и недостатки.
- 6 Расчет клещевого захвата.
- 7 Расчет эксцентрикового захвата.
- 8 Принцип работы двухканатного грейфера.

Литература [1, с.82-101; 2, с.141-164].

ЛЕКЦИЯ № 4

ГРУЗОВЫЕ И ТЯГОВЫЕ ГИБКИЕ ОРГАНЫ

4.1. Канаты

4.1.1. Пеньковые и хлопчатобумажные канаты

Обладают низкой прочностью, малой надежностью. Используются редко, только для обвязки груза и строповки чисто обработанных деталей, т.к. они не повреждают поверхность. Канаты могут быть простыми, несмольными (бельные канаты) и пропитанные горячей смолой (смольные канаты).

В последнее время в качестве строп все шире применяют капроновые канаты по ГОСТ 10293-87.

4.1.2. Стальные канаты

Нашли наиболее широкое применение в качестве гибких элементов ГПМ. Их изготавливают из стальной светлой или оцинкованной проволоки марок В, 1, П по ГОСТ 7372-86 диаметром от 0,2 до 3 мм с расчетным пределом прочности $\sigma_{в} \leq 1600 - 2000$ Мпа, получаемой методом многократного холодного волочения с промежуточной термической и химической обработкой для обеспечения необходимой структуры, прочности, вида и качества поверхности.

Канаты по назначению: грузовые (Г) и грузолюдские (ГЛ). Проволока марки В - подъем людей, взрывчатки, радиоактивных веществ, остальные марок 1 и П.

В ГПМ, в основном применяют канаты двойной свивки: сначала проволоки свивают в пряди вокруг центральной проволоки, а затем пряди свивают в канат вокруг сердечника.

Сердечник может быть стальной, пеньковый, нейлоновый. При работе в зоне высоких температур, при резке меняющейся нагрузке многослойной навивке используют канаты со стальным сердечником: отдельная прядь или канат двойной свивки.

Канаты с волокнистыми сердечниками более слабые, но лучше удерживают смазку. Смазка поступает к проволокам не только снаружи, но и изнутри, из сердечника, пропитанного смазкой.

По способу свивки проволок в пряди различают канаты с контактом проволок: точечным (ТАК КАК), линейным (ЛК) и точечно-линейным (ТЛК) в

зависимости от расположения двух соседних слоев проволоки. В зависимости от конструкций прядей канаты типа (ЛК) разделяют на канаты с проволоками: ЛК-0 - равного диаметра в каждом слое пряди; ЛК-Р - разного диаметра по наружному слою пряди; ЛК-РО - разного и равного диаметров в отдельных слоях пряди; ЛК-З - малого диаметра, заполняющими промежутки и между двумя слоями основных проволок.

Канаты типа ТК применяются только при не напряженных режимах работы, когда срок службы определяется не качеством каната, а условиями его использования.

По кратности свивки (одинарной, двойной и тройной). По виду свивки канаты подразделяются на:

обыкновенные или раскручивающиеся - проволоки и пряди после снятия перевязок концов стремятся выпрямиться; нераскручивающиеся - эти канаты свиваются из заранее деформированных проволок и прядей, получающих перед свивкой форму, соответствующую их положению в канате. Их преимущества: более долгий срок службы, т.к. проволоки в ненагруженном состоянии не испытывают внутренних напряжений, растягивающая нагрузка более равномерно распределена между прядями и проволоками, обладают большей сопротивляемостью переменным изгибам. По направлению свивки прядей - левого и правого направления. По взаимному направлению свивок - крестовая свивка проволок в прядях и прядей в канат имеют противоположное направление: переллельная (в одном направлении) и комбинированная. Первые имеют меньшую жесткость, больший срок службы (до 50%), недостаток - самораскручивание. По количеству прядей: одно-, трех-, пяти-, шести-, семи-, восьми и восемнадцатипрядное.

4.1.3. Расчет и выбор стальных канатов

Напряжения в проволоках зависят от многих факторов: силы натяжения, конструкции и диаметра канатов, огибаемых канатом, их количества и т.д.

Все факторы учесть при расчете невозможно. Исследованиями выявлены основные факторы, определяющие число перегибов каната до разрушения проволок. Это - максимальное натяжение каната и отношение диаметра блока и барабана к диаметру каната.

В зависимости от них установлены нормы Госгортехнадзора (Госнадзора охраны труда Украины) для подбора каната

$$S_{\max} n \leq S_{\text{разр}},$$

где S_{\max} - максимальное рабочее усилие ветви каната, определяемое при подъеме номинального груза с учетом потерь на блоках полиспастов и на обводных блоках, но без учета динамической нагрузки;

n - коэффициент запаса прочности, т.е. отношение \min разрушающей нагрузки каната к максимальной рабочей нагрузке на канат, принимаемый по

нормам Госгортехнадзора. В зависимости от режима работы ГПМеханизма, его типа $n=4-9$, а для, а для лифтов $n=10-15$

$S_{\text{разр}}$ - разрывная нагрузка каната в целом. Она стандартизирована для различных конструкций канатов, диаметров и пределов прочности материала проволок.

Но $S_{\text{разр}}=(0,82-0,85)\Sigma F_i\sigma_v$ суммарной прочности проволок из-за сложного характера распределения напряжений в проволоках.

Преимущества применения стальных канатов:

1. Гибкость во всех направлениях;
2. Надежность (легкость отбраковки);
- III. Относительно малая масса;
- IV. Значительная упругость каната снижает динамические нагрузки.

Недостатки:

- I. Необходимость использования блоков и барабанов большого диаметра;
- II. Небольшой срок службы;
- III. Удлинение каната в процессе эксплуатации.

4.2. Цепи

Цепи в подъемных механизмах применяются реже, чем канаты по следующим причинам:

- I. Большая масса;
- II. Меньшая надежность;
- III. Невозможность контролировать качество цепи при работе;
- IV. Не допускает высоких скоростей и толчков нагрузок из-за опасности внезапного разрыва;
- V. Более высокая стоимость;
- VI. Малые допустимые скорости движения цепи (0, %...1,5 м/с).

Достоинства:

- I. Большая гибкость во всех направлениях;
- II. Малые габариты привода (меньше крутящий момент на барабане);
- III. Малая вытяжка.

Цепи по конструкции делятся на сварные и пластинчатые.

4.2.1. Сварные цепи

Сварные цепи изготавливают из сталей 10, Ст3, Ст2 ($\sigma_v=370-450$ Мпа) методом электродуговой, кузнечной и черновой сварки с отжигом. Испытывают на разрыв половиной разрушающей нагрузки. При этом не должно быть остаточных деформаций. По точности изготовления: простые и колыброванные, по конструкции бывают короткозвенные с шагом $\rho=2,6d$, длиннозвенные $\rho>3,5 d$.

Короткозвенные цепи применяют для подъемных механизмов (меньше нагружаются в поперечном направлении на цилиндрическиз барабанах); длиннозвенные в тяговых устройствах. Простые цепи работают только с гладкими блоками и барабанами, калиброванные - со звездочками, имеющими специальный вырез.

Выбор цепи.

Существующие методы расчета напряжений в звеньях не дают достаточно точных результатов, поэтому расчет цепи ведут по уравнению, аналогичному для расчета канатов:

$$S_{\max}n_{\text{ц}} \leq S_{\text{разр}},$$

где S_{\max} -max рабочая нагрузка;

$n_{\text{ц}}$ - запас прочности относительно разрушающей нагрузки, принимается по таблице Госгортехнадзора $n=3-8$. Зависит от конструкции цепи и машинного или ручного привода;

$S_{\text{разр}}$ - разрушающая нагрузка цепи, указанная в ГОСТе на цепь.

4.2.2. Пластинчатые цепи

Пластинчатые цепи состоят из пластин, соединенных между собой валиками. Число пластин 2-12, зависит от грузоподъемности. Применяют в таях и подъемных механизмах, при больших нагрузках и малой высоте подъема, работают только со звездочками, благодаря малым диаметрам которых момент на валу и необходимое передаточное число редуктора уменьшаются. Детали цепей изготавливают из стали 40, 45, 50 ($\sigma_{\text{в}}=570-620$ Мпа). Испытывают и выбирают как сварные.

Пластинчатые цепи более надежны в работе, чем сварные, обеспечивают более плавную работу привода.

4.3.Блоки

Блоки для стальных канатов бывают приводные, отклоняющие и уравнильные. Изготавливают литьем из серого чугуна СЧ 15-32 мм стали 25Л, больших размеров - сварные.

Диаметр блока определяют из условий долговечности в зависимости от диаметра каната, типа механизма и группы режима работы:

$D \geq e d_{\text{к}}$ - диаметр блока по центру каната;

$D_1 \geq (e-1)d_{\text{к}}$ - диаметр по дну желоба,

где $e=16-30$, для лифтов $e=31-46$.

Диаметр уравнильного блока не влияет на долговечность канатов, т.к. он не вращается, поэтому принимают: $D_{\text{у}}=(0,6...0,8)D/$

Во избежании защемления каната принимают: радиус желоба $r=(0,53...0,7)d_k$, высота желоба $n=(1,4...2,5)d_k$. Для повышения долговечности блоков и канатов ручки футируют пластмассами, капроном, алюминием.

Блоки для сварных неколиброванных цепей показаны на рис.

4.4. Звездочки

Приводные звездочки калиброванных сварных цепей изготавливают из стали и чугуна, обычно $z=5$. Ориентировочно диаметр звездочки равен

$$D_0=(20...30)d,$$

где d - диаметр прутка стали, из которого сварена цепь.

Звездочки пластинчатых цепей представляют собой зубчатые колеса, зубья которых захватывают цепь и создают крутящий момент.

Начальный диаметр звездочки

$$D_0 = \frac{P_{ц}}{\sin \frac{180}{z}},$$

где $P_{ц}$ - шаг цепи;

z - число зубьев звездочки, $Z_{\min}=8...10$.

4.5. Полиспасты

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом или цепью), употребляемую для увеличения силы - силовые полиспасты или скорости - скоростные полиспасты.

Под кратностью или передаточным числом полиспаста a понимают отношение числа ветвей грузового каната, к которым подвешен груз m к числу ветвей каната, идущих к барабану подъемного механизма k .

$$a = \frac{m}{k}.$$

В силовом полиспасте груз весит на m ветвях каната, натяжение в канате (без учета сопротивления в блоках) S_{\max} кратность полиспаста a (передаточное отношение) равны

$$S_{\max}=G/a\eta; a=V_k/V_n.$$

В полиспасте скоростном $S=G$ и тяговое усилие

$$P=aG; a=V_k/V_n.$$

Такие полиспасты применяют в механизмах подъема с гидро- и пневмоцилиндрами.

$$S_{\max} = G/a,$$

где G - вес груза;

S_{\max} - максимальное натяжение каната;

$$a = V_k/V_n,$$

где V_k - скорость наматывания каната;

V_n - скорость подъема груза.

Сдвоенный полиспаст представляет собой два параллельных одинарных полиспаста, соединенных на уравнительном блоке. Число ветвей подвеса груза в нем $2m$ при кратности полиспаста a . Длина каната одинарного полиспаста, наматываемого на барабан,

$$L = aH,$$

где H - высота подъема груза,

a - кратность полиспаста.

Для сдвоенных полиспастов кратность равна кратности одинарного и L - длина каната на одну сторону барабана.

Скоростной полиспаст.

При перемещении обоймы полиспаста $t.A$ на расстояние h путь груза

$$H = ah,$$

где H - путь груза

$$V_{гр} = aV_n,$$

где $V_{гр}$ - скорость перемещения груза;

V_n - скорость перемещения обоймы.

$$P = \frac{Ga}{\eta},$$

где P - сила, необходимая для подвеса груза весом G ;

η - коэффициент полезного действия системы блоков.

4.5.1. Коэффициент полезного действия полиспаста

$$\eta_n = G H / S_{\max} a H,$$

где G_H - полезная работа;
 $S_{\max} aH$ - затраченная работа

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 - \eta^a}{a(1 - \eta)} \eta^t,$$

где η - к.п.д. блока, учитывающий потери на трение в опорах и жесткость каната: $\eta = 0,98$ - для блоков на подшипниках качения; $\eta = 0,95$ - для блоков на подшипниках скольжения;

t - число обводных блоков.

С учетом коэффициента полезного действия максимальное натяжение каната:

для одинарных полиспастов

$$S_{\max} = \frac{G}{a\eta_{\Pi}} = G \frac{1 - \eta}{(1 - \eta^a)\eta^t};$$

для двойных полиспастов

$$S_{\max} = \frac{G}{2} \frac{1 - \eta}{(1 - \eta^a)\eta^t}.$$

Если сравнить одинарный и двойной полиспасты одинаковой кратности для подъема одинакового груза, то оказывается, что в двойном полиспасте в соединении подвески груза на вдвое большем числе ветвей, диаметры канатов, барабана, блоков будут меньше, но больше длина барабана.

Вопросы для самопроверки

1 Какие материалы используются для изготовления стальных проволочных канатов?

2 Как классифицируются канаты?

3 Каким образом осуществляется выбор стальных канатов?

4 От чего зависят коэффициенты запаса прочности стальных канатов?

5 Каково назначение блоков и полиспастов?

6 Виды полиспастов.

7 Как определяется к.п.д. блока и полиспаста?

8 Что такое кратность полиспаста?

9 Как определяется усилие в канате, проходящем через полиспаст?

10 Сварные и пластинчатые цепи, их назначение, метод расчета, их преимущества и недостатки перед стальными канатами.

Литература: 1. с. 101 - 115; 2. с. 101 - 140.

ЛЕКЦИЯ № 5 ГРУЗОВЫЕ БАРАБАНЫ

По числу слоев навивки каната различают барабаны с однослойной и многослойной навивкой.

Барабаны с многослойной навивкой применяют только при очень большой длине навиваемого каната. В большинстве случаев в грузоподъемных машинах применяют барабаны для однослойной навивки каната.

Грузовые барабаны различают:

- По назначению: канатные и цепные
- По технологии изготовления: литые, сварные.

Выполняются литыми из чугуна СЧ 15-32 или стали Ст 25Л; сварными из стали ВМ Ст № сп.

Для цепей барабаны применяют гладкие, в большинстве ГПМ применяют барабаны с канатами. Канавки, нарезанные на поверхности барабана, увеличивают поверхность сопротивления, чем уменьшают напряжения смятия, устраняют трение между соседними витками и износ каната. Поэтому при нарезных барабанах срок службы каната увеличивается. Нарезка бывает: правая или левая для одинарных полиспастов и двухсторонняя правая и левая для сдвоенных полиспастов. Для правильной укладки каната на барабан, а также для предохранения каната от смещения и запутывания при ослаблении натяжения применяют различные типы канатоукладчиков.

5.1. Расчет барабанов

5.1.1. Определение геометрических размеров барабанов

Диаметр $D_6 \geq d_k(e-1)$,

где e - коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима ее эксплуатации, $e=16...30$, для лифтов $e=31...46$.

Шаг нарезки $t=d_k+(2...3)$ мм;

Радиус канавки $R=0,54d_k$;

Высота гребешков $h_1=d_k/2-(3...5)$ мм - нормальная нарезка;

$h_1=d_k/2+(3...5)$ мм - глубокая нарезка.

Глубокая нарезка применяется в случае возможности ослабления канатов для предохранения соскальзывания каната с барабана.

Толщина стенки барабана:

Для стальных барабанов $\delta \approx d_k \geq 12$ мм

Для чугунных $\delta=0,02 D_6+(6...10)$ мм.

Длина одной нарезки

$l_n=t z$,

где z - общее число витков одной нарезки

$$Z = Z_p + Z_d,$$

где Z_p - расчетное число витков;

$Z_d = 1,5 \dots 2$ - дополнительное число витков, назначается для ослабления натяжения каната в месте его крепления и для избежания перегиба каната в обратном направлении, т.е. запасные витки и витки для закрепления грузового каната:

$$Z_p = Ha / \pi D,$$

где H - высота подъема груза;

a - передаточное число (кратность) полиспаста;

D - диаметр навивки по \varnothing каната;

l_c - расстояние между нарезками равно расстоянию между блоками подвески крюка или (ориентировочно): $l_c = 0,2D$; $S \approx (3-4)t$.

l_c - уточняется в зависимости от допустимых углов отклонения канатов от оси ручья нарезки и от перпендикуляра к оси барабана.

При набегании каната на барабан угол γ , условно отсчитываемый от оси блока, принимается не более 2° для гладких барабанов и не более 6° для нарезных. От этого угла зависит минимальное расстояние от оси направляющего блока до оси барабана.

Для нарезных одинарных барабанов $l_{нар} = 0,5lctg6^\circ$.

Для гладких барабанов $l_{гл} = 0,5lctg2^\circ$,

где l - длина барабана.

Этими же углами уточняется и длина в не нарезанной части барабана сдвоенного полиспаста:

$$l_{cmax} = B + 2h_{min}tg\gamma$$

$$l_{cmin} = B - 2h_{min}tg\gamma,$$

где B - расстояние между центрами блоков крюковой подвески, с которых ветви каната наматываются на барабан;

h_{min} - минимальное расстояние между осью барабана и осью блоков подвески в ее верхнем положении.

Полная длина барабана сдвоенного полиспаста

$$L_6 = 2(l_H + l_3) + l_c,$$

где $l_3 = 4t$ - длина участка с каждой стороны барабана, используемая для закрепления каната.

5.1.2. Прочностной расчет барабанов

Стенки барабана испытывают сложное напряжение сжатия, кручения и изгиба.

При $L_6/D_6 < 3$ - расчет ведется только на сжатие;

При $L_6/D_6 > 3$ - расчет ведется на три случая напряжений.

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{max}}{\delta t} \leq [\sigma_{сж}],$$

$[\sigma_{сж}]$ - в зависимости от группы режима работы.

Напряжение от изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}} = \frac{M_{изг}}{0,1(D_{б}^4 - D_{вн}^4) / D_{б}}$$

Напряжение от кручения

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2(D_{з}^4 - D_{%o}^4) / D_{з}}$$

Результирующее напряжение для стальных барабанов

$$\sigma_{сумм} = \sqrt{(\sigma_{изг} + \sigma_{сж})^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]_{сумм}$$

Для стальных барабанов $[\sigma]_{сумм} \approx \sigma_T$.

5.2. Расчет места крепления каната на барабане с помощью прижимных планок.

Конструкция крепления: надежная, удобная для замены, проста. Наиболее распространенный способ крепления - планками.

Нормами техники безопасности регламентирована 1,5 дополнительная ветки, уменьшающая натяжение каната в месте крепления к барабану, поэтому натяжение каната перед прижимной планкой в т. А будет

$$S_{крепл} = \frac{S_{max}}{e^{f\alpha}},$$

где S_{max} - max рабочее натяжение в канате при подъеме груза;

e - основание натурального логарифма ($e=2,71$);

$f=0,10-0,16$ - коэффициент трения между канатом и барабаном;

$\alpha=3\pi$ - угол обхвата барабана дополнительными витками, тогда

$$S_{крепл} = S_{max} / 2,5.$$

При креплении каната одной планкой с двумя болтами канат удерживается на барабане следующими силами.

5.2.1. Силой трения F_1 между канатом и планкой и канатом с барабаном на участке АБ под планкой

$$F_1 + (f + f_1)N,$$

где f - коэффициент трения между канатом и барабаном;

N - усилие растяжения одного болта;

$f_1 = f / \sin \beta$ - приведенный коэффициент трения между канатом и планкой с трапециевидальным сечением канавки;

β - угол наклона боковой грани зажимной канавки на планке $-\beta = 40^\circ$.

При планке с полукруглыми канавками $f = f_1$ и $F_1 = 2fN$.

5.2.2. Силой трения F_2 между канатом и барабаном на участке ББ/В, равной разности натяжения каната в точках Б и В:

$$F_2 = S_B - S_V = (S_{\text{крепл}} - F_1) - \frac{S_{\text{крепл}} - F_1}{e^{f\alpha_1}} = [S_{\text{крепл}} - (f + f_1)N] \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_1}},$$

где α_1 - угол обхвата барабана витком каната от т. Б до т. В.

5.2.3. Силой трения F_3 под прижимной планкой на участке ВГ:

$$F_3 = F_1 = (f + f_1)N.$$

При удержании каната креплением на барабане в его неподвижном состоянии должно быть соблюдено равенство силы натяжения каната и сил трения:

$$S_{\text{крепл}} = F_1 + F_2 + F_3,$$

откуда

$$N = \frac{S_{\text{крепл}}}{(f + f_1)(e^{f\alpha_1} + 1)},$$

Кроме растяжения, болты испытывают также изгиб, вызываемый силами трения между планкой и канатом на участках АБ и ВГ. Эти силы трения, воспринимаемые каждым болтом равны

$$T = f_1 N.$$

За точку приложения T принимают точку соприкосновения головки болта с планкой, а за плечо ℓ - расстояние от этой точки до поверхности барабана.

Суммарное напряжение в каждом болте

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_p + \sigma_{\text{из}} = \frac{1,3kN}{\pi d_1^2} + \frac{kT\ell}{0,1d_1^3} \leq [\sigma]_p,$$

где d_1 - внутренний диаметр резьбы болта;

$k \geq 1,5$ - запас надежности крепления каната к барабану.

Коэффициент 1,3 учитывает напряжение кручения при затяжке болтов.

5.3. Крепление сварных цепей

Сварные цепи обычно крепят к барабану с помощью кованого крючкообразного зажима, привертываемого к телу барабана.

Вопросы для самопроверки

1. Как определяется диаметр барабана?
2. Как определяется длина нарезанной части барабана?
3. От чего зависит расстояние между нарезками барабана?
4. Для чего нужны дополнительные (неприкосновенные) витки каната на барабане?
5. Из каких материалов изготавливаются барабаны?
6. Как производится расчет барабана на прочность?
7. Какими способами производится крепление каната к барабану?
8. Каким образом производится расчет на прочность узла крепления каната к барабану прижимными планками?

Лекция №6

ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА

6.1. Тормоза.

Механизмы ГПМ обязательно должны быть снабжены надежными тормозными устройствами:

в механизмах подъема - остановка груза и удержание его в подвешенном состоянии;

в механизмах передвижения и поворота - торможение до полной остановки на установленной длине тормозного пути.

Торможение механизмов с электроприводом можно осуществить как электрическим, так и механическим способом. При электрическом торможении возможно значительное уменьшение скорости к моменту замыкания тормоза.

Однако тормоз является единственным средством торможения, остановки механизма при прекращении подачи электроэнергии.

Тормозные устройства подъемно - транспортных машин классифицируются по следующим признакам:

по конструктивному исполнению рабочих элементов на:

колодочные - с рабочим элементом в виде колодки, требуется по наружной или внутренней поверхности тормозного барабана (шкива);

ленточные - с рабочим элементом в виде гибкой ленты, трущейся по тормозному барабану;

дисковые - с рабочим элементом в виде целого кольцевого диска или отдельных сегментных колодок;

конические - с рабочим элементом в виде конуса.

Последние две разновидности объединены в группу с замыкающей силой, действующей вдоль оси тормоза - тормоза с осевым нажатием.

По принципу действия на:

автоматические (с электромагнитным, электрогидравлическим приводом, а также весом транспортируемого груза) замыкающиеся независимо от воли обслуживающего персонала одновременно с отключением двигателя механизма;

управляемые - управляемые обслуживающим персоналом;

по назначению:

- стопорные;
- спускные;
- регуляторы скорости.

По характеру действия силы, управляющей тормозом на:

- нормально закрытые;
- нормально открытые;
- комбинированные (при аварийных ситуациях нормально закрытые).

Ко всем тормозам предъявляются следующие основные требования:

- достаточный тормозной момент;
- быстрое замыкание и размыкание;
- прочность и долговечность элементов тормоза;
- простота конструкции (малая стоимость);
- удобство осмотра, регулирования и замены износившихся деталей;
- устойчивость регулирования, обеспечивающая надежность работы тормоза;
- минимальные габариты и масса;
- ограниченная температура на элементах трения, не превышающая допустимую.

Тормозной шкив обычно устанавливается на быстроходном валу, где действует min крутящий момент, следовательно требуется малый тормозной момент. Используют в качестве тормозного шкива одну из полумуфт соединения двигателя с редуктором. (Рис 44)

Если в механизме применена муфта с амортизирующим устройством (втулочно-пальцевая, пружинная и т.п.)- в качестве тормозного шкива используют полумуфты на валу редуктора.

6.1.1. Колодочные тормоза

Торможение механизма происходит в результате создания силы трения между тормозным шкивом, связанным с одним из валов механизма, и тормозной колодкой, укрепленной на рычагах тормоза, установленного на металлоконструкции тележки или крана. (Рис 45, Рис 46).

Замыкающая сила создается с помощью сжатой пружины.

В качестве размыкающего устройства используются специальные тормозные электромагниты, электрогидравлические и электромеханические толкатели.

Для колодочных тормозов применяют главным образом электромагниты постоянного тока типа МП и переменного типа МО-Б.(Рис 47)

Замыкание тормоза (рис. 47) осуществляется пружиной 5, размыкание - электромагнитом 7, укрепленном на тормозном рычаге 6. Якорь электромагнита надавливает на щиток 1 тормоза и разводит оба рычага, освобождая тормозной шкив.

Электромагнит постоянного тока типа МП (рис. 48а) состоит из стального корпуса 1, на сердечнике 3 которого помещена катушка 4, а в отверстии направляющая втулка 9, в которой перемещается якорь 6 на штыре 8. При включении электромагнита якорь 6 притягивается к корпусу и штырь 8, нажимая на щиток тормоза 2, размыкает тормоз.

Электромагнит переменного тока типа МО-Б (рис. 48б) при его включении якорем 1 через упор 2 надавливает на щиток 5 тормоза, производя его размыкание.

Основной - недостаток тормозных электромагнитов - низкая их долговечность.

Размыкающие тормоза с электрогидравлическим толкателем (рис. 49) производится механизмом, одна из конструкций которого приведена на рис. 50. Он состоит из электродвигателя 6, погруженного в рабочую жидкость, центробежного насоса 5, поршня 4 со штоком 3 и внутреннего цилиндра 2. При включении двигателя роторное колесо, вращаясь, создает избыточное давление жидкости под поршнем 4. Под действием этого давления поршень со штоком 3 перемещается вверх, размыкая тормоз. В исходное положение шток с поршнем возвращается под действием пружины тормоза.

В качестве приводов тормозов находят применение электромеханические толкатели, использующие действие центробежной силы вращающихся масс для размыкания тормоза. Эти толкатели имеют высокую надежность и долговечность (рис. 51).

Перспективной конструкцией электромеханического толкателя является толкатель ЭМТ-2 (рис.52). На валу 16 двигателя 17 чашки закреплена ведущая гайка 13, имеющая опорой подшипники 15 и 14. Опорами ведомой чашки 10

являются подшипники 9 и 8. Между чашками находятся два груза 11 с антифрикционной втулкой²⁰, установленные на оси 18, опирающиеся на каток 21. Грузы удерживаются бортами чашек 13 и 10, благодаря которым происходит совместное вращение грузов и чашек. Через шток 5, поступательно перемещающийся при удалении грузов от центра вращения центробежными силами, пропущен палец 6, служащий для шарнирного крепления к одному из рычагов, при перемещении которого тормоз размыкается.

Для увеличения тормозного момента применяют фрикционные материалы на асбестовой основе. Допустимое контактное давление $[p] = 0,3 \dots 0,4$ Мпа.

Наибольшее распространение получили фрикционные ленты толщиной 5...10 мм, изготовленные методом вальцовки из асбеста, каучука с добавлением серы для вулканизации.

Коэффициент трения асбестовой ленты $f=0,35$ допускаемая температура 200°C : вальцованной ленты $f=0,42$, $t=220-250^{\circ}\text{C}$.

В тяжело нагруженных тормозах применяют фрикционные порошковые металлокерамические материалы, изготовленные на медной и железной основах. Они обеспечивают работу тормозов при высоких температурах (до $500 \dots 1000^{\circ}\text{C}$).

Тормозные шкивы выполняют литыми из чугуна, Сталей 35СГ, 65Г, 65ГЛ с твердостью рабочей поверхности $\geq \text{HB } 350$.

Варианты крепления ленты представлены на рис.53.

6.1.1.1. Расчет колодочных тормозов.

Одноколодочные. Тормозной момент (Рис. 54а).

$$M_{\tau} = fN \frac{D}{2}.$$

Необходимая сила нажатия колодки на шкив

$$N = \frac{2M_{\tau}}{fD}.$$

Сила Р, замыкающая тормоз

$$m = N \frac{\ell_1 \pm fb}{l},$$

“±” - от направления вращения шкива.

Из-за дополнительного изгибающего момента на валу от силы “N”, одноколодочные тормоза применяют только в ручных механизмах.

Двухколодочные.

Для левого рычага

$$P\ell = N_1(\ell_1 - fb), N_1 = P\ell / (\ell_1 - fb),$$

для правого рычага

$$P\ell = N_2(\ell_1 + fb), N_2 = P\ell / (\ell_1 + fb).$$

Тормозной момент равен сумме тормозных моментов, развиваемых каждой колодкой:

Подставив значения N_1 и N_2 , получим

$$M_T = f \frac{D}{2} (N_1 + N_2).$$

$$M_T = \frac{PD\ell_1 f \ell}{\ell_1^2 - f^2 b^2}.$$

Равнодействующие $S_1 = N_1 \sqrt{1 + f^2}; S_2 = N_2 \sqrt{1 + f^2}$.

Так как $N_1 \neq N_2$, то $S_1 \neq S_2$.

Разность

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \frac{2P\ell f \sqrt{1 + f^2}}{\ell_1^2 - f^2 b^2} b,$$

При $b=0$, $\Delta S=0$ - т.е. при прямых тормозных рычагах, что исключает силы, изгибающие тормозной вал. При этом M_T на каждой колодке будут одинаковы в независимости от направления вращения тормозного шкива.

Тогда общий тормозной момент на прямых рычагах:

$$M_{\square} = fPD \frac{\ell}{\ell_2} \eta,$$

где $\eta = 0,9-0,95$ - к.п.д. рычажной системы (потери на трение в шарнирах рычажной системы).

Условное среднее давление между колодкой тормоза и шкивом:

$$P = \frac{N}{A_k} = \frac{N}{\pi D B \frac{\beta}{360}} \leq p,$$

где A_k - площадь поверхности трения одной тормозной колодки;

D - диаметр шкива;

B - ширина колодки, $B <$ ширины шкива на 5-10 мм;

$\beta = 60-110^\circ$ - угол обхвата шкива одной колодкой.

6.1.2. Ленточные тормоза

В ленточных тормозах тормозной момент создается в результате трения фрикционного материала, прикрепленного к гибкой стальной ленте, на поверхности цилиндрического тормозного шкива.

При практических расчетах ленточных тормозов используются зависимости Эйлера для гибкой нити.

По зависимости Эйлера для гибкой нити соотношение между максимальным T и минимальным t натяжениями концов ленты.

$$a) T = t \ell^{f\alpha},$$

Сила трения на поверхности F , $F=P$

$$\delta) T = t + F = t + P,$$

решая уравнения «а» и «б».

При этом получим:

$$1. T = \frac{P \ell^{f\alpha}}{\ell^{f\alpha} - 1}; \quad 2. t = \frac{P}{\ell^{f\alpha} - 1}; \quad P = t(\ell^{f\alpha} - 1) = F$$

где $P = 2M_m / D$ - окружная сила;

f – коэффициент трения между шкивом и фрикционным материалом;

α - угол обхвата тормозного шлива лентой.

Тогда момент тормозной, развиваемый ленточным тормозом.

$$M_T = t(\ell^{f\alpha} - 1)R = TR(\ell^{f\alpha} - 1) / \ell^{f\alpha},$$

где $R=D/2$.

Коэффициент трения f входит в показатель степени, поэтому даже незначительное его изменение вызывает значительное изменение тормозного момента. Поэтому работа ленточных тормозов отличается неустойчивостью на тормозному моменту.

Ширина ленты B назначается по доступному давлению $[P]$.

$$B = \frac{2T}{D[P]},$$

$$P_{\max} = \frac{2T}{BD} \leq [P].$$

В зависимости от конструкции бывают простой, дифференциальной и суммирующей ленточные тормоза.

Ленточные тормоза имеют применение благодаря простоте конструкции, компактности и способности развивать большие тормозные моменты, увеличивающиеся с ростом угла обхвата.

В конструкциях кранов применяются главным образом ленточные тормоза.

Но они имеют существенные недостатки из-за которых они вытесняются более рациональными колодочными тормозами:

- Ленточный тормоз создает значительную силу, изгибающую тормозной вал;
- Распределение давления и износа на дуге обхвата неравномерно;

- Тормозной момент зависит от направления вращения тормозного шкива;
- Обрыв стальной ленты влечет за собой аварию, поэтому их эксплуатационная надежность ниже, чем колодочных тормозов.

6.1.2.1. Расчет ленточных тормозов

Простой ленточный тормоз. (Рис. 55а).

Простой ленточный тормоз является тормозом одностороннего действия, т.к. мах натяжение создается на том конце ленты, который прикреплен к рычагу.

Тормозной момент

$$M_{\square} = (e^{f\alpha} - 1)R \frac{G_p b + G_{як} c + G_{рп} d}{a} \eta.$$

Вес груза для создания тормозного момента

$$G_{рп} = \frac{ta / \eta - (G_p b + G_{як} c)\eta}{d},$$

где a,b,c,d - плечи приложения сил (обычно d/a=10-15);

G_p - вес тормозного рычага;

$G_{я}$ - вес якоря электромагнита;

$\eta = 0,9-0,95$ - к.п.д. рычажной системы тормоза.

Дифференциальный (ручной) ленточный тормоз. (Рис.55б)

Тормозной момент

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 - a_2 e^{f\alpha}} (G_p b + G_{рп} d) R \eta.$$

При соотношении плеч рычага $a_1/a_2 \approx e^{f\alpha}$ при очень малом значении замыкающей силы можно получить тормозной момент $M_T \rightarrow \infty$, т.е. может происходить самозатягивание тормозной ленты. Обычно $a_1 \neq a_2$.

Вес груза, создающего необходимый тормозной момент:

$$G_{рп} = \frac{ta_1 / \eta - (Ta_2 + G_p b)\eta}{d}.$$

Суммирующий ленточный тормоз. (Рис. 55в).

Плечи a_1 и a_2 могут быть различными или равными. При равных плечах $a_1 = a_2$ тормозной момент не зависит от направления вращения шкива.

Тормозной момент

$$M_{\tau} = (G_p b + G_{\text{як}} C + G_{\text{гр}} d) \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_2 e^{f\alpha} + a_1} R \eta.$$

Вес груза для создания необходимого тормозного момента определяется суммой натяжений концов ленты:

$$G_{\text{гр}} = \frac{t(a_2 e^{f\alpha} + a_1) / \eta - (G_p b + G_{\text{як}} c) \eta}{d}.$$

6.1.3. Тормоза с осевым нажатием

В этих тормозах сила, создавая тормозной момент, действует вдоль оси тормозного вала.

В дисковых тормозах (рис. 56) необходимый момент трения создается прижатием неподвижных дисков 1 к вращающимся вместе с тормозным валом диском 2. Замыкающей силой могут быть сила пружины, вес груза, усилие человека, передаваемые посредством рычажной, гидравлической или пневматической систем.

Достоинства:

- возможность развивать большие моменты при малых габаритах;
- защищенность от окружающей среды;
- отсутствие радиально действующих на вал сил;
- более равномерный износ фрикционного материала.

Недостаток:

- сложность отвода теплоты с поверхности трения.

В этих тормозах сила, создающая тормозной момент, действует вдоль оси тормозного вала (рис.56).

$R_{\text{в}}$ - внутренний радиус дискового тормоза выбирается по конструктивным соображениям;

$R_{\text{н}}$ - при работе тормоза в масляной ванне принимают $R_{\text{н}} = (1,25-2,5)R_{\text{в}}$,

Средний радиус поверхности трения

$$R_{\text{ср}} = \frac{R_{\text{н}} + R_{\text{в}}}{2}.$$

Осевая сила, необходимая для создания тормозного момента

$$N = \frac{M_{\tau}}{mfR_{\text{ср}}},$$

где m - число пар поверхностей трения:

f - коэффициент трения.

Среднее давление на трущихся поверхностях

$$\rho = \frac{N}{\pi(R^2 - R_{\%o}^2)} \leq [\rho].$$

Весьма перспективными для подъемно-транспортного машиностроения являются дисково-колодочные тормоза, в которых около 90% поверхности тормозного диска обдувается окружающим воздухом, это в 2-4 раза увеличивает теплоотдачу по сравнению с колодочными тормозами, что существенно увеличивает их долговечность.

Нормально закрытый дисково-колодочный тормоз (рис. 57) с приводом от электрогидравлического толкателя 4 состоит из двух вертикально расположенных тормозных рычагов 5, несущих тормозные колодки 7. Верхние концы рычагов стягиваются пакетом тарельчатых пружин. При размыкании клин 3 штока электрогидравлического толкателя, воздействуя на ролики 2 рычагов, разводит их, освобождая тормозной диск.

В конусных тормозах (рис. 58) при том же тормозном моменте осевая сила, необходимая для его создания, меньше, чем в дисковом тормозе, и зависит от угла α конуса. Во избежание заклинивания конуса, угол α не должен быть малым ($\alpha \geq 15^\circ$):

$$M_T = NR_{cp} \frac{1}{\sin \alpha}.$$

6.2. Тормозные устройства для регулирования скорости

Регуляторы скорости предназначены для ограничения скорости опускаемого груза не выше заданного предела. Широкое применение в этом качестве находят центробежные тормоза (рис. 59).

Центробежный дисковый тормоз (рис. 59а) состоит из диска 2, закрепленного на валу 1 с помощью шпонки. На втулке диска 2 находится диск 4, имеющий возможность осевого перемещения. Пружина 6, упирающаяся во втулку, стремится раздвинуть диски 2 и 4, в то время как грузы 5 при вращении стремятся эти диски сблизить и зажать находящийся между ними неподвижный фрикционный диск 3.

Центробежный тормоз с грузами внутри тормозного корпуса (рис. 59б) состоит из диска 1 с тремя цапфами 2, закрепленного на валу 3 механизма подъема. На цапфах свободно укреплены замыкающие грузы 5, шарнирно связанные рычагами со втулкой 6, которая также свободно укреплена на ступице диска 1 и соединена с ней спиральной пружиной. Один конец пружины закреплен на ступице, второй - во втулке. При некоторой частоте вращения вала 3 замыкающие грузы, расходясь под действием сил инерции, закручивают спиральную пружину и, поворачиваясь вокруг цапфы 2, прижимаются вкладышами 4 к неподвижному корпусу 7. При уменьшении частоты вращения грузы спиральной пружиной подтягиваются ко втулке.

Недостатки центробежных тормозов:

- действуют только при достижении механизмом (опускающимся грузом) определенной скорости;
- ограничив скорость движения, не могут произвести остановку груза;
- медленно опускают грузы малой массы, т.к. сила тяжести последних не может разогнать тормозной вал до номинальной частоты вращения.

Для автоматического поддержания заданной скорости движения применяются электроиндукционные и электромагнитные тормоза, в которых изменением магнитного потока можно изменять тормозной момент, обеспечивая необходимую плавность торможения.

6.3. Устройства для удержания груза на весу – остановы. (Рис. 60).

К простейшим устройствам, служащим для удержания груза на весу, относятся остановы - приспособления, не препятствующие подъему груза, но исключают возможность самопроизвольного опускания под действием силы тяжести. В подъемно-транспортных машинах обычно применяют храповые и роликовые остановы.

6.3.1. Храповые остановы.

Они состоят из храпового колеса 1, укрепленного на валу 2 механизма, собачки 3, ось 4 которой установлена на неподвижных элементах механизма. Собачка входит в зацепление с храповым колесом, препятствуя его повороту в сторону опускания груза Q . В другую сторону колесо поворачивается свободно. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом. Храповый останов обычно размещают на входном (самом быстроходном) валу, где действуют наименьшие крутящие моменты.

Наиболее опасным для элементов останова является положение, когда собачка упирается в вершину зуба храпового колеса (рис. 60б). Так как зацепление зубьев с собачкой происходит с некоторым ударом, то кромки зуба колеса и собачки сминаются.

Прочность кромок проверяется по соотношению:

$$g = P/B \leq [g],$$

где P - окружная сила, Н;

B - ширина колеса, см;

$[g]$ - допускаемое линейное давление с учетом динамического характера нагружения, Н/см.

Окружная сила: $P = 2M_k/D = 2M_k/(zm)$,

где D - внешний диаметр храпового колеса;

z - число зубьев храпового колеса;

m - модуль зацепления храпового колеса;

M_k - крутящий момент, действующий на валу храпового колеса.

Модуль зацепления:

$$m = \sqrt{\frac{2M_k}{z\psi[g]}}$$

где M_k - крутящий момент на валу храпового колеса;

z - число зубьев храпового колеса;

ψ - B/m - коэффициент определяется по таблице в зависимости от материала храповых колес;

B - ширина зуба храпового колеса, ширина собачки на 2-4 мм шаре.

Если неизвестно число зубьев, но известен D - внешний \varnothing храпового колеса.

$$m = \frac{2M_k}{\psi D[g]}$$

При $m \leq 6$ необходима проверка зуба на изгиб:

$$m = 1,753 \sqrt{\frac{M_b}{\varphi z[\sigma_n]}}$$

где $[\sigma_n] = \sigma_T/n$ для стали, n - по таблице 16 [1].

Собачку изготавливают обычно из стали 40Х, термообработанной до твердости не ниже 48-50 HRC. Чтобы обеспечить надежность работы соединений, собачка прижимается к храповому колесу пружиной или силой тяжести специального груза. Ось вращения собачки устанавливают в таком месте, чтобы угол между прямыми, проведенными от оси колеса и оси собачки в точку контакта собачки с колесом, был близок к 90° .

Поверхность зуба колеса, упирающуюся в собачку делают плоской, при вращении храпового колеса в направлении, соответствующем подъему груза, собачка свободно скользит по наклонным поверхностям зубьев. Если направление вращения колеса изменяется на противоположное, то собачка соскальзывает во впадину и прижимается к рабочей грани зуба всей торцевой поверхностью, создавая необходимый упор. При этом на собачку от окружной силы P действует сила нормального давления $N = P \cos \alpha$ и сила $R = P \sin \alpha$, направленная вдоль рабочей грани зуба и стремящаяся сдвинуть собачку к основанию зуба. Кроме того на собачку действует сила трения fN вдоль рабочей грани и момент трения $Pf_1 d/2$ в опоре O_1 , препятствующие входу собачки в зацепление.

Собачка воспринимает сжимающие, растягивающие и изгибающие нагрузки. Расчет ведут при расположении собачки, упертой концом в кромку зуба колеса.

Так, при сжатой собачке напряжение в опасном сечении

$$\sigma = \frac{P}{B\delta} + \frac{6P\ell}{B\delta^2} \leq [\sigma_n]_c,$$

где B - ширина собачки;

$[\sigma_n]_c = \sigma_T/n$ - допускаемое напряжение;

$n = 5$ - запас прочности.

Работа храпового соединения характеризуется резким ударным соединением собачки с зубом храпового колеса и мгновенной остановкой груза. Чтобы уменьшить динамические нагрузки при работе храпового соединения, иногда на одно храповое колесо устанавливают несколько собачек. Независимо от числа собачек, каждую из них рассчитывают на полную окружную силу P .

Роликовые остановы (Рис. 61)

Роликовые остановы (автоматические) относят к фрикционным самотормозящим механизмам. Их действие основано на использовании силы трения, и они являются наиболее совершенными механизмами, обеспечивающими безударное приложение нагрузки и минимальный угол холостого хода, предшествующий заклиниванию. Роликовый останов состоит из корпуса 1, втулки 2 и заложенных в клиновые пазы роликов 3. При вращении втулки 2 против хода часовой стрелки силы трения направляют ролики в более широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное вращение втулки 2, а следовательно, и вала механизма относительно корпуса 1. При изменении направления вращения ролики попадают в узкую часть клинового паза, что приводит к заклиниванию роликов в пазу и остановке втулки. Для более быстрого заклинивания роликов в конструкцию останова включают пружины 5 и штифты 4, отжимающие ролики в угол паза.

Наибольший крутящий момент, возникающий при заклинивании роликов, с учетом динамических нагрузок $M_{\max} = K_d M$, где M - динамический крутящий момент от груза на валу останова; $K_d = K_{дв} + K_m$ - коэффициент динамичности, $K_{дв}$ - учитывает тип двигателя, K_m - учитывает тип подъемно-транспортной машины.

Расчет роликовых остановов ведут по расчетному крутящему моменту

$$M_p = M_{\max} / K_T,$$

где $K_T = 0,6 \dots 0,9$, коэффициент, зависящий от точности изготовления и монтажа останова.

Нормальная сила, действующая на ролик равна:

$$N = \frac{2M_p}{zD \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

где z - число роликов;
 D - внутренний диаметр корпуса;
 α - угол заклинивания, обычно $\alpha = 6...8^\circ$.

Максимальное контактное касательное напряжение в месте контакта ролика со втулкой:

$$\tau_{\max} = 0,2\sqrt{NE / ld} \leq [\tau],$$

где E - приведенный модуль упругости контактирующих элементов. Допускаемые контактные напряжения $[\tau]$ (Мпа) для случая линейного контакта роликов при выполнении деталей из качественных сталей (15X, 20X, 40X) для механизмов с малым числом включений. $N_{ц} \leq 10^7$ принимают $[\tau] = (8...12)HRC$ - число твердости по Роквеллу. Для механизмов с частыми включениями расчет ведут по пониженным допускаемым напряжениям:

$$[\tau'] = [\tau] \sqrt[6]{10^7 / N_{ц}},$$

где $N_{ц} \geq 10^7$ - общее число циклов нагружения за срок службы.

Вопросы для самопроверки

1. Как классифицируются крановые тормоза?
2. Где устанавливаются тормоза в кинематической схеме механизма?
3. Как определяется тормозной момент колодочного тормоза?
4. Как определяется тормозной момент ленточного тормоза?
5. Из какого материала изготавливаются трущиеся детали в тормозах?
6. Как определяются допускаемые давления между трущимися поверхностями тормоза?
7. Для чего нужны остановы?
8. Как рассчитывается на прочность крановый останов?

Литература: 1, с. 13 - 178; 2, с. 165 - 173.

ПРИВОД ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Грузоподъемные машины в зависимости от типа, назначения и характера работы могут иметь машинный или ручной привод.

Основные факторы, влияющие на выбор типа привода:

- соответствие свойств приводного двигателя заданному режиму ГПМ;
- характер действующих внешних нагрузок на машину;
- стоимость изготовления и эксплуатации машины с данным видом привода;
- возможность использования того или иного вида энергии;
- удобство управления машиной;
- особенности среди эксплуатации машины.

7.1. Ручной привод

Ручной привод применяется для механизмов малой грузоподъемности, работающих с малыми скоростями движения в ненапряженном режиме, а также для механизмов вспомогательного назначения. Расчет всех механизмов ведут по единой методике.

7.1.1. Рукоятки

Рабочий момент

$$M_p = PR\varphi m,$$

где P - сила рабочего при продолжительной работе 70-80 Н; кратковременной -100 Н, кратковременной с перерывами - 150 Н, аварийной - 300 Н;

R - радиус рукоятки, рекомендуется принимать $R=250-300$ мм;

m - число рабочих;

φ - коэффициент, учитывающий не одновременность приложения силы при совместной работе нескольких человек (для двух рабочих $\varphi =0,8$);

L - длина рукоятки: для одного рабочего $L=200-250$ мм; для двух -400-500 мм.

7.1.2. Тяговые колеса

$$M_p = P \frac{D}{2} \varphi m,$$

где P - рекомендуется 150-200 Н, при аварийной работе до 400 Н.

7.2. Машинный привод

Машинный привод делится на: паровой, от ДВС, электрический, гидравлический, пневматический, комбинированный (дизель-электрический, электрогидравлический, электропневматический).

Исторически паровой привод самый первый машинный привод. В настоящее время не находит применения в ГПМ из-за весьма низкого к.п.д. больших габаритов и массы, необходимости в длительном периоде пуска или расхождения больших количеств топлива для обеспечения постоянной готовности к пуску.

Двигатель внутреннего сгорания применяют в приводах кранов, где необходимо иметь независимый источник энергии (мобильные стреловые краны).

Приводы выполняются по двум основным схемам:

общий привод - все механизмы получают движение непосредственно от двигателя внутреннего сгорания через систему механических передач;

индивидуальный привод - на всех механизмах установлены электродвигатели, которые получают от дизель-электрической станции, расположенной на машине (кране) и состоящей из двигателя и генератора (дизель - электрический привод).

7.2.3. Электрический привод

Электрический привод состоит из электродвигателя, аппаратуры управления и механической передачи от двигателя к рабочему органу машины.

Выбор типа двигателя производится в зависимости от рода тока и номинального напряжения, номинальной мощности и частоты вращения, вида естественной характеристики Двигателя и его конструктивного исполнения.

Преимущества электродвигателей:

- питаются дешевой электроэнергией;
- не требуют подготовительных операций перед пуском;
- легко и удобно включаются, выключаются и реверсируются;
- развивают большие моменты при пуске машины;
- допускают регулирование числа оборотов;
- могут использоваться в качестве тормоза для поглощения энергии опускающегося груза;
- не выделяют при работе дыма или газа, как паровые машины или ДВС.

Применяют электродвигатели постоянного и переменного 3-х фазного тока.

а - постоянного тока: 1 - с последовательным возбуждением; 2 - смешанным; 3 - с параллельным; б - переменного тока: 1 - с короткозамкнутым ротором; 2 - с фазным ротором

Больше всего подходит к условиям крановой работы электродвигателя постоянного тока с последовательным возбуждением.

Этому двигателю характерно саморегулирование: момент якоря изменяется в обратной зависимости от оборотов. При малых $n_{дв}$ развивает большой момент, что требуется в пусковой период.

Но при $M_{дв} \approx 0$ (к примеру, лифт при 50% загрузке) $n_{дв}$ становится большим, что может привести к аварии. Тогда применяют двигатели с параллельным возбуждением, у которых $n_{дв} \approx const$, независимо от $M_{дв}$, либо ужесточают характеристику шунтированием обмотки якоря.

Изменение числа оборотов осуществляется при данном $M_{дв}$ включением в цепь якоря и обмотки возбуждения соответствующих сопротивлений.

В ПТМ применяют специальные крановые и металлургические двигатели серии Д и двигатели общепромышленного типа серии 2П. Недостатком их является необходимость наличия преобразователей переменного тока в постоянный. Они более дорогие в изготовлении и эксплуатации.

Двигатели переменного трехфазного тока типа МТ и МТК с фазовым и короткозамкнутым ротором меньше по габаритам и весу, требуют меньше меди, проще по конструкции, надежнее в работе и обладают более высоким к.п.д. Имеет место некоторое уменьшение числа оборотов $n_{дв}$ при увеличении $M_{дв}$, но меньше, чем у электродвигателя постоянного тока с параллельным возбуждением.

Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором не позволяют регулировать частоту вращения ротора, выпускают небольшой мощности.

Имеют недостатки:

- нагрев при повышенной частоте включений;
- большой пусковой момент, затрудняющий управление, высокие динамические нагрузки;
- нагрев обмоток двигателя;
- затруднено регулирование частоты вращения.

Преимущества:

- надежны в эксплуатации;
- дешевы.

Двигатели с фазным ротором - за счет введения в цепь обмотки ротора различных сопротивлений позволяют получать дополнительные характеристики, регулирующие частоту вращения ротора при подъеме груза.

Имеют недостатки:

- большая масса;
- габариты;
- стоимость.

Преимущества:

- нагрев дополнительных сопротивлений, а не обмотки ротора;
- меньше потери энергии при переходных процессах;
- применяются при напряженных режимах работы.

Электрические двигатели позволяют в момент разгона механизма получать момент пусковой, превышающий номинальный момент двигателя

Тип электродвигателя

Пусковой момент, $M_{пуск}$

Трехфазный с фазным ротором	$(1,5-1,6)M_{\text{НОМ}}$
Трехфазный с короткозамкнутым ротором	$(0,7-0,8)M_{\text{max}}$
Постоянного тока с параллельным возбуждением	$(1,7-1,8)M_{\text{НОМ}}$
Постоянного тока с последовательным возбуждением	$(1,8-2,0)M_{\text{НОМ}}$
Постоянного тока со смешанным возбуждением	$(1,8-1,9)M_{\text{НОМ}}$

7.2.4. Гидропривод

Применение гидропривода в ГПМ улучшает конструктивные и эксплуатационные характеристики.

Преимущества:

- высокая удельная мощность на единицу массы;
- малая инерционность подвижных частей;
- возможность реализации автоматического управления и регулирования скорости исполнительных механизмов.

Недостатки:

- конструктивная сложность;
- необходимость автономного энергетического блока (НАСтанция);
- пожароопасность и загрязнение окружающей Среды вследствие утечки (через уплотнения) рабочей жидкости;
- большой набор элементов гидроаппаратуры (фильтров, дросселей, клапанов, трубопроводов и т.д.).

Гидродвигатели, преобразующие энергию потока жидкости в механическую энергию подразделяются на роторные и неротационные.

Неротационные - гидроцилиндры, которые проще конструктивно, более дешевы и надежны, чем роторные.

При помощи гидроцилиндра просто осуществить возвратно-поступательное движение, которое можно преобразовать во вращательное.

При совершении работы на большом пути применение силовых цилиндров не целесообразно и используют роторные гидродвигатели.

Роторные двигатели бывают высокомоментные (рис.), позволяющие приводить механизм в движение непосредственно от вала гидродвигателя без использования редукторов и низко моментные ЭД - электродвигатели, Гнгидронасос, РУ - регулирующая и управляющая аппаратура, ВГД - высоко моментный гидродвигатель, ИМ - исполнительный механизм.

1- электродвигатель; 2 - аксиально-поршневой насос; 3 - предохранительный клапан; 4 - гидродвигатель; 5 - вал; 6 - ходовое колесо

Низко моментные гидродвигатели (рис.) имеют в несколько раз большую глубину регулирования частоты вращения ротора, чем высоко моментные.

НГД - низко моментный гидродвигатель;

Р - редуктор.

1 - электродвигатель; 2 - насос; 3 - предохранительный клапан; 4 - гидродвигатель; 5 - редуктор; 6 - трансмиссионный вал; 7 - ходовые колеса

Мощность гидропривода, кВт
при поступательном движении

$$P = FV;$$

При вращательном движении

$$P = M_{кр} W,$$

где F , $M_{кр}$ - сила (кН) и крутящий момент (кНм);

V , W - линейная и угловая скорости движения, $мс^{-1}$, $с^{-1}$.

Для механизмов с постоянной нагрузкой на привод F , $M_{кр}$ - постоянные.

Если $F_{M_{кр}} = f(t)$ необходимо построить нагрузочную диаграмму работы механизма и определить максимальное значение силового параметра. Гидропривод с перегрузкой не работает.

7.2.5. Пневматический привод

Пневматический привод применяется: в подвесных подъемниках; лебедках и талях с небольшой высотой подъема; во взрывоопасной среде. Работает на сжатом воздухе от компрессора или от цеховой сети при давлении 0,3...0,8 Мпа.

Преимущества:

- высокое быстродействие;
- простота конструкции;
- невысокая стоимость;
- низкая взрывопожарная опасность.

Недостатки:

- сложность осуществления плавного разгона и торможения;
- отсутствие возможности непрерывного регулирования скорости;
- наличие дополнительной аппаратуры преобразования электрических сигналов СУ в пневматические;
- низкий к.п.д. (0,15-0,20);
- граничная мощность.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте общую характеристику приводам грузоподъемных машин.
2. Какие требования предъявляются к приводам ГПМ?
3. Каковы особенности расчета ручного привода ГПМ?

4. Дайте характеристику электрических двигателей, используемых в качестве привода ГПМ.

5. Дайте характеристику привода ГПМ.

6. Назовите преимущества и недостатки пневматических приводов ГПМ.

Литература: 1. с. 179-199; 2. с. 85-99; 7. с. 14-17.

ЛЕКЦИЯ № 8 МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА ГРУЗА И СТРЕЛЫ.

8.1 Механизм подъема.

1-редуктор, 2-тормозное устройство, 3-муфта, 4-электродвигателей, 5- барабан с полиспадом и грузозахватным приспособлением.

Соединение валов механизмов рекомендуется выполнять при помощи зубчатых муфт. Если эта муфта является упругой (втулочно-пальцевая и т.п.) по правилам Госнадзора охраны труда Украины можно использовать в качестве тормозного шкива только полумуфту, находящуюся на валу редуктора (см. рис. 71).

Муфта выбирается по справочнику, исходя из расчетного крутящего момента.

$$M_p = kM_{ном}$$

где $M_{ном}$ - номинальный длительно действующий момент;

k- коэффициент режима работы, для кранов $k = 3...5$.

а. Соединение вала барабана редуктора через зубчатую муфту.

Преимущества:

- надежность;
- компенсация погрешности изготовления и монтажа;
- удобство монтажа и обслуживания;
- -возможность применения нормальных узлов.

Недостатки:

- большие габариты.

б. Двухопорный вал.

Преимущества:

- компактность.

Недостатки:

- вал весьма тяжелый;
- неточность установки опор барабана приводит к нарушению точности зацепления в редукторе;

- нарушается блочность конструкции, невозможна сборка отдельно редуктора.

в. Через открытые зубчатые передачи.

Имеют низкую надежность и износоустойчивость. Применяют только в ручных передачах.

г. Опора оси барабана внутри консоли выходного вала редуктора.

Наиболее удачная с точки зрения статической определимости схемы крепления валов и создания блочной и компактной конструкции.

Конструктивное исполнение такого узла (см. рис. 73).

Для работы во взрывоопасной среде получили широкое распространение механизмы подъема с пневмоцилиндром. (см. рис. 68. лекция 7).

8.2 Механизм изменения вылета стрелы.

Изменение вылета стреловых и поворотных кранов производят перемещением тележки по горизонтальному или наклонному поясу стрелы либо изменением наклона стрелы крана в вертикальной плоскости.

Рассмотрим механизм изменения вылета качанием стрелы. Эти механизмы могут иметь гибкую и жесткую связь со стрелой.

8.2.1. Механизм с гибкой связью (с применением канатного полиспаста) устанавливается на кранах с неуравновешенной стрелой.

Усилие для изменения вылета стрелы находим из уравнения:

$$\sum M_0 = G_{гр}L + G_c e - Fh - S_e + W_r H + W_c c = 0, ,$$

где $G_{гр}$ - вес груза;

G_c – вес стрелы;

S – натяжение каната механизма подъема груза;

W_r, W_c – ветровые нагрузки рабочего состояния;

v, h, e, H, c – плечи действия сил.

$$F = \frac{G_{гр}L + G_c e - S_e \gamma + W_r H + W_c c}{h}.$$

Механизмы изменения вылета стрелы по конструкции аналогичны механизмам подъема.

Максимальное натяжение каната:

$$S_{max} = \frac{F}{a \eta_n \eta_{t_1}}$$

где a – кратность полиспаста;

η_n – к. п. д. полиспаста;

η – к. п. д. направляющего блока;

t_1 – число направляющих блоков.

Наибольшая мощность (кВт) двигателя при \max вылете стрелы и установившемся движении.

$$P_{\max} = \frac{S_{\max} g_k}{1000 \eta_M}, \text{ кВт},$$

где g_k – скорость каната в м/сек;

S_{\max} – в Н.

Вопросы для самопроверки.

1. Перечислите основные кинематические схемы механизмов подъема груза и стрелы.
2. Какие существуют схемы соединения барабана с валом редуктора?
3. Изобразите эпюры изгибающих моментов на оси барабана при различных схемах соединения барабана с валом редуктора.
4. В чем заключается особенность расчета подшипников оси барабана при типовой схеме соединения барабана с валом редуктора?

Литература: 1. с.179-199; 2, с. 85-99; 7, с. 14-17.

ЛЕКЦИИ № 9

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ МЕХАНИЗМОВ.

В работе крановых механизмов различают три периода работы: установившееся движение, пуск и торможение, при которых двигатели работают с различными моментами. Рассмотрим эти периоды на примере механизма подъема.

При установившемся движении момент на валу двигателя при подъеме номинального груза

$$M_{ст} = \frac{S_{\max} m D_{бар}}{2 I_M \eta_M} = \frac{G_{ГР} D_{бар}}{2 a I_M \eta_0}$$

где S_{\max} – натяжение каната на барабане;

$G_{ГР}$ – вес номинального груза (включая вес грузозахватного устройства);

m – число канатов, навиваемых на барабанах;

$D_{бар}$ – диаметр барабана по центру сечения каната;

η_M – к.п.д. механизма без полиспаста;

$\eta_0 = \eta_M \eta_{пол.}$ – к.п.д. всего механизма, включая полиспаст;

a – кратность полиспаста;

I_m – передаточное число механизма.

Мощность двигателя (кВт) при подъеме номинального груза $G_{гр}$, n с устанавливается скоростью $v_{тр}$, определится:

$$P_{ст} = \frac{G_{гр} v_{тр}}{1000 \eta_o}$$

К.п.д. при уменьшении нагрузки уменьшается, ориентировочно его значение можно принимать по экспериментальному графику (рис. 76).

В период пуска кроме статического момента двигатель преодолевает силы инерции груза и вращающихся элементов привода:

$$M_{пуск} = \pm M_{ст} + M_{ин1} + M_{ин2},$$

где $M_{пуск}$ - средний пусковой момент двигателя;

$M_{ст}$ – момент статического сопротивления (формула 9.1);

$M_{ин1}$ – момент от сил инерции вращающихся элементов привода;

$M_{ин2}$ – момент сил инерции груза.

$M_{ст}$ определяется изменением потенциальной энергии груза: при подъеме груза происходит увеличение потенциальной энергии в уравнении (+), при опускании (-).

Момент сил энергии $M_{ин1}$ вращающихся масс механизма, отнесенный к валу электродвигателя (ротор, остальные валы) с учетом к.п.д. каждой ступени:

$$M_{ин1} = I_1 \frac{d\omega_1}{dt} + I_2 \frac{d\omega_2}{I_{1-2} \eta_{1-2} dt} + I_i \frac{d\omega_i}{I_{1-i} \eta_{1-i} dt},$$

где I_1, I_2, \dots, I_i – моменты инерции масс, расположенных на первом, втором и i – м валах.

В литературе приводятся значения маховых моментов деталей привода; эквивалентные им моменты инерции определяются соотношением:

$$I = GD^2 / 4q, \text{ кгм } c^2$$

где GD^2 маховый момент, кгм^2 ;

q – ускорение свободного падения, $\text{м}/c^2$

$\frac{d\omega_1}{dt}, \frac{d\omega_2}{dt}, \frac{d\omega_i}{dt}$ – угловые ускорения валов;

$I_{1-2} \dots I_{1-3}$

$I_{1-2}, \eta_{1-2}, I_{1-3}, \eta_{1-3}$ – передаточные числа и к.п.д. между первым и вторым, первым и третьим валами и т.д.

Если предположить, что изменение скорости в процессе пуска происходит по линейному закону, т.е. ускорение постоянно, то

$$\frac{d\varpi_i}{dt} = \frac{\varpi_1}{t_n} = \frac{\pi n_i}{30t_n},$$

где n_i – номинальная частота вращения i -го вала, об/мин;
 t_n – время пуска.

Тогда:

$$M_{ин1} = I_1 \frac{\pi n_1}{30t_n} + I_2 \frac{\pi n_2}{30t_n I_{1-2} \eta_{1-2}} + \dots + I_i \frac{\pi n_i}{30t_n I_{1-i} \eta_{1-i}}$$

Приведя частоту вращения i -го вала к первому валу $n_i - n_1/I_{1-i}$, получим

$$M_{ин1} = I_1 \frac{\pi n_1}{30t_n} + I_2 \frac{\pi n_2}{30I_{1-2}^2 \eta_{1-2}} + \dots + I_i \frac{\pi n_i}{30I_{1-i}^2 \eta_{1-i}}$$

Учитывая, что сумма всех членов правой части, кроме первого, не превышает 10-20% значения первого члена:

$$M_{ин1} = (1,1-1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55t_n}$$

Предлагаем, что в процессе пуска груз движется с постоянным линейным ускорением

$$j = \frac{g_{зп}}{t_n}.$$

Тогда, чтобы сообщить грузу массой Q такое ускорение необходимо приложить силу.

$$F = Q \frac{v_{зп}}{t_n}$$

На барабане крутящий момент от этой силы

$$M_F = \frac{FD_{бар}}{2a\eta_{пол}} = \frac{Qg_{зп}D_{бар}}{2a\eta_{пол}t_n}$$

При частоте вращения барабана $n_{бар}$

$$g_{зп} = \frac{\pi D_{бар} n_{бар}}{60a}$$

Тогда

$$M_F = \frac{\pi \cdot Q \cdot D_{бар}^2 \cdot n_{бар}}{120 \cdot a^2 \cdot t_n \cdot \eta_{пол}}$$

M_F – приведенный к валу двигателя

$$M_{ун2} = \frac{M_F}{I_M \eta_M} = \frac{\pi Q D_{бар}^2 n_{бар}}{120 a^2 t_n I_M \eta_M \eta_{пол}}$$

где I_M , η_M – передаточное число и к.п.д. механизма от вала барабана до вала двигателя.

При $n_{бар} = n_1 / I_M$

$$M_{ун2} = \frac{Q D_{бар} n_1}{38,2 I_M^2 a^2 t_n \eta_o}$$

Тогда выражение пускового момента (M) примет вид:

$$M_{пуск} = M_{ст} + (1,1-1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_n} + \frac{Q D_{бар}^2 n_1}{38,2 I_M^2 a^2 t_n \eta_o} \quad (9.2)$$

Как видно из формулы (9.2), чем меньше время пуска t_n тем больший пусковой момент необходим для разгона всех масс.

В процессе торможения замедление и остановка всех масс производится тормозом, кинематическая энергия движущихся масс переходит в теплоту.

Уравнение моментов для процесса торможения

$$M_T = \pm M_{T.ст.} + M_{T.ун1} + M_{T.ун2},$$

где M_T – номинальный момент, развиваемый тормозом;

$M_{T.ст.}$ – статический момент от груза при торможении: «-» при подъеме груза, «+» - при опускании.

$$M_{T.ст.} = \frac{S D_{бар} m}{2 I_M} n_M = \frac{G_{ар} D_{бар}}{2 a I_M} \eta_o$$

Отличается от момента при пуске (подъеме) тем, что η_o находится в числителе.

$$M_{T.ун1} = (1,1-1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_T},$$

где t_T – время торможения.

$$M_{T.ун2} = \frac{Q D_{бар}^2 n_1 \eta_o}{38,2 I_M^2 a^2 t_T}$$

Тогда

$$M_T \pm M_{T.ст} = (1,1-1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_T} + \frac{QD_{бар}^2 n_1 \eta_o}{38,2 I_M^2 a^2 t_T} \quad (9.3)$$

Из уравнения (9.3) определяется время торможения при известном M_T .

Момент, развиваемый тормозом, должен обеспечить удержание груза в неподвижном состоянии на весу с определенным коэффициентом запаса торможения.

$$M_T = \eta_T M_{T.ст.}, \text{ где } M_{T.ст.} = \frac{G_{ер} D_{бар} \eta_o}{2 a I_M}$$

где η_T – коэффициент запаса торможения (см. табл. 9.1.).

Вопросы для самопроверки.

- | | |
|----|--|
| 1. | Какие существуют периоды рабочего движения крана? |
| 2. | Как определяется и как изменяется момент двигателя в период пуска? |
| 3. | Что такое момент инерции детали относительно оси ее вращения? |
| 4. | Как определяется момент инерции механизма? |
| 5. | Как определяется динамический момент на разгон или торможение? |
| 6. | Как определяется время пуска или торможения механизма? |

Литература: 1, с. 211-220; 7, с. 55-57, 8, с. 29-31.

ЛЕКЦИЯ № 10

ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Особенности работы электропривода грузоподъемных машин, т. е. Переменная нагрузка, работа в повторно – кратковременном режиме большой частотой включений, предъявляют специфические требования к выбору мощности электродвигателя.

Он должен удовлетворять следующим требованиям:

при работе в повторно – кратковременном режиме с заданной продолжительностью включения (ПВ) в течение неограниченного времени не должен перегреваться;

пусковой момент должен быть достаточным для обеспечения разгона механизма с заданным, но не чрезмерно большим, ускорением.

В паспорте на электродвигатель для повторно – кратковременного режима работы указывается несколько номинальных значений мощности в зависимости от относительной продолжительности включения (ПВ=15,25,40 и 60%) при продолжительности цикла не боле 10 мин.

При большей продолжительности цикла режим работы считается продолжительным (ПВ=100%).

Ниже приводится порядок выбора электродвигателя.

10.1 Определяют статическую мощность $P_{ст}$ при подъеме номинального груза.

$$P_{ст} = \frac{G_{гр} \vartheta_{гр}}{1000 \eta_0}, \text{кВт}$$

где $G_{гр}$ – вес груза, н;

$\vartheta_{гр}$ – установившаяся скорость, м/с;

$\eta_0 = \eta_m \eta_{пол}$ - к.п.д. всего механизма, включая полиспасть.

10.2 По каталогу выбирают электродвигатель в соответствии с ПВ, так чтобы его номинальная мощность была равна или несколько меньше $P_{ст}$

Если действительное значение ПВ не соответствует каталожному, то $P_{ст}$ пересчитывают до ближайшего номинального значения ПВ по формуле:

$$P_{ном.} = P_{ф} \sqrt{ПВ_{ф} / ПВ_{ном}}$$

Для расчета $ПВ_{ф}$ строят нагрузочную диаграмму, т.е. зависимость мощности или крутящего момента от времени за период цикла работы механизма.

10.3 Производят проверку выбранного двигателя на нагрев по средне квадратичной мощности.

Для этого последовательно определяют:

10.3.1 Моменты, развиваемые электродвигателем при установившемся движении при подъеме и опускании грузов в пределах цикла работы по формулам:

при подъеме груза

$$M_{см} = \frac{S \cdot m D_{бар}}{2 I_m \eta_m} = \frac{G_{гр} D_{бар}}{2 a I_m \eta_0},$$

где S – натяжение каната от веса груза - $G_{гр}$;

m – число канатов, наматываемых на барабан;

a – кратность полиспаста.

При торможении двигателем при опускании груза:

$$M_{cp} = \frac{S \cdot D_{бар} m}{2I_M} \eta_m.$$

10.3.2 Средний пусковой момент электродвигателя:

-для электродвигателей переменного тока с короткозамкнутым ротором
средний пусковой момент

$$M_{пуск} = 0,85^2 M_{ном} K_{cp},$$

где $K_{cp} = 1/2 (K_{пуск} + K_M)$;

$K_{пуск}, K_M$ – кратности пускового и максимального моментов;

$M_{ном}$ – номинальный момент двигателя.

-для электродвигателей переменного тока с фазным ротором и двигателей постоянного тока

$$M_{пуск} = \frac{M_{max} + M_{min.пуск}}{2},$$

где $M_{max.пуск}$ – максимальный пусковой момент, $M_{max.пуск} = (1,8-3,2) M_{ном}$,

$M_{min.пуск} \geq 1,25 M_c$,

M_c – момент, соответствующий моменту сопротивления при подъеме данного груза;

$M_{max}, M_{ном}$ – максимальный и номинальный момент двигателя по паспорту.

10.3.3 Время пуска при различных технологических процессах работы механизма в пределах цикла:

при подъеме и опускании груза и грузозахватного приспособления

$$M_{пуск} = M_{cm} + (1,1-1,2) \frac{l_1 n_1}{9,55 t_n} + \frac{Q \cdot D_{бар}^2 n_1}{38,2 I_M^2 a^2 t_n \eta_0},$$

(обозначения см. формула 9.2)

10.3.4 Время движения с установившейся скоростью

$$t_y = H / g,$$

где H – высота подъема (опускания) груза для данных условий работы;

g – скорость установившегося движения.

Действительную скорость движения при заданной массе груза определяют по механическим характеристикам двигателей, приводимых в паспорте.

10.3.5 Среднеквадратический момент, эквивалентный действительной переменной нагрузке определяют по формуле:

$$M_{cp} = \sqrt{\frac{M_{пуск}^2 \cdot \sum t_n + \sum M_{cm}^2 t_y}{\sum t}},$$

где $\sum t_n$ - сумма времен разгона механизма в различные периоды работы с различной нагрузкой;

$\sum t_y$ - общая сумма времен включения электродвигателя за один цикл, учитывая периоды установившегося и неустойчивого движения.

Среднеквадратическая мощность

$$P_{cp} = M_{cp} n | 9550,$$

где n – частота вращения ротора двигателя, об/мин при моменте M_{cp} , H_m

Если $P_{ном} \geq P_{cp}$, то перегрева двигателя не происходит и выбор двигателя можно считать законченным.

При $P_{ном} \leq P_{cp}$ выбирают двигатель по P_{cp}

10.4 По уравнению равномерно ускоренного движения определяется фактическое ускорение номинального груза при подъеме:

$$j = V_{ap} / t_n$$

Значения j должно соответствовать приведенным в табл. 10.1.

Для обеспечения безопасной работы механизмов подъема и изменения вылета стрелы ГПМ оборудуются автоматически действующими ограничителями с концевыми выключателями, отключающими механизм:

Ограничитель высоты подъема

а) 1 – конечный выключатель; 2 – трос; 3 – груз; 4 – грузозахватное устройство; б) 1 – конечный выключатель; 2 – трос; 3 – груз; 4 – скоба.

При достижении грузозахватным устройством крайнего верного положения оно приподнимает груз, размыкая контакты конечного выключателя, отключая электродвигатель.

Ограничение подъема стрелы

а) 1 – конечный выключатель; 2 – стрела; б) 1 – шкала массы груза; 2,4 стрелки; 3 – шкала величины вылета.

Ограничение вылета стрелы в зависимости от грузоподъемности.

Ограничитель грузоподъемности

1 – планка; 2 – пружина; 3 – конечный выключатель; 4 – рычаг; 5 – блок грузового каната

6.

При увеличении нагрузки на канат преодолевается усилие пружины и срабатывает конечный выключатель.

Ограничитель грузového момента применяется в стреловых кранах, грузоподъемность которых зависит от вылета стрел, реагирующий не только на вес поднимаемого груза, но и на изменение вылета стрелы, если опрокидывающий момент достигает предельного значения. (см. рис.80).

Состоит из датчика силы, датчика угла наклона стрелы и релейного блока.

1 – обойма полиспаста подъема стрелы; 2 – распорки; 3 – датчик силы; 4 – растяжка; 5 – палец; 6 – поводок; 7 – датчик угла наклона; 8 – кронштейны.

Вопросы для самопроверки

1. Как определяется статическая мощность двигателя механизма подъема?
2. По каким параметрам выбирается двигатель по каталогу?
3. Как определяется среднеквадратичная мощность?
4. Как производится проверка двигателя на нагрев?
5. Как определяется фактическое ускорение груза при подъеме?
6. Какие устройства обеспечивают безопасность работы грузоподъемных механизмов?

Литература 1, с.220-222, с.229-241;

2, с.231-236; с.371-394;

7, с.57-67; с.216-247;

8, с.35-42.

ЛЕКЦИЯ №11-12

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ.

Механизм передвижения служит для перемещения груза в горизонтальной плоскости.

Различают:

- механизмы с приводными ходовыми колесами, расположенные непосредственно на перемещаемом объекте (тележка или мост крана);
- Механизмы с канатной или цепной тягой, расположенные отдельно от перемещаемого объекта и соединяемые с ним посредством гибкого элемента (канат, цепь).

11.1 Схемы механизмов перемещения кранов. (Рис.81).

11.1.1 Механизмы с центральным приводом с тихоходным трансмиссионным валом. (рис. 81.а).

Преимущества:

- простота конструкции;
- один редуктор;

- удобство обслуживания;
- хорошая уравновешенность.

Недостаток:

- большой вес трансмиссионного вала.

11.1.2 Механизм с центральным приводом с быстроходным трансмиссионным валом. (рис. 81.б).

Преимущества:

- минимальный крутящий момент передает;
- размеры муфт, подшипников, вала небольшие.

Недостаток: из-за высокой частоты вращения трансмиссионного вала необходима высокая точность изготовления и монтаж, проведение балансировки. Необходима высокая жесткость металлоконструкции моста.

11.1.3 Механизм с отдельным приводом. (рис. 81,82,83)

Преимущества:

- наиболее дешевы;
- малая масса;
- проста в изготовлении, не требует такого точного монтажа, как в схемах 11.1.1 и 11.1.2.

Недостаток:

- наличие забегания одной концевой балки относительно другой.

При $L/B \geq 6$ необходима высокая жесткость моста в горизонтальной плоскости. Разделенный привод целесообразен при $L \geq 16$ м, где L – пролет, B – база.

11.2 Механизм передвижения тележек мостовых кранов.

11.2.1 Аналогичен механизму передвижения моста крана с тихоходным трансмиссионным валом. (см. п. 11.1.1).

Применяется также для передвижения тележек на стрелах поворотных кранов, балках козловых кранов и перегружателей с горизонтальным или наклонным рельсовым путем.

11.2.2 Механизм передвижения тележки с гибкой тягой. (рис. 84,85)

Преимущества:

- благодаря размещению механизмов подъема и передвижения вне тележки ее масса и габариты резко уменьшаются;
- проще осуществлять перемещение тележки по наклонному пути.

Недостаток:

- высокий износ грузовых и тяговых гибких элементов.

11.3 Балансирные тележки.

Для повышения надежности и уменьшения мощности ходовые колеса устанавливают на подшипниках качения. Колеса кранов и тележек монтируют на валах (приводные) или на осях без шпонок (холостые) в сферических подшипниках в разъемных буксах, которые крепят к концевым балкам моста или к раме тележки. (рис.86).

Применение блочной конструкции ходовых колес со съемными буксами упрощает сборку и смену ходовой части.

Количество ходовых колес выбирают в зависимости от грузоподъемности крана.

Q,T	До 50	75-125	150-200	250-300
Z	4	8	12	16

Приводные колеса составляют 1/4, 1/2 общего их числа. Для обеспечения статически определимых ходовых систем и равномерного нагружения колес применяют балансирные тележки. (рис.87).

11.4 Ходовые колеса.

В зависимости от формы колеса делятся на цилиндрические и конические и на одно-двух- безребордные. (рис.88).

Применение безребордных колес допускается при наличии специальных устройств, исключающих сход колеса и рельса (вертикальные ролики). (рис.89).

Двухребордные колеса обеспечивают нормальное движение крана при возможных неточностях укладки пути и неточностях монтажа металлоконструкции крана. Ширина рабочей части ободов больше ширины рельса.

- для крановых колес с цилиндрическим ободом на 30 мм;
- для крановых колес с коническим ободом на 40 мм
- для колес крановых тележек на 15-20 мм.

Приводные колеса имеют цилиндрический овод.

Однорребордные ходовые колеса применяются:

- если ширина колеи наземных кранов меньше 4 м и обе нитки пути лежат на одном уровне;
- если наземные краны передвигаются каждой стороной по двум рельсам: реборды на одном рельсе противоположны ребордам колес на другом рельсе;
- у опорных и подвесных тележек кранов мостового типа;
- у подвесных тележек, передвигающихся по однорельсовому пути.

Ходовые колеса изготавливают из Стали 75Г или 65Г ковкой, штамповкой или прокаткой.

Колеса больших диаметров допускается изготавливать из Стали 55Л. Во избежании преждевременного износа поверхностная твердость – НВ 300...360 на глубине не менее 15...40мм.

11.4.1 Проверка ходовых колес на контактную прочность.

При точечном контакте: (рис88).

$$\sigma_s = k \cdot k_f \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\frac{FE^2}{R^2}} \leq [\sigma_s],$$

где $[\sigma_s]$ - допускаемое эффективное напряжение смятия;

$$k - \text{коэффициент соотношения } k \approx 0,09 \sqrt[3]{\left(\frac{R}{r}\right)^4},$$

где R и r – радиусы колеса и головки рельса (R – большой радиус, r – меньший радиус);

k_f – учитывающий тангенциальную нагрузку и зависит от режима работы механизма (для 1,2,3 групп режима $k_f=1$);

$E=2E_1E_2/(E_1+E_2)$ – приведенный модуль упругости колеса и рельса Мпа.

При линейном контакте (рис.88а).

$$\sigma_s = 1,67 \cdot 10^{-4} k_f \sqrt{\frac{FE}{bR}} \leq [\sigma_s],$$

где b – рабочая ширина головки рельса без учета закругления;

$F=k_m k_n F_c$ – приведенная расчетная нагрузка, Н,

где F_c – тах нагрузка на ходовое колесо при номинальных нагрузках рабочего состояния;

k_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса:

для колес с выпуклой головкой $k_n=1,1$;

для плоских рельсов $k_n=2$;

k_T – коэффициент толчков, зависит от ϑ

ϑ	до 60	60-120	120
k_T	1,1	1,2	1,3

Базовые допускаемые значения эффективных напряжений:

$$(\sigma_{so}) = (2,5 \dots 3,0) HB,$$

11.5 Определение сопротивления передвижению механизмов с приводными колесами.(рис. 90).

Момент вокруг оси колеса сопротивления передвижению равен:

$$M_1 = (G_{ep} + G)\mu + f(G_{ep} + G)d/2,$$

где $(G_{ep} + G)\mu$ - момент сопротивления качения колеса по рельсу;

$f(G_{ep} + G)d/2$ - момент трения в опоре колеса;

G_{ep}, G - вес груза, собственный вес тележки, Н;

d – диаметр опоры скольжения или внутренний диаметр боковой дорожки подшипника качения, м;

f – приведенный коэффициент трения: подшипника скольжения $f=0,1 \dots 0,08$, подшипника качения $f=0,015 \dots 0,02$;

μ - коэффициент трения качения для стальных колес, м (диаметр ходового колеса 0,2...0,32м). Рельс плоский – 0,0003м, с выпуклой головкой – 0,0004м.

Сопротивление передвижению, приведенное к окружности качения $D_{x.k}$

$$W = \frac{2M_1}{D_{x.k}} = \frac{G_{ep} + G}{D_{x.k}}(2\mu + fd).$$

С учетом трения реборд при возможном перекосе крана или тележки (на ходовом колесе).

$$M_1 = (G_{ep} + G)(\mu + fd/2)k_p$$

$$W_{Tp} = \frac{G_{ep} + G}{D_{xk}}(2\mu + fd)k_p,$$

где k_p – коэффициент трения реборд по таблице. (см. [1] стр. 261).

Например: для кранового моста опорного типа $k_p=1,1 \dots 1,5$ в зависимости от вида привода и обода колеса.

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя

$$M_e = \frac{M_1}{I_M \eta_M} = \frac{WD_{x.k}}{2I_M \eta_M};$$

Сила сопротивления может учитывать уклон пути, ветровую нагрузку и другие составляющие.

$$W_{пер} = W_{тр} + W_{укл} + W_{в.}$$

$$W_{укл} = (m + Q)qa = (G_{тр} + G)a,$$

где $a = \sin a$ - угол уклона пути в радианах: $a = 0,001$ - рельсы на металлических балках с железобетонным фундаментом; $a = 0,002$ - рельсы на деревянных шпалах с щебеночным фундаментом.

Сопротивление от ветровой нагрузки:

$$W_B = \rho A,$$

где ρ - распределенная ветровая нагрузка;

A – площадь.

$$\rho = q \cdot k \cdot c \cdot n,$$

где q – динамическое давления ветра;

k – коэффициент изменения динамического давления от высоты;

c – коэффициент бокового сопротивления;

n – коэффициент перегрузки – выбирается по ГОСТ 1451-77

$N_M u \eta_M$ - передаточное число и к.п.д. механизма от вала двигателя до вала ходового колеса.

Статическая мощность двигателя, кВт равна:

$$P_c = \frac{W \cdot g}{1000 \eta_m},$$

где g - скорость движения, м/сек;

η_m - к.п.д. механизма передвижения.

11.6 Нагрузки в механизмах передвижения при пуске и торможении.

11.6.1 Процесс пуска

Уравнение моментов при пуске:

$$M_{\text{пуск}} = M_c + M_{\text{ин}} = M_c + M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}},$$

где $M_{\text{ин}}$ состоит из:

$M_{\text{ин1}}$ – момент сил инерции вращающихся масс механизма;

$M_{\text{ин2}}$ – момент сил инерции поступательно движущихся масс груза и крана (тележки)

$$M_{\text{ин1}} = (1,1-1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_n};$$

$$M_{\text{ин2}} = (Q + Q_1) a \frac{D_{\text{хк}}}{2} = (Q + Q_1) \frac{g D_{\text{хк}}}{t_n^2} = (Q + Q_1) \frac{\pi D_{\text{хк}} n_{\text{х.к}} D_{\text{х.к}}}{60 t_n^2},$$

где I_1 – момент инерции массы на валу двигателя;

$Q + Q_1$ – масса крана тележки и груза;

a – ускорение при пуске, м/с²;

g – установившаяся скорость движения, м/с;

t_n – период неустановившегося движения, с;

$n_{\text{х.к}} = n_1 / I_M$ – частота вращения ходового колеса;

n_1 – частота вращения двигателя;

I_M – Передаточное число механизма.

Тогда момент сил инерции на валу ходового колеса:

$$M'_{\text{ин2}} = \frac{(Q + Q_1) D_{\text{х.к}}^2 n_1}{38,2 t_n I_M}.$$

На валу двигателя:

$$M'_{\text{ин2}} = \frac{(Q + Q_1) D_{\text{х.к}}^2 n_1}{38,2 t_n I_M^2 \eta_m}.$$

Тогда

$$M_{\text{пуск}} = M_c + (1,1-1,2) \frac{l_1 n_1}{9,55 t_n} + \frac{(Q+Q_1) D_{x.k}^2 n_1}{38,2 t_n I^2 m \eta_m}$$

Min допустимое t_n определяется из условия надежного сцепления ходовых колес с рельсами без груза

$$F = \Delta G_1 \varphi,$$

где ΔG_1 - часть общего веса (без груза), приходящаяся на приводные ходовые колеса;

φ - коэффициент сцепления колеса с рельсом.

Для кранов, работающих на открытом воздухе $\varphi=0,12$, в помещении $\varphi=0,2$.

Для кранов и крановых тележек

$$\Delta G_1 = G_1 m / n,$$

где G_1 – общий вес крана (тележки) без груза;

m – число приводных ходовых колес.

n – общее число ходовых колес.

Условие, определяющее отсутствие буксования

$$\Delta G_1 \varphi \geq [F_{ин} + (w - W_{пр}) + w_B] K_{сц},$$

где $F_{ин}$ – сила инерции поступательно движущихся масс

$$F_{ин} = \frac{G_1 \alpha}{q} \alpha,$$

где $q=9,81$ м/сек²

$W_{пр}$ – сила трения в цапфах приводных колес является внутренним сопротивлением и не оказывает влияния на сцепление колес с рельсами

$$W_{пр} = \Delta G \varphi d / D_{x.k};$$

$K_{сц}$ – коэффициент запаса сцепления. При работе без ветровой нагрузки $K_{сц}=1,2$.

При нормальной работе с ветровой нагрузкой $K_{сц}=1,1$

При подстановке в 11.1 значений допустимое значение ускорения при пуске с обеспечением запаса сцепления:

$$[\alpha] = \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\varphi}{K_{сц}} + f \frac{d}{D_{x.k}} \right) - (2\mu + fd) \frac{k_p}{D_{x.k}} - \frac{W_e}{G} \right] q.$$

Тогда min время пуска по найденному $[\alpha]$

$$t_n = g_{\text{НОМ}}' [\alpha]$$

Максимальное допустимое значения пускового момента без груза на валу двигателя.

$$M_{\text{пуск}} = M_c + (1,1-1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_n} + \frac{Q D_{x.k}^2 n_1}{38,2 t_n N_M^2 \eta_M},$$

где M_c – момент сопротивления передвижению крана (тележки) без груза

$$M_c = G_1 \frac{2\mu + fd}{2I_M \eta_M} k_p.$$

Для нормальной работы механизма передвижения фактическое ускорение не должно превышать допустимого значения ускорения $[\alpha]$

11.6.2 Пресс торможения.

При определении пускового момента двигателя и момента, развиваемого тормозом, за основу берут обеспечение запаса сцепления приводных колес с рельсами при работе крана без груза.

Допустимое значение замедления при движении в сторону ветровой нагрузки:

$$a_{T.\text{max}} = \left\{ \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\varphi}{K_{\text{сц}}} - f \frac{d}{D_{x.k}} \right) + (2\mu + fd) \frac{1}{D_{x.k}} \right] - \frac{W_g}{G_1} \right\} q.$$

Ограничение ускорения при пуске и замедлении при торможении вызвано не только требованием отсутствия пробуксовки, но и особенностями технологического процесса. Допустимые значения при гибком подвесе груза приведены в таблице 26 [1]

При торможении крана без груза можно определить тормозной момент по уравнению

$$M_T + M_c = M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}} + M_B + M_{\text{укл}}$$

или

$$M_T + \frac{W_T D_{x.k}}{2I_M \eta_M} = (1,1 \dots 1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_T} + \frac{Q D_{x.k}^2 n_1 \eta_M}{38,2 t_T I_M^2} + \frac{W_B \cdot D_{x.k}}{2I_M} + \frac{W_{\text{укл}} D_{x.k} \eta_M}{2I_M},$$

где $W_T = \frac{G_1}{D_{x.k}} (2\mu + fd);$

$$t_T = g_{\text{ном}} / a.$$

11.7 Устройства, обеспечивающие безопасность работы.

Для ограничения хода крановых тележек и мостов применяются упоры, устанавливаемые на концах пути тележек и мостов, а тележки и мосты снабжаются буферами – смягчающие удары при наездах на упоры.(рис. 91).

Обязательна установка конечных выключателей.

Для предотвращения угона от ветровой нагрузки нерабочего состояния применяют стопорные устройства.(рис. 92).

Вопросы для самопроверки

- 1.Какие типы схем механизмов передвижения различают в кранах?
- 2.Каковы преимущества механизмов передвижения с гибкой тягой?
- 3.Изобразите кинематические схемы механизмов передвижения. Охарактеризуйте их достоинства и недостатки.
- 4 Назовите конструкции ходовых колес, их расчет на контактную прочность.
- 5 Назначение балансирных тележек, их конструкция.
- 6 Как определяется сопротивление перемещению рельсовых механизмов?
- 7 Каковы требования при пуске и торможение механизмов передвижения?
- 8 Как определяется мощность привода механизма передвижения?

Литература: 1., с.242-254, 274-285;
2., с.236-271.

Лекция № 13

ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ

В отличие от ГПМ, которые перемещают грузы определенными порциями и обратным движением без груза возвращаются за новой порцией груза, транспортирующие машины – конвейеры предназначаются для перемещения грузов непрерывным потоком без остановок для их загрузки и выгрузки.

Конвейеры, машины предназначенные для работы с массовыми грузами, т.е. грузами, состоящими из большого числа частиц или пусков, или штучными грузами, перемещаемыми в большом количестве.

Все машины непрерывного транспорта можно подразделить на две группы: машины с тяговым элементом (лента, цепь, канат), в которых груз перемещается вместе с тяговым элементом, и машины без тягового элемента.

13.1 Характеристика транспортируемых грузов

Грузы делят на штучные и насыпные. Характеристиками штучных грузов являются масса (от кг до нескольких т), размер (от нескольких см до нескольких м), хрупкость (стекла), температура (стального проката), взрывоопасность и пожароопасность и др.

Основными характеристиками насыпных грузов являются:

Насыпная плотность (ρ , т/м³), численно равная массе единицы объема при свободной насыпке.

Насыпные грузы подразделяются на 4 группы:

- 1 Легкие $\rho < 0,6$ т/м³ – опилки, торф, кокс и др.
- 2 Средние $\rho = 0,6 - 1,6$ т/м³ (зерно, шлак, каменный уголь).
- 3 Тяжелые $\rho = 1,6 - 2,0$ т/м³ (песок, графий).
- 4 Весьма тяжелые $\rho > 2,0$ т/м³ (руда, булыжник, камень).

Абразивные свойства:

- неабразивные (зерно, опилки);
- малоабразивные (уголь, глина, песок);
- абразивные (железная руда, кокс, щебень);
- высокоабразивные (полиметаллические руды, горные породы).

Гранулометрические свойства:

т.е. распределение по крупности составляющих их пусков:

пылевидные (частицы $< 0,05$ мм);

зернистые;

мелкокусковые;

среднекусковые;

крупнокусковые;

особокрупнокусковые (> 500 мм).

По однородности – рядовые и сортированные.

По степени подвижности: легкой, средней и малой подвижности.

Основной характеристикой конвейеров является их производительность:

- объемная V , м³/ч,
- массовая (в дальнейшем просто производительность) Q , т/ч;
- штучная z (для штучных грузов), шт/ч.

Объемная и массовая производительность связаны между собой зависимостью

$$Q = \rho V.$$

При транспортировании сыпучего груза непрерывным потоком производительность конвейера выражается формулой

$$Q = 3600 A V \rho, \text{ т/м}^3;$$
$$V = 3600 A V, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где A – площадь поперечного сечения потока груза (рис.), м²;

V – скорость перемещения груза, м/с.

Форма и площадь сечения груза, свободно насыпанного на неподвижную горизонтальную плоскость, определяется углом α естественного откоса в покое. Значение этого угла зависит от сил сцепления между определенными частицами и от сил трения, возникающих при относительном перемещении частиц.

Если плоскость, на которой лежит груз, движется, испытывая сотрясения (рис.), то груз рассыпается и угол φ естественного откоса в движении меньше угла α : $\varphi \approx 0,35 \alpha$.

При транспортировании штучных грузов (рис.) штучная производительность зависит от расстояния t , м, между единичными грузами.

$$Z = \frac{3600V}{t}, \text{ шт/ч.}$$

Если обозначить массу каждого груза m , кг, то распределенная погонная масса, кг/м, $q = m/t$ и производительность

$$Q = \frac{mz}{1000} = \frac{3600mV}{1000t} = 3,6qV, \text{ м / ч.}$$

Вопросы для самопроверки

- 1 Назначение транспортирующих машин.
- 2 Перечислите основные виды транспортирующих машин.
- 3 Какими параметрами характеризуются транспортируемые грузы?
- 4 Как определяется объемная производительность транспортирующих машин?
- 5 Как определяется массовая производительность?
- 6 Как определяется штучная производительность?

Литература: 1, с. 354 – 367.

ЛЕКЦИЯ № 14

ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Ленточные конвейеры наиболее распространенный тип машин непрерывного транспорта (МНТ).

Основным элементом ленточного конвейера является гибкая замкнутая лента, на которой транспортируется груз.

Производительность конвейера может достигать 30000 – 40000 т/ч при длине трассы до 100 км.

Простота конструкции, малый собственный вес, высокая надежность работы и простота эксплуатации обеспечивают низкую себестоимость перемещения груза.

Недостатком ленточных конвейеров является относительно высокая стоимость прорезиненной ленты – до 50% общей стоимости машины.

1 – груз, 2 – натяжное устройство, 3 – холостой барабан, 4 – загрузочное устройство, 5,6 – роликовые опоры, 7 – тяговый элемент (лента), 8 – отклоняющий барабан, 9,10 – разгрузочные устройства, 11 – разгрузочный желоб, 12 – устройство для очистки ленты, 13 – привод, 14 – приводной барабан.

Схемы ленточных конвейеров разнообразны и определяются назначением конвейера (рис.).

Производительность конвейера зависит от площади поперечного сечения A , что определяется положением опор на рабочей ветви (табл.).

По заданной производительности Q определяется ширина ленты B , при этом $v=0,9B - 0,05$ м.

Угол наклона конвейера принимается на 10^0 меньше угла трения (см. табл.).

14.1 Конвейерные ленты

Наибольшее распространение получили резинотканевые и металлические ленты.

Требования к лентам:

- прочность, т.к. используется в качестве грузонесущего элемента, осуществляя одновременно и тяговую связь между барабанами конвейера;
- гибкость в продольном (на барабане) и в поперечном (на роликах) направлениях;
- влагостойкость;
- износостойкость;
- небольшое упругое и остаточное удлинение;
- малая гидроскопичность.

14.1.1 Резинотканевые ленты

Ленты общего назначения работают при температуре – 45- + 60⁰С, теплостойкие – до 100⁰С, повышенной теплостойкости – до 200⁰С. Ширина ленты от 100 до 2000 мм, число прокладок от 1 до 8.

Широкие ленты имеют недостаток: трудно обеспечить равномерное натяжение ленты по ширине. Большое количество прокладок увеличивает жесткость ленты.

Резинотроссовые ленты имеют преимущество перед резинотканевыми и недостатки:

Достоинства:

- высокая гибкость, особенно в поперечном направлении;

- высокая прочность;
- малое удлинение при рабочих нагрузках;
- повышенная долговечность.

Недостаток – сложность изготовления стыкового конца ленты.

Учитывая сложность точного расчета напряжения в слоях резинотканевой ленты при совместном действии изгиба и растяжения, расчет ведут только на растяжение

$$[K]=K_{\text{пр}}/n,$$

где $[K]$ – максимально допустимая рабочая нагрузка по ширине одной прокладки, кН/м;

$K_{\text{пр}}$ – номинальная прочность ткани по ширине одной прокладки, кН/м;
 n – запас прочности ленты,

$$n = \frac{n_0}{n_{\text{нр}} n_{\text{ст}} n_{\text{т}} n_{\text{р}}},$$

где n_0 – запас прочности, $n_0 = 5$ – при проверочных расчетах;

$n_{\text{нр}}$ – зависит от качества прокладок (неравномерности);

$n_{\text{ст}}$ – прочности стыкового соединения ленты;

$n_{\text{т}}$ – коэффициент конфигурации трассы;

$n_{\text{р}}$ – коэффициент режима работы.

Максимально допустимая сила растяжения резинотканевой ленты

$$T_{\text{max}} = B[K]z,$$

где B – ширина ленты;

z – число тканевых прокладок.

Повышение угла наклона ленточного конвейера обеспечивается следующими конструктивными решениями:

- продольные резиновые борта;
- рифления и выступы на рабочей части ленты;
- двухленточные конвейере;
- применение трубчатой ленты.

Надежность и долговечность конвейерных лент определяется в значительной степени качеством соединения их концов.

Соединения бывают разъемными и неразъемными.

К неразъемным относятся соединения с помощью горячей или холодной вулканизации и заклепочные.

К разъемным – соединения на петлях, крючках, а также с помощью болтов и пластин.

14.2 Натяжные устройства

Предназначены для создания необходимого натяжения ленты, обеспечивающего сцепление с приводным барабаном без проскальзывания, а также для ограничения провисания ленты между опорами и компенсации вытяжки ленты в процессе эксплуатации.

Они подразделяются на устройства, создающие нерегулируемое натяжение в ленте и регулирующие натяжение ленты в зависимости от значения крутящего момента на приводном барабане.

В устройствах первой группы натяжение ленты создается за счет перемещения натяжного барабана с помощью винтового механизма или весом висящего груза (рис.).

1 – натяжной барабан, 2 – рамка, 3 – натяжные винты, 4 – ползун.

1 – груз, 2 – барабан лебедки, 3 – канат, 4 – блоки.

В этой конструкции вытяжка ленты компенсируется лебедкой 2.

Общим недостатком приведенных устройств является то, что они создают постоянное натяжение, превышающее необходимое для работы конвейера.

Лебедочное натяжное устройство, применяемое для конвейеров большой производительности и длины (рис.) позволяет автоматически регулировать натяжение ленты в зависимости от потребного крутящего момента.

1 – гидроцилиндр, 2 – двуплечий рычаг, 3 – неподвижные блоки, 4 – сдвоенный многократный полиспаст, 5 – натяжная электрическая лебедка, 6 – натяжная тележка.

Стабилизация натяжения ленты при установившемся режиме работы конвейера обеспечивается следующим образом: при падении или превышении натяжения сверх установленной нормы давление в гидроцилиндре изменяется и в результате замыкания соответствующего контакта манометра двигатель натяжной лебедки включается в требуемом направлении. При восстановлении нормального значения натяжения двигатель отключается.

Натяжные устройства располагают, как правило, там, где лента имеет минимальное натяжение.

14.3 Барабаны

В ленточных конвейерах различают приводные, концевые, натяжные и отклоняющие барабаны.

Тяговое усилие от привода на ленты передается только за счет сил трения между барабаном и лентой.

Диаметр барабана:

$$D_{\text{бар}} = K_1 K_2 z,$$

где z – число тканевых прокладок в ленте;

K_1 – коэффициент, зависящий от прочности ленты;

K_2 – коэффициент, учитывающий назначение барабана, а также натяжение ленты и угол обхвата ею барабана.

Для выбранного барабана определяют допустимое давление ленты на его поверхность

$$\rho = \frac{360S_{\text{бар}}}{\pi D_{\text{бар}} B \alpha} \leq [\rho],$$

Н; где $S_{\text{бар}}$ – результирующая радиальная сила от натяжения ветвей ленты,

B – ширина ленты, мм;

α – угол обхвата лентой барабана, град.

$[\rho]=0,2 \dots 0,3$ Мпа – резинотканевые ленты;

$[\rho]=0,35 \dots 0,55$ МПа – резинотроссовые ленты.

Длина барабана B – (150...200)мм.

Для центрирования ленты выполняют профиль (приводного, натяжного) барабанов бочкообразный или применяют боковые ролики; отклоняющие барабаны цилиндрические.

Барабаны часто футуруют различными высокофрикционными материалами – эластичной резиной, что снижает упругое скольжение ленты по барабану, увеличивая ее долговечность.

Часть тягового усилия передается на дуге относительного покоя, что обеспечивает большой запас сил трения $f= 0,3 \dots 0,45$.

14.4 Поддерживающие роликоопоры

Чтобы лента под влиянием собственной силы тяжести и веса груза не провисала, на раме конвейера устанавливают поддерживающие роликоопоры.

В зависимости от назначения существует несколько конструкций роликов на базе основных конструкций роликов легкого или тяжелого типа:

- ролики легкого типа (шарикоподшипники, смазка закладная);
- ролики тяжелого типа (роликовые подшипники, пресс-маслянки для смазки);
- обрезиненные ролики (для высокообразивных грузов);
- амортизирующие ролики (наличие резиновых дисков или шин, надеваемых с натягом на корпус ролика и поглощающие энергию удара);
- дисковые ролики (для холостой ветви конвейера – устраняют налипание транспортируемого груза).

Шаг установки роликов – 1...1,5 м.

14.5 Приводы конвейеров

Назначение привода – обеспечить движение тягового элемента конвейера с грузом.

1 – двигатель; 2 и 4 – муфты; 3 – редуктор, 5 – барабан.

Ленточные конвейеры могут иметь следующие виды приводов:

- головной однобарабанный;
- головной двухбарабанный;
- отдельный (на хвостовом и головном барабанах);
- комбинированный (двухбарабанный в головной, однобарабанный).

С целью уменьшения наибольшего натяжения тягового элемента, тем самым уменьшить мощность привода и его габариты устанавливают привод по ходу гибкого элемента после участка с наибольшим сопротивлением в верхней точке подъема груза или около места разгрузки.

Согласно уравнению Эйлера, определяющему зависимость между натяжениями набегающей $T_{наб}$ и сбегающей $T_{ст}$ ветвей ленты конвейера при отсутствии скольжения

$$T_{наб} \leq T_{ст} e^{f\alpha},$$

где $e^{f\alpha}$ – коэффициент тяги, характеризующий тяговую способность приводного барабана;

α – угол обхвата барабана лентой, рад;

f – коэффициент трения между лентой и барабаном.

Наибольшая окружная сила, которая может быть передана

$$F_{max} = T_{наб} - T_{ст} = T_{ст} (e^{f\alpha} - 1) = T_{наб} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} < F_{факт}.$$

Как видно, тяговую силу можно увеличить двумя способами: повышая коэффициент трения f или увеличивая угол обхвата α (дополнительный отклоняющий ролик, прижимные ленты).

14.6 Загрузочные устройства

Загрузочное устройство должно обеспечить плавную подачу груза, обычно около холостого барабана. Для предупреждения повреждения ленты скорость подачи груза и направление его движения должны быть близки к скорости и направлению ленты. Насыпные грузы обычно загружают с помощи воронки и лотка.

14.7 Разгрузочные устройства

Наиболее простым и удобным способом разгрузки является сброс груза с концевого барабана.

При необходимости разгрузки в любой точке конвейера применяют плужковые разгрузатели.

14.8 Устройство очистки ленты

При работе конвейера на рабочую поверхность ленты налипают частицы транспортируемого груза. Эти частицы врезаются в обкладку ленты, вызывают ее повышенный износ, уменьшают силу сцепления ленты с приводным барабаном. Для очистки ленты применяют механические очистители в виде скребков и щеток.

Очистные устройства устанавливаются на нижней (обратной) ветви конвейера так, чтобы на отклоняющий барабан или ролик лента ложилась очищенной поверхностью.

Вопросы для самопроверки

- 1 Из каких основных частей состоит ленточный конвейер?
- 2 Какова конструкция приводных и натяжных барабанов?
- 3 Какие существуют типы натяжных устройств?
- 4 Из чего изготавливаются конвейерные ленты?
- 5 Какова конструкция конвейерных лент?
- 6 Какие существуют конструкции роликовых опор?
- 7 Какие существуют конструкции загрузочных и разгрузочных устройств?
- 8 Какие типы очистных устройств ленточных конвейеров вы знаете?
- 9 Как соединяются концы ленты между собой?
- 10 Как определяется ширина ленты?

Литература: 1, с. 367 – 404.

Лекция № 15

РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Мощность привода ленточного конвейера складывается из мощности, затрачиваемой на подъем груза по вертикали и на перемещение его по горизонтали:

$$P = P_v + P_r = \frac{Q \cdot H}{360} + \frac{C_0 \cdot Q \cdot L}{360},$$

где Q – производительность конвейера;

H – высота подъема груза, м;

L – длина конвейера, м;

C_o – удельный, приведенный коэффициент сопротивления, показывающий, какая часть общего сопротивления приходится на перемещение 1 т груза на 1 м пути.

Он зависит от типа конвейера, характера трассы, качества изготовления и монтажа, состояния конвейера. Наиболее точное значение коэффициента C_o можно определить опытным путем для конкретной машины.

При известном коэффициенте C_o , мощность на валу двигателя равна:

$$P_{дв} = \frac{Q}{360\eta_o} (H + C_o L),$$

где η - общий к.п.д. передачи от приводного барабана до двигателя.

По полученному значению мощности можно определить \max и \min натяжение ленты на приводном барабане. Для этого находят тяговую силу на барабане:

$$F = P/V,$$

где V – скорость конвейера.

Затем по зависимости Эйлера находим натяжение ветвей:

$$F = T_{наб} - T_{сб} = T_{сб} (e^{f\alpha} - 1) = T_{наб} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}.$$

Обычно коэффициент C_o неизвестен. Поэтому проводят статическое исследование конвейера, задачей которого является определение потерь в конвейере, натяжение ленты в различных точках его контура и мощности приводной станции.

Сопротивления на участках трассы ленточного конвейера подразделяются на сопротивления, распределенные по длине участка, и на сопротивления, сосредоточенные в определенных пунктах трассы – на барабанах, местах погрузки и разгрузки, на очистных устройствах.

15.1 Сопротивление роликов на горизонтальном участке конвейера

При расположении роликов на горизонтальном участке на расстоянии t друг от друга нагрузка G на каждый ролик равна:

для холостой ветви $G = g_0 t q$;

для рабочей ветви $G = (g + g_0) g t$,

где g_0 – погонная нагрузка от массы конвейерной ленты, численно равна массе 1 м ленты, выбирается по таблице в зависимости от типа ленты;

g – погонная нагрузка от массы материала, приходящаяся на 1 м длины конвейера

$$g=Q/V^{3,6};$$

Q – производительность конвейера;

V – скорость движения ленты;

q – ускорение свободного падения, м/сек².

Кроме того на опору действует вес G_p вращающихся частей. Тогда общая нагрузка

$$G_1=G+G_p.$$

Сила сопротивления пружин роликов на горизонтальном рабочем участке конвейера

$$F_p=[\sum G_p+(g+g_0)ql]C$$

на холостой ветви

$$F_x=[\sum G_p+g_0ql]C,$$

где $\sum G_p$ – общий вес вращающихся частей роликоопоры на длине l рассматриваемого участка конвейера;

C – коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам (выбирается по таблице в зависимости от типа ленты, длины конвейера, группы производственных условий).

15.2 Сопротивление роликов на наклонном участке конвейера

На наклонном участке конвейера изменяется величина усилия, действующего на ролик. На участке конвейера с длиной ленты l_0 и высотой подъема h на ролики оказывает давление часть общей нагрузки:

$$\sum G' = \sum G \cos \alpha = (q + q_0)l_0 \cos \alpha \cdot q,$$

где $\sum G=(q+q_0)ql_0$.

Другая составляющая общей нагрузки, изменяющая натяжение ленты

$$\sum G'' = \sum G \sin \alpha = (q+q_0)l_0 \sin \alpha \cdot q.$$

Учитывая, что $l_0 \cdot \cos \alpha = l$; $l_0 \cdot \sin \alpha = h$,

получим $\sum G' = (q + q_0)l \cdot q$; $\sum G'' = (q + q_0)h \cdot q$,

где l – горизонтальная проекция наклонного участка.

15.3 Сосредоточенные сопротивления ленточного конвейера

Они разделяются на 4 вида:

15.3.1 Сопротивление на барабане – от сил трения в опорах и сопротивление от жесткости ленты

$$F_{\text{общ}} = F_{\text{ж}} + F_{\text{б}},$$

где $F_{\text{ж}}$ – сила сопротивления от жесткости ленты, учитывается при угле перегиба более 90° .

В практике расчетов пользуются зависимостью:

$$F_{\text{ж}} = K_{\text{л}} V i_{\text{п}},$$

где $K_{\text{л}}$ при $D_{\text{бар}} \leq 0,6$ м $K_{\text{л}} = 20$ Н;

при $D_{\text{бар}} > 0,6$ м $K_{\text{л}} = 15$ Н;

$i_{\text{п}}$ – число прокладок в резиноканевой ленте;

$$F_{\text{б}} = \frac{R \cdot f \cdot d_0}{D_{\text{б}}},$$

где $F_{\text{б}}$ – сила сопротивления от сил трения в опорах барабана;

R – сила, действующая на ось барабана, равная геометрической сумме сил натяжения ленты $T_{\text{н.б}}$ и $T_{\text{с.б}}$ и веса барабана $G_{\text{б}}$;

d_0 – диаметр цапфы оси барабана;

$D_{\text{б}}$ – наружный диаметр барабана;

f – коэффициент трения в опорах барабана.

Или в ориентировочных расчетах

$$F_{\text{б}} = \varepsilon R,$$

где ε – коэффициент, зависящий от типа подшипников:

подшипники скольжения $\varepsilon = 0,05 - 0,08$;

подшипники качения $\varepsilon = 0,02 - 0,06$.

15.3.2 Сопротивление в пункте загрузки конвейера

$$F_{\text{загр}} = \varphi \frac{Q}{3,6} (V_2 - V_1),$$

где $\varphi = 1,3 - 1,5$ – коэффициент, учитывающий трение груза о направляющие борта и стенки воронки;

V_2 – скорость движения ленты конвейера, м/с;

V_1 – скорость падения груза на ленту, м/с.

15.3.3 Сопротивление в пункте разгрузки

При сбрасывании груза с ленты плужковым сбрасывателем происходит интенсивное трение груза о ленту и о щит сбрасывателя, что приводит к повышенному износу ленты и возникновению больших сопротивлений в месте разгрузки. На основании экспериментальных данных исследований сопротивление, создаваемое плужковым сбрасывателем, пропорционально ширине ленты и нагрузке от погонной массы груза на ленте и принимается равным

$$F_{\text{сбрас}}=(27 - 36)qbg,$$

где B – ширина ленты, мм;

q – нагрузка от погонной массы груза на ленте, кг/м.

15.3.4 Сопротивление очистных устройств

$$F_{\text{оч}}=\rho_{\text{оч}}B,$$

где $\rho_{\text{оч}}$ – удельное сопротивление очистного устройства, отнесенное к единице ширины ленты: для скребков и очистных плужков $\rho_{\text{оч}}=300-500$ Н/м; для барабанных вращающихся щеток $F_{\text{оч}}\approx 0,2V_{\text{щ}}\rho_{\text{щ}}B$,

где $V_{\text{щ}}$ – окружная скорость щетки, м/с;

B – ширина ленты, м;

$\rho_{\text{щ}}=250 - 350$ Н/м – удельное сопротивление очистки (соответственно сухих – влажных).

15.4 Полное сопротивление

Полное сопротивление в конвейере и натяжение тягового органа определяем в различных точках его контура методом обхода по контуру (см.рис.). При этом используем правило, что натяжение тягового органа в каждой последующей по его ходу точке контура трассы равно натяжению в предыдущей точке плюс сумма сопротивлений на участке между рассматриваемыми точками. Обход по контуру начинаем с ветви, сбегаящей с приводного барабана.

Обозначим натяжение сбегаящей ветви $T_{\text{сб}}$. Тогда натяжение T_1 на другую сторону отклоняющего барабана можно выразить:

$$T_1= T_{\text{сб}}+F_{\text{бар}}.$$

Натяжение T_2 (на отклоняющемся барабане) будет больше T_1 на величину сопротивления группы роликов на горизонтальном участке холостой ветви конвейера длиной l_2 :

$$T_2 = T_1 F_{p.x.}$$

$$\text{Натяжение } T_3 = T_2 + F'_{бар},$$

где $F'_{бар}$ - сопротивление от сил трения в опорах (отклоняющего ролика).

Натяжение T_4 отличается от натяжения T_3 на величину сопротивления роликов на наклонном участке холостой ветви конвейера длиной l_1 и уменьшается на величину составляющей веса ленты при разности высот участка h_1 :

$$T_4 = T_3 + F'_{p.x.} - q \cdot h_1 \cdot g.$$

$$\text{Натяжение в точке сбега в натяжного барабана } T_5 = T_4 + F''_{бар}.$$

Усилие, которое должно обеспечить натяжное устройство

$$S_{нат.} = T_4 + T_5 + F_c,$$

где F_c – сила сопротивления передвижению ползунов или тележки натяжного устройства.

Натяжение T_6 в пункте загрузки конвейера больше натяжения T_5 на величину сопротивления загрузки:

$$T_6 = T_5 + F_{загр.}$$

Натяжение T_7 больше натяжения T_6 на величину сопротивления группы роликов на наклонном участке ветви конвейера, а также на величину составляющей веса ленты и материала при разности высот h

$$T_7 = T_6 + F_p + (q + q_0)qh.$$

Аналогично

$$T_8 = T_7 + F'''_{\sigma}; \quad T_9 = T_8 + F_p + F_{рез.},$$

где $F_{рез.}$ – сопротивление разгрузочного устройства.

Все виды сопротивлений, имеющих в конвейере, можно подразделить на сопротивления, зависящие от натяжения тягового органа (сопротивления в опорах барабана, сопротивление от жесткости ленты, сопротивления на

криволинейных участках) и сопротивления, не зависящие от натяжения тягового органа (сопротивление группы роликов, сопротивление от веса ленты и груза).

Поэтому $T_{наб}$ можно представить в виде двучлена

$$T_9 = T_{наб} = T_{сб}X + Y. \quad (15.1)$$

В приведенном уравнении первое слагаемое, стоящее в правой части уравнения выражает сопротивление, зависящее от тягового органа, а второе сопротивление, не зависящее от натяжения тягового органа.

С другой стороны

$$T_{наб} = T_{сб} e^{f\alpha}. \quad (15.2)$$

Совместное решение уравнений (15.1) и (15.2) позволяет определить следующие зависимости:

$$T_{сб} = \frac{Y}{e^{f\alpha} - X} \text{ и } T_{наб} = \frac{Y \cdot e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - X}.$$

Найдя значения $T_{сб}$ и $T_{наб}$, можно определить натяжение тягового органа в любой точке контура трассы конвейера. Затем определяют тяговое (окружное) усилие, равное алгебраической сумме всех сопротивлений в конвейере

$$F_0 = T_{наб} - T_{сб} + F_{б.пр},$$

где $F_{б.пр}$ – сопротивление от жесткости ленты и от сил трения в опорах приводного барабана.

Наименьшее допускаемое сбегавшей ветви натяжение, обеспечивающее нормальное сцепление ленты с приводным барабаном:

$$T_{сб \min} = \frac{F_0}{e^{f\alpha} - 1} K_{ном}$$

а мощность двигателя

$$P_{дв} = \frac{F_0 \cdot V}{1000 \eta_m} K_{ном},$$

где V – скорость движения тягового органа, м/с;

F_0 – тяговое усилие, окружная сила, Н;

η_m – к.п. механизма;

$K_{\text{пот}}$ – коэффициент запаса и неучтенных потерь, $K_{\text{пот}}=1,1 - 1,2$ (меньшее значение для двигателя >50 кВт).

Вопросы для самопроверки

1 Какие бывают местные сопротивления движению ленты?

2 Как определяются сопротивления: на горизонтальном участке конвейера; на наклонном; в месте загрузки; в месте разгрузки; на участке очистки; на барабане?

3 Как определяется усилие натяжения натяжного устройства?

4 Сущность метода обхода по контуру.

5 Как определяется мощность двигателя конвейера?

Литература: 1, с. 409 – 417.

ЛЕКЦИЯ № 16

ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ЛЕНТАМИ.

Конвейеры с металлическим тяговым элементом применяют для транспортировки грузов в горячем состоянии. Ленты из углеродистых сталей могут работать при температуре до $100 - 120^{\circ}\text{C}$, а при равномерном нагреве, вместе с находящимся на ней грузом, - 300°C , что позволяет также их пропускать через печи и сушильные камеры.

Стальная лента может быть цельнокатаной из углеродистой или нержавеющей стали (для химических и пищевых продуктов) или плетеной из проволоки. Цельнокатаные стальные ленты изготавливают толщиной $0,6 - 1,2$ мм и шириной $350 - 1000$ мм. При продольном соединении нескольких лент общая ширина может быть 4 м. Наиболее слабым местом стальной ленты является кромка, что требует более точного изготовления и монтажа. Соединение концов ленты производится с помощью заклепок и с помощью шарнирных петель.

Роликоопоры обычно выполняют составными из нескольких роликов $\varnothing 200$ мм (рис. 108, а), деревянных или металлических брусьев или в виде пружинных роликоопор (108, б), позволяющих ленте образовывать желобчатое сечение, что повышает в $1,5 - 2$ раза производительность конвейера.

Вставка. Рис. 109

Для предупреждения повреждения кромок $\ell = 0,8B, c \approx 0,4 \div 0,5B$

где, B – ширина ленты независимо от длины конвейера, типа ленты.

Для таких конвейеров применяют грузовые натяжные устройства.

Винтовые не рекомендуются из – за их высокой жесткости и невозможности компенсации температурных изменений длины ленты.

Для конвейеров длиной до 30 м диаметр барабана $D = 1200\delta$, для более длинных $D = 1000\delta$,

где δ – толщина ленты.

Расчет стальной цельнокатаной ленты ведется на растяжение

$$\sigma_p = \frac{T}{B_\delta} \leq [\sigma_p]$$

где T – максимальная растягивающая сила,

$[\sigma_p] = 25 Mna$ – допускаемое напряжение растяжения.

Для транспортирования абразивных и кусковых грузов с острыми кромками,

транспортирования груза можно совместить с отсеивание мелочи.

Такие ленты имеют более высокую гибкость, чем стальная катаная лента, что позволяет применять их на конвейерах с барабанами такого же диаметра, как и для резинотканевой ленты.

Вставка Рис.110

По способу изготовления проволочные ленты бывают плетеные (рис.110, в,г) и шарнирно – звеньевые (Рис. 110, а,б)

Сопротивление ленты разрыву зависит от конструкции плетения и определяется как сумма сопротивлений разрыву отдельных проволок, входящих в рассматриваемое сечение.

Допускаемая нагрузка на ленту.

$$T = 7,8d^2 \varphi Z [\sigma_p]$$

где d – диаметр проволоки, м;

Z – число полувитков в рассматриваемом сечении;

$\varphi \approx 0,4$ – коэффициент, учитывающей неравномерность распределения нагрузки между отдельными ветками;

$[\sigma_p]$ – допустимое значение растяжения для проволок, Мпа

При серийном изготовлении стоимость проволочной ленты в 3 – 4 раза меньше стоимости резинотканевой.

Желобчатую форму придать проволочной ленте невозможно, т. к. она является гибкой только в продольном направлении и жесткой – в поперечном. По этой же причине барабаны должны быть строго цилиндрической формы.

Вопросы для самопроверки:

1. Область применения металлических лент.
2. Достоинство и недостатки цельнокатаных стальных лент.
3. Как осуществляется расчет цельнокатаных стальных лент на прочность?
4. Каковы особенности конструкции концевых барабанов для стальных лент?
5. Каковы особенности конструкции роlikоопор стальных лент?

6. Достоинство и недостатки стальных лент из проволочной сетки, область их применения.

Литература 1, с. 404 – 408.

ЛЕКЦИЯ № 17

ЦЕННЫЕ И ПЛАСТИЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ.

Виды и назначение. Тяговые элементы. Сопротивление движению цепного (пластичного) конвейера. Расчет мощности привода. Динамические силы в ценном конвейере.

Схемы ценных конвейеров отличаются большим разнообразием, чем схемы ленточных конвейеров. Одновременно с транспортированием груза на ценном конвейере можно производить различные технологические операции. Особенно широко применяют ценные конвейеры в сборочных цехах, а также в автоматических линиях, так как работу ценного конвейера можно автоматизировать и выполнять по заданной программе.

Для перемещения груза на конвейеры устанавливают пластины, ковши, люльки, специальные подхваты, тележки и. т. п.

На пластинчатых конвейерах, например, можно транспортировать крупнокусковые грузы, а также грузы имеющие высокую температуру.

В ценных конвейерах тяговым элементом являются цепи – пластинчатые, разборные, крючковые, вильчатые, круглозвенные.

Вставка. Рис. 111, 112.

Пластинчатые цепи применяются:

- безвтулочные, втулочные, втулочно – роликовые (Рис. 111, а)
- втулочно – катковые (Рис. 111, б)
- вильчатые (Рис. 11, в)
- горячештампованные или кованые разборные цепи (Рис. 112)

Ценные конвейеры обладают рядом преимуществ, перед ленточными, и недостатков:

Преимущества:

- возможность удобно и надежно закреплять грузонесущие элементы конвейера;
- обеспечивают надежную передачу тяговой силы благодаря зацеплению цепи со звездочкой;
- мало натягиваются под нагрузкой.

Недостатки:

- большое количество шарниров, требующих смазки и ухода;

• большой износ цепи при высоких скоростях, вызываемый динамическими нагрузками.

Скорость ценного конвейера 0,6 – 1 м/сек. (ленточного до 5 м/сек)
Подбирают цепь по запасу прочности.

$$S \geq S_{раб} \cdot n$$

где S_p - разрушающая нагрузка;

$S_{раб}$ - так рабочее натяжение цепи;

n – запас прочности:

для горизонтальных и пологонаклоненных конвейеров $n = 5 \div 6$

для кругонаклоненных конвейеров $n = 7 \div 10$

Значения S_p приводятся в ГОСТах.

Наиболее распространенными схемами конвейеров является:

Ковшевые (Рис. 113, 114, 115), которые могут транспортировать груз как по горизонтали, так и по вертикали просты в загрузке и разгрузке в любой точке конвейера, не измельчают транспортируемый груз

Вставка. Рис. 113, 114, 115

$$Q = 3,6 \frac{i\delta}{t} g \cdot \rho$$

где i – вместимость ковша, л;

g - скорость конвейера, м/с;

t – шаг подвески ковшей, м;

ρ - насыпная плотность материала, кг/м³;

δ - коэффициент заполнения ковша

для сомкнутых ковшей $\delta = 0,7 - 0,9$

для расставленных ковшей $\delta = 0,75$

Пластинчатые (Рис. 116), применяемые при транспортировании груза непрерывным потоком, а также щитучных грузов.

Производительность повышена кондиционера:

Вставка. Рис. 116, 117.

Скребковые (Рис. 118, 119, 120), в которых груз передвигается по неподвижному желобу скребками, соединенными с движущейся цепью (Рис. 118 а) или сплошного волоченья (конвейеры с наружными скребками), в которых груз перемещается не отдельными порциями каждым скребком, а сплошной массой, заполняющей часть сечения желоба (Рис. 118б)

Вставка. (Рис. 118, 119, 120)

Производительность пластинчатого и скребкового конвейеров:

$$Q = 3600 A g \cdot \rho \cdot k = 650 B^2 g \cdot \rho \cdot k \text{ т/ч}$$

где A - площадь сечения насыпного груза, мм²,

g - скорость конвейера, м/с;

ρ - плотность груза;
 φ - угол естественного откоса ($\varphi = 0,5\alpha$) в движении;
 k – коэффициент снижения производительности, зависящий от угла наклона конвейера.

Мощность привода скребкового конвейера с высокими скребками:

$$\rho = \frac{kQ}{360\eta} (C_0 L_r \pm H). k B m$$

где Q – производительность,
 k – 1,15 ÷ 1,25 коэффициент запаса;
 L_r – длина горизонтальной проекции конвейера, м;
 H – высота подъема (опускания) груза, м;
 C_0 – коэффициент сопротивления перемещению
 для катковых цепей $C_0=0,7 \div 2,8$
 для скользящих $C_0=1 \div 4,2$.

Тележечные конвейеры находят применение для транспортирования штучных грузов (на автоматических и поточных линиях), имеющие изогнутую в вертикальной и горизонтальной плоскости трассу (Рис. 121). Цепи этих конвейеров соединены с тележками, передвигающимися на катках по рельсам.

Вставка Рис 121.

Подвесной ценный конвейер применяется для безперегрузочного транспортирования грузов по сложной пространственной трассе по всем операциям технологического пресса (Рис. 122)

Вставка Рис. 122

17.1 Сопротивления движению цепного конвейера.

17.1.1 Сопротивления катков на прямолинейном участке.

$$F = c \sum G$$

где F – сила сопротивления ходовых катков.

$\sum G$ - общая нагрузка на катки;

$C = \frac{f d_1 t 2 \mu}{d k} k_p$ - коэффициент сопротивления движению отнесенный к весу

всех движущихся частей конвейера и груза.

f – коэффициент трения в цапфах;

d_1 - диаметр оси катка;

μ - коэффициент трения качения катков цепи по направляющим;

$d k$ - диаметр ходового катка;

k_p – коэффициент трения реборд катков по направляющим.

при скольжении стальных цепей $C = 0,25 \div 0,35$
для подвесных конвейеров $C = 0,015 - 0,027$

$$\Sigma G = (q + q_o)q\ell$$

где, q – погонная нагрузка от массы груза

q_o – погонная нагрузка от массы цепи и рабочих элементов, перемещающихся вместе с цепью (катки, скребки, пластины);

ℓ – длина участка, м.

Для пластинных конвейеров с неподвижными буртами необходимо учесть сопротивление от трения груза по неподвижным буртам или перемещения груза на желобу.

17.1.2 Сопротивление сил трения в опорах звездочек.

$$F_{36} = Nfd_o / D_{36}$$

где N – результирующая сила, действующая на опоры вала звездочек. Определяется как геометрическая сумма сил натяжения T_1, T_2 ветвей цепи и силы тяжести блока звездочек с валом.

D_{36} – начальный диаметр звездочек;

d_o – диаметр цапфы вала;

f – коэффициент трения в цапфах.

Практически сила трения на оси звездочек составляет $3 \div 5\%$ натяжения набегающей ветви цепи, т.е.

$$F_{36} = (0,03 \div 0,05)T_1$$

где T_1 – натяжение набегающей ветви.

17.1.3. Сопротивление шарниров цепи.

При сгибании разгибании звена цепи на угол α_o при обегании звездочки сила сопротивления с учетом трения ролика о зуб звездочки.

$$F = \frac{2T_1 \cdot f_o d}{D_{36}}$$

где $f_o = 0,5 \div 0,6$

Для приближенных расчетов силу сопротивления на звездочке с учетом трения на оси звездочки и в шарнирах цепи.

$$F_{зв} = KT_1$$

где $K = 0,05$ при угле обхвата звездочки цепью 90° , $K = 0,07$ при 180° .

17.2. Динамические силы в конвейере.

Работа цепных конвейеров отличается от ленточных наличием динамических сил, появляющихся в результате неравномерной скорости движения цепи из – за пульсирующего характера изменения расстояния от центра вращения звездочки до продольной оси цепи.

Динамические силы тем больше, чем больше шаг цепи, скорость ее движения, чем меньше число зубьев приводной звездочки и чем больше движущиеся массы груза и самого конвейера.

Эти силы не только увеличивают нагрузку на детали конвейера, но вызывают

усталостные напряжения. При $v_y \leq 0,2 м/с$ динамические силы можно не учитывать.

Динамическая сила равна.

$$F_{дин} = \frac{6m}{t_y} \left(\frac{\pi v_y}{Z} \right)^2$$

где m - приведенная масса движущихся частей конвейера и груза.

$$m = (q + q_o)L + \psi q_{вр}$$

где $q_{вр}$ - масса вращающихся элементов конвейера;

q - погонная масса груза;

q_o - погонная масса поступательно движущихся элементов конвейера;

ψ - коэффициент приведения массы, учитывающий, что окружная скорость различных частей вращающихся масс отличается от окружной скорости v .

v_y - горизонтальная скорость движения, t_y - шаг цепи, Z - число зубьев звездочки (6 – В).

Полная сила, действующая на цепь.

$$T_{расч}^1 = F_{расч} + F_{дин}$$

Тогда мощность на валу двигателя приводной звездочки при установившемся движении.

$$P = \frac{T^1_{расч} \cdot g}{1000\eta} \cdot k_y, кВт$$

где $T^1 - H$

g - скорость движения цепи, м/с;

η - к. п. д. редуктора;

k_y - коэффициент запаса ($k_y = 1,2 \div 1,3$).

Вопросы для самопроверки:

1. Область применения цепных и пластинчатых конвейеров.
2. Типовые конструкции цепных конвейеров.
3. Тяговые элементы цепных конвейеров, их выбор.
4. Как определяются сопротивления в цепном конвейере?
5. Как рассчитываются динамические силы на звездочке?
6. Определение мощности двигателя цепного конвейера по силам, действующим на цепь.

Литература: 1, с. 417 – 452.

ЛЕКЦИЯ № 18.

ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ БЕЗ ГИБКОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА.

Для транспортирования грузов с помощью у авиационных устройств используется сила тяжести.

18.1 Простейшим таким устройством является труба, желоб, наклонная плоскость, (Рис. 123 а) на катаром скатывается груз. Угол наклона желоба определяется коэффициент трения между его поверхностью и грузом и углом β чтобы груз начал движение $\beta >$ угла трения (на $5 - 10^\circ$).

Если пустить по наклонной β плоскости частицу груза G с начальной скоростью g_0 - кинематическая энергия в конце плоскости.

Возрастает на величину.

$$\frac{G}{\partial} \cdot \frac{g^2 - g_0^2}{2}$$

где g - скорость частиц груза в момент схода с плоскости.

Движение частиц груза происходит под действием силы.

$$G \cdot \sin \beta$$

Ему препятствуют сила трения.

$$fG \cdot \cos \beta$$

где f - коэффициент трения.

Работа сил трения равна запасу кинематической энергии частицы на длине плоскости L .

$$\frac{G}{\rho} \cdot \frac{g^2 - g_0^2}{2} = G(\sin \beta - f \cos \beta)L$$

Но

$$L = h / \sin \beta$$

Тогда конечная скорость движения частицы.

$$g = \sqrt{2\rho(1 - f \cos \beta)h + g_0^2}$$

Спиральный спуск (Рис. 123б)

при $L = \infty$ заменяет наклонную плоскость.

18.2 Роликовый конвейер.

Холостые ролики – т.б. Полная сила сопротивления движению груза весом G на рельчатые включает три составляющие:

18.2.1. Сопротивления трения в цапфах роликов, приведенное к наружному диаметру ролика.

$$F_1 = (G + G_p i_1) f \cdot \frac{d}{D}$$

где G_p - вес вращающихся частей ролика.

f - коэффициент трения в подшипниках ролика;

D - наружный \emptyset ролика;

d - \emptyset цапфы оси ролика;

i_1 - количество роликов, на которых лежит груз

18.2.2 Сопротивление качению груза по роликам.

$$F_2 = G \frac{2\mu}{D}$$

где μ - коэффициент трения качения.

18.2.3 Сопротивление, возникающее при скольжении груза по роликам, вызванное вращением роликов, т.е. приобретением или кинематической энергии.

$$F_3 = \psi G_p \frac{g_n^2 i}{\partial L}$$

где g_n - номинальная скорость роликов;

$\psi = 0,8 \div 0,9$ учитывает, что не вся масса ролика расположена на окружности D ;

i - количество роликов на длине конвейера.

Общая сила сопротивления передвижению груза по горизонтальному роликовому конвейеру.

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = \frac{G}{D} (fd + 2\mu) + G_p \left(i_1 f \frac{d}{D} + \psi \frac{g_n^2 i}{\partial L} \right)$$

При наклонном конвейере под углом α .

$$F_1 = (G \cos \alpha + G_p i_1) f \frac{d}{D}; \quad F_2 = G \frac{2\mu}{D} \cos \alpha;$$

где i_1 - число роликов, на которых лежит груз.

$$F_3 = \psi G_p \frac{g_n^2 i}{\partial L} \cos \alpha$$

$$F = \frac{G \cos \alpha}{D} (fd + 2\mu) + \psi \frac{G_p g_n^2 i}{\partial L} \cos \alpha + G_p i_1 f \frac{d}{D}$$

Величина угла наклона конвейера:

а) для единичных грузов.

$$t \partial \alpha = \frac{1}{D} (fd + 2\mu) + \frac{G_p}{G} \left(\psi \frac{g_n^2 i}{\partial L} + f \frac{d}{D} i_1 \right)$$

б) при партии грузов – следуют один за другим.

$$t\partial\alpha = \frac{1}{D} \left[2\mu + fd \left(1 + \frac{G_p i}{G} \right) \right]$$

Для уменьшения α следует уменьшить массу роликов и увеличить D, уменьшить потери на трение.

Обычно $\alpha = 2 \div 7^\circ$

18.3. Конвейер с приводными роликами (групповой привод).

Вставка. Рис. 125 [1] рис. 275

Мощность привода

$$P = \left(c \frac{QL}{360} + \frac{iG_p C_1 g}{100} \right) \frac{1}{\eta_m}, \text{кВт}$$

где Q - производительность конвейера, т/ч;

L - длина транспортирования, м;

G_p - вес вращающейся части ролика, Н;

i - количество роликов на конвейере,

g - скорость движения груза, м/с;

η_m - к. п. д. приводного механизма;

$c = (fd + 2\mu) \setminus D$ - коэффициент сопротивления передвижению грузов, лежащих на конвейере.

$c_1 = fd \setminus D$ - коэффициент сопротивления вращению роликов;

f - коэффициент трения подшипника при диаметре цапфы - d

μ - коэффициент трения качения.

Шариковая опора [1] 276

Качающиеся конвейеры [1] 277,279,280.

Q=600м/час;

L=100м.

Изолированный, закрытый груз.

18.4. В подъемно – транспортных и складских системах находят применение, столы с шариковыми опорами (как минимум три шара) (Рис. 126).

Вставка. Рис. 126

При этом тяжелее штучные грузы легко сдвигать и разворачивать в ручную.

18.5. Качающиеся конвейеры. (Рис. 126)

Ширина применяется для транспортирования всех видов насыпных грузов (кроме легких), металлической стружки, формовочной земли, мелкого литья и др.

Вставка. Рис. 126.

Качающиеся конвейеры по виду колебаний желоба и определяемому этим характеру движения груза подразделяется на:

инерционные, в которых груз скользит по желобу, не отрываясь от него, и вибрационные, в которых груз отрывается от желоба и микробрасками перемещается вдоль него.

Наиболее широкое распространение получили вибрационные конвейеры, в которых желоб в форме трубы совершает колебания с амплитудой от долей миллиметра до 15мм и более с частотой 50 Гц. Желоб устанавливается на упругих элементах и соединяется с вибратором. Вибраторы бывают инерционные (Рис. 127а), электромагнитные (Рис.127 б), эксцентриковые и поршневые (гидравлические и пневматические).

Вставка. Рис. 127

Качающиеся конвейеры обладают рядом преимуществ и недостатков.

Преимущества:

- возможность транспортировать изолированного от окружающей среды груза и одновременно выполнять технологические операции – сушку, охлаждения, смешивание, грохочение и т. п.;
- малый износ несущего элемента (трубы, желоба);
- простота конструкции;
- возможность промежуточной загрузки и разгрузки;
- малый расход энергии.

Недостатки:

- значительное снижение производительности при транспортировании груза вверх.
- малая долговечность других элементов и опорных подшипников привода ;
- передача в некоторых случаях вибрационных нагрузок на опорные конструкции.

18.6. Винтовые конвейеры.

Машина для транспортирования груза, перемещаемого по желобу с помощью вращающегося вала с, расположенными по винтовой линии. (Рис. 128,129,130).

Вставка. Рис.128,129,130.

Сплошные винты (Рис. 129 а) применяют при транспортировании сухих порошковых, мелкозернистых и среднекусковых материалов: ленточные винты (Рис.129,б) – при транспортировании кусковых или легких грузов; фасонные винты (Рис. 129, в) – при перемещении слеживающихся материалов или для совмещения транспортных и технологических операций (смешивания, дробления, смачивания и т. п.).

Производительность винтового конвейера со сплошным винтом.

$$Q = 3600\psi \frac{\pi D}{4} \rho \frac{t_n}{60} k = 47\psi\rho t_n D^2 k, m/ч$$

где ψ - коэффициент заполнения сечения желоба;

t - шаг винта, м;

D - диаметра винта, м;

ρ - насыпная площадь груза, кг/м³;

k - коэффициент снижения производительности при наклонном конвейере;

n - частота вращения винта, об/мин.

18.7. Транспортирующие трубы (рис. 131)

Являющиеся разновидностью винтовых конвейеров, предназначены для транспортирования горячих грузов, а также грузов, выделяющие вредные газообразные вещества.

Вставка. Рис. 131.

В транспортирующей трубе по ее внутренним стенкам укрепляется спираль. К недостатком транспортирующих труб относят большие габариты и массу, высокий расход энергии.

18.8. Пневматические транспортирующие устройства.

Пневматическое транспортирование груза по трубопроводам происходит под действием разности давлений воздуха в начале и в конце трубопровода, создаваемой нагнетательными или вакуумными насосами, может применяться для массовых и для штучных грузов.

а) всасывающая установка: 1 – уцйу, 2 – трубопровод, 3 – камера, 4 – шлюзовые затворы, 5 – фильтр, 6 – вакуумный насос или вентилятор;

б) нагнетающая установка: 7 – вентилятор; 8 – воздухосборник, 9 – влагоотделитель, 10 –

Вставка Рис. 132.

Преимущества пневматических установок:

- возможность транспортирования по сложной трассе;
- совмещение транспортирования с технологическими операциями (сушка, отделение мелких фракций);
- подачи груза с нескольких мест к нескольким пунктам;
- отсутствие пыли и потерь груза;
- полная автоматизация процесса транспортирования.

Недостатки:

- высокий расход энергии, в 10-15 раз больше, чем при механическом транспортировании;
- повышенный износ элементов пневмо устройств;

- необходимость очистки воздуха;
- невозможность транспортирования влажных, слеживающихся и липких грузов.

18.9. Гидравлические транспортирующие устройства.

- где насыпной груз перемещается в смеси с водой по трубам (пульпа).

Рис. 133.

Существует три основные схемы перемещения пульпы.

Самотечная схема предусматривает перемещение пульпы по желобам с небольшим уклоном в сторону движения.

В напорной схеме (рис.133, а) пульпа перемещается при помощи землесоса.

1 – приемное устройство, 2 – трубопровод, 3 – землесос, 4 – трубопровод, 5 – насос для воды, 6 – обезвоживающее, 7 – приемный бункер, 8 – отстойник.

В смешанной схеме (рис.133, б).

1 – желоб для самотека пульпы, 2 – насос для воды, 3 – трубопровод пульпы, 4 – приемник гидроэлеватора.

Преимущества и недостатки этого способа идентичны пневматическим транспортирующим устройством.

18.10. Шагающие конвейеры.

Применяют для перемещения штучных изделий к соответствующему технологическому оборудованию.

1 – неподвижная рама, 2 – ролики центрирования подвижной рамы, 3,4 – привод подъема, 5 – ролики, 6 – привод передвижения.

Рис. 134.

Вопросы для самопроверки:

1. Какие виды транспортирующих машин без гибкого тягового органа вы знаете?
2. Принцип работы гравитационного ссс
3. Как определяется движущая сила и сила трения на гравитационном конвейере?
4. Принцип работы и устройство инерционного и вибрационного конвейера.
5. Принцип работы вибратора.
6. Принцип работы и устройство шагающего конвейера.
7. Принцип работы пневматических и гидравлических транспортирующих установок.

Литература 1, с. 441-442, 461-484.

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПОДЪЕМНО ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ.

1. Перспективы развития грузоподъемных машин.

2.

Машиностроительная промышленность выпускает все необходимые подъемно – транспортные комплексы для комплексной механизации и автоматизации различных отраслей хозяйства Украины.

В ближайшей перспективе внимание будет уделяться повышению качества машин, улучшению их техника – экономических показателей, повышению их производительности при уменьшении металлоемкости и энергоемкости.

Техника – экономические показатели повысятся в результате:

- увеличения грузоподъемности;
- увеличения скорости движения механизмов;
- повышения долговечности;
- снижению металлоемкости благодаря применению новых материалов и профилей металла;
- прогрессивной технологии изготовления;
- внедрению гидравлических и других компактных и надежных типов приводов;
- автоматизации кранов.

В связи с возрастанием мощности единичных энергетических и металлургических агрегатов, строительства и монтажа укрупненными блоками будет повышаться грузоподъемность кранов, в том числе и повышенной проходимости для работы в труднодоступных местах, кранов на воздушной подушке.

Получают дальнейшее развитие линейные двигатели: для перемещения мостовых кранов, тележек, электросталей, приводов тормозов.

Будет уделено большее внимание выпуску кранов с ориентируемым автоматическим захватом грузов (кранов манипуляторов), которые позволят повысить интенсивность использования машин, уменьшить труда затраты, послужат основой для полной автоматизации кранов.

Краны – на специализированных складах и для гибких автоматизированных производстве будут иметь автоматическое управление от общей системы АСУ, включающей автоматизацию кранов, транспортных линий загрузки и разгрузки на крупных складах управление всеми операциями, учет и хранения грузов будет осуществляться с помощью ЭВМ.

2 Контейнеризация.

- одно из важнейших направлений решения сложной проблемы комплексной механизации и автоматизации подъемно разгрузочных и складских работ.

Предусматривается разработка наиболее рациональных конструкций контейнеров и транспортных средств (железнодорожных платформ, автомобилей транспортных самолетов, судов) с применением смешанных контейнерных перевозок с управлением операций от ЭВМ компьютеров.

3. Перспектива развития машин непрерывного транспорта.

Развития ленточного конвейера будет идти по следующим направлениям:

- повышение производительности (до 40000 м/ч) за счет ширины (3000...3200мм), скоростей ленты и увеличения угла наклона боковых роликов до 45°.
- повышение мощностей приводов (свыше 3500 кВт).
- усовершенствование уникальных высокопроизводительных конвейерных систем для подачи шихтовых материалов в металлургические агрегаты;
- увеличение длины транспортирования за счет применения сверхпрочных резиновых лент, много приводных конвейеров с промежуточными фрикционными приводами вдоль линии конвейера.

Для увеличения тяговые усилия в ленточных конвейерах перспективным является применение специальных лент с повышенными фрикционными свойствами и коэффициентом трения до 0,5...0,6 с обкладкой, которая исключала бы прижимания частиц транспортируемых грузов.

Дальнейшее внедрения получит трубопроводный контейнерных пневмотранспорт, дающий большой экономический эффект во многих отраслях хозяйства: перевозка строительных сыпучих материалов, угля, руды, минимальных удобрений и др.

Ведутся работы по созданию контейнерного трубопроводного транспорта, для перемещения различных грузов на большие расстояния в потоке газа и жидкости с использованием магистральных газа – и нефтепроводов общей протяженностью несколько тысяч километров.

4 Совершенствование подъемно – транспортных комплексов и работа технических систем в автоматизированном производстве.

Подъемно – транспортные машины в поточном производстве (особенно в металлургическом) обеспечивают его непрерывность и входят в составной частью в технологическое оборудование. Они определяют ритм работы всего комплекса машин от складских операций, подачи сырья до получения готовых продукции, ее складирования и организации отгрузки.

Развитие комплексной механизации и автоматизации будет идти по пути внедрения автоматических линий транспортирования грузов, применение компьютеров для управления.

На предприятиях с большим количеством сырья в виде сыпучих грузов (металлургической, горнодобывающей, химической, промышленности строительных материалов и др.). Получать дальнейшее совершенствование

поточные механизированные и автоматизированные линии с применением кранов – перегружателей, вагоноопрокидывателей, систем бункеров, автоматизированных подъемников, специальных кранов, сложных конвейерных комплексов и других средств для транспортирования грузов и изделий на всех стадиях обработки.

Особое внимание уделяется созданию машине с дистанционным и автоматическим управлением – кранов манипуляторов и других машин, работающих на заданной программе и компьютерным управлением.

Дальнейшее развития автоматизации пойдет за счет применения работ в модульно – агрегатных системах, развитие их универсальных возможностей, способны приспособливаться к изменяющимся производственным условиям и находят наилучшие решения, обладающих осязанием, искусственным зрением, способных «читать» чертежи, выполнять сборку механизмов по чертежам – адаптивных и интеллектуальных.

Вопросы для самопроверки:

1. Перечислите и охарактеризуйте основные направления развития подъемно – транспортной техники.
2. В чем заключаются преимущества контейнеризации?
3. Перечислите и охарактеризуйте основные направления развития машин непрерывного транспорта.
4. В чем заключается совершенствование подъемно – транспортных комплексов и работа технических систем в автоматизированном производстве.

Литература 1. с. 488 – 514
11. с.398 - 400

ЛЕКЦИЯ № 20.

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА.

В отличие от кранов общего назначения краны черной металлургии («металлургические краны») относятся к специальным, характеризуемым:

- непосредственным включением в технологический цикл производства;
- использованием не только для подъемно транспортных, но и технологических операций.

Включение металлургических кранов в цикле производства, их тесное взаимодействие с технологическими агрегатами предъявляет повышенные требования к надежности и производительности, а использование их для

технологических операций заставляет усложнять конструкцию, применять специальные грузозахватные устройства соответственно виду и характеру этих операций.

Для металлургических кранов характерна мостовая конструкция.

Специальные груза подъемные машины доменного и сталеплавленного производства рассматриваются в курсе МОЗ.

Мы остановимся на специальных кранах прокатного производства, имеющих грузоподъемность.

- колодцевые, тн 16/20; 20/50; 32/50; 40/50
- 1 – основные вспомогательные операции
- посадочные 2/10; 3;
- мостовые магнитные прокатных цехов 5+5; 7,5+7,5; 10+10; 15.

Большинство металлургических кранов функционирует в тяжелых условиях, испытывая в период эксплуатации целый комплекс неблагоприятных факторов, присущих металлургическому производству:

- 1) высокие и разнообразные нагрузки;
- 2) весьма интенсивное использование как по грузоподъемности, так и по времени;
- 3) высокие окружающие температуры, том числе и прямое тепловое излучение.
- 4) значительную
- 5) общий повышенный уровень не комфортности и опасности металлургических процессов для персонала и машин.

Большинство металлургических кранов, являясь ороп частью непрерывного металлургического производства с высокой интенсивностью протекания технологических процессов, работает в тяжелом режимах и имеет группу режима работы не менее – 6 к.

Дальнейшее развития металлургических процессов составит задачу конструктивного совершенствования металлургических кранов на основе комплексного учета неблагоприятных факторов металлургических процессов и автоматизации управлениями кранами на базе микропроцессорной управляющей техники создания металлургических кранов роботов.

Место металлургических кранов в технологическом цикле.

1. Прокатное производство.

Прокатное производство завершает металлургический процесс выпуском конечной продукции в виде проката (90% выплавляемой стали):

- сортового (квадрат, круг, полоса, шестигранник, швеллер, уголок, рельс и др.)
- листового (толстолистовой и тонколистового);
- трубного (и сварные трубы);
- специального (специальный профиль, ьь профиль, колеса, кольца и т.п.).

Наряду с технологическим оборудованием, обеспечивающим формоизменение металла, важная роль отводится подъемно – транспортному оборудованию, предназначенному для перемещения, кантовки, съема, погрузки и укладки металла, обслуживания ремонтных, монтажных и других работ.

Кроме универсальных кранов в качестве специальных используют магнитно-грейферные, напольно-крышечные, клещевые колодцевые, посадочные, краны с подхватами (пратцен-краны) и мостовые магнитные.

Наибольший интерес по разнообразию видов металлургических кранов, применяемых в прокатном производстве, представляет цех блюминга ([II] рис. 2.5), предназначенный для производства на крупных обжимных станках – блюмингах и слябингах полуфабриката для дальнейшей прокатки: блюмов квадратного сечения (под сорт и трубную заготовку) и слябов (для листа).

Цех состоит:

- I. Пролет нагревательных колодцев;
- II. Становый пролет (пролет прокатки);
- III. Машинный зал;
- IV. Скраповый пролет;
- V. Пролеты для охлаждения и складирования блюмов и слябов.

Стальные слитки, поступающие из сталеплавильных цехов по железнодорожным путям 1 на платформах, перегружаются в пролете I клещевым колодцевым краном 2 в нагревательные колодцы 3. Крышки нагревательных колодцев, представляющие собой металлические каркасы, выложенные огнеупором, поднимаются и отводятся в сторону для загрузки и выгрузки слитков напорно-крышечными кранами 4.

Нагретые слитки из колодцев перегружаются колодцевым краном на слитковоз 5 (по два слитка), доставляются по железнодорожному пути 6 к приемному рольгангу 7 блюминга и автоматически перегружаются на него. В случае поломки слитковоза слиток доставляют непосредственно клещевым колодцевым краном и опускают в люльку специального стационарного опрокидывателя 8 с гидроприводом, обеспечивающим плавное опускание слитка на приемный рольганг. Поворотный стол 9 позволяет разворачивать слиток на 180 градусов для его ориентации соответствующим концом при подаче рольгангами 10 в рабочую клетку блюминга 11 с индивидуальным приводом 12 к каждому рабочему валку. После прокатки слитков заготовки блюмов и слябов разрезают на мерные длины (от 1,5 до 6 метров) на мощный кривошипных ножницах 13, при этом обрезки попадают вниз на поперечный скребковый конвейер 14 и транспортируются в яму 15 скрапового пролета IV, заполненную водой, откуда грейфером магнитно-грейферного крана 16 перегружаются в специальные гондолы 17 и вывозятся из цеха железнодорожными путями 18.

Мерные блюмы и слябы взвешиваются автоматически на весах 19, встроенных в линию транспортного рольганга 20, по которому поступают далее в пролеты V для охлаждения и складирования. В каждом из этих пролетов с одной стороны рольганга установлены укладчик 21 со стеллажами

22 для слябов и холодильник 23 для блюмов, с другой – сталкиватели 24 для слябов и блюмов. Складирование и штабелирование блюмов и слябов обеспечиваются специальными мостовыми кранами с лапами 25, установленными в каждом пролете.

Кроме специальных металлургических кранов, в пролетах прокатного цеха установлен еще ряд грузоподъемных кранов общего назначения, в частности мостовых 26, настенных консольных, монорельсовых, предназначенных для транспортно-перегрузочных, уборочных, ремонтных и других работ.

1.1 Колодцевые краны

Применяются для посадки и извлечения из нагревательных колодцев, нагретых до температуры прокатки (1100-1200 °С) слитков и подачи их на слитковоз или непосредственно на приемный рольганг прокатного стана. Колодцевый кран (кран-манипулятор) состоит из : моста 1 с механизмом передвижения 2 и тележки 3 с механизмами и прикрепленной снизу цилиндрической шахты 4 с рабочим органом в виде клещей 5. Внутри шахты установлены направляющие, по которым перемещается колонка с клещевым грузозахватом и установленным на ней механизмом вращения клещей. Клещевой захват (рис. 3.50) работает следующим образом: штанга 8 механизма управления, перемещаясь внутри полого вала 3, воздействует через крышку 9 на патрон 7, который в свою очередь перемещается вместе с клещевинами 4 по валу, при этом рама 1 своими наклонными позами воздействует на ролики 5 клещевин, заставляя их открываться или закрываться.

1.2 Напольно – крышечные краны.

Предназначены для подъема и отведения в сторону крышек нагревательных колодцев при загрузке и выгрузке слитков, представляет собой мостовой кран, передвигающийся по рельсам вдоль цеха над двумя рядами нагревательных колодцев с ручным управлением из кабины или с пульта, расположенного вне крана.

Основные узлы: мост, механизм передвижения моста, механизм подъема крышек и электрооборудование.

Привод механизма передвижения моста установлен на консоли моста, приводными вьяримвримври два колеса с одной стороны моста.

Механизм подъема крышек имеет электрический двигатель 14, тормоз 15, два редуктора 16 и 17, промежуточные валы 18 с зубчатыми муфтами, два шатунно-эксцентрикых механизма с траверсами и захватами. Шатунно-эксцентрикый механизм состоит из двух шатунов 19 с эксцентрикыми шайбами 20, насаженными на шлицы приводного вала, двух угловых рычагов 21, соединяющих шатунные механизмы с вертикальными подвесками 22, на которых подвешены траверса 24 с захватами 23 и амортизаторами.

1.3 Мостовой магнитно-грейферный кран.

Грузоподъемность магнита и грейфера – по 10 тонн. На кране смонтированы две тележки, которые передвигаются по верхнему поясу формы

моста по одной рельсовой колее. Обе тележки моста имеют собственные механизмы передвижения с приводом на 2 колеса.

На грейферной тележке 6 установлен механизм подъема и управления грейфером, состоящий из двух одинаковых однобарабанных грузовых лебедок кранового типа. Этот грейфер применяют для перегрузки зачерпываемых грузов с объемной массой 2-3 т/м³. на тележке 5 с грузовым электромагнитом 3 расположены механизмы подъема и барабан для гибкого кабеля, по которому подводится ток к электромагниту.

Грузовые электромагниты применяют для подъема и перемещения изделий и материалов из черных металлов, обладающих свойствами магнитопроводности: стальные болванки, чугунные чушки, стальные листы и плиты, трубы, рельсы, стальной и чугунный лом, стружка и др.

Механизация погрузочно-разгрузочных работ при помощи электромагнитов имеет преимущества: исключается операция по зачаливанию грузов накатными и цепными стропами; захват и освобождение грузов происходит автоматически; штабеля грузов для захвата электромагнитом могут располагаться с небольшими промежутками. Все это обуславливает соответствующую экономию времени, рабочей силы и площади.

1.4 Кран с лапами.

(Кран с подхватами, пратцен-кран)

Предназначены для перегрузки заготовок с холодильников и стеллажей обжимных и заготовочных станков на склады в штабеля и подачи их со складов к загрузочным устройствам.

На складах готовой продукции при помощи этих кранов сортируют прокат и укладывают его на стеллажи, в штабеля, в клетки и т.д. Кран оборудован грузовой траверсой с откидными управляемыми лапами-подхватами, а также грузовыми электромагнитами, расположенными над ними. (Рис. 140)

Кран состоит (рис. 139) из двух составных частей: моста 1 с механизмом передвижения 2; двух-эталонной тележки 3 с механизмами передвижения, подъема, вращения и опрокидывания лап с подвешенной на грузовых накатах 4 траверсой 5 с шарнирно установленными откидными лапами 6, грузовыми электромагнитами 7 и крюком 8. К траверсе прикреплены две вертикальные штанги 11, проходящие через направляющие 12 шахты и обеспечивающие жесткость подвески.

С помощью механизмов передвижения крана и тележки траверса вводится в зону расположения перегружаемых изделий. Вращением верхней тележки 1 (рис. 3.54) машинист крана ориентирует траверсу с лапами соответственно расположению деталей, а затем механизмами подъема и передвижения нижней тележки 2 подводят лапы под груз и включают подъем. Подъемные барабаны, вращаясь, выбирают грузовые накаты 4 и посредством нижних блюмов 5, установленных на траверсе 6, обеспечивают его подъем с грузом 7, уложенным на лапы 8.

После доставки груза к месту складирования включается механизм управления лапами, при этом барабан управления 13, вращаясь, выбирает канат

управления 14, который огибая блоки 15, воздействует на нижний блок 16, установленный на задней стороне лап, поворачивая лапы относительно оси шарниров. В результате сползает груз с лап на место складирования.

Если детали уложены так, что непосредственный подхват их лапами невозможен, используют электромагниты 17. Для этого лапы отклоняются механизмом управления на угол $\geq 45^\circ$, а после взятия груза электромагнитами возвращаются в исходное положение, обеспечивая страховку в случае возможного отпадания грузов от магнита.

1.5 Кран магнитный с поворотной траверсой.

Выполняет те же операции, что и краны с подхватами: перегружает заготовки и прокат со стеллажей и холодильников в штабеля и подает их для дальнейшей обработки или отправки потребителям. Так как эти краны перемещают длинномерный прокат (балки, рельсы, листы, трубы длиной до 15 м, температурой до 600°C), то они отличаются от мостовых кранов общего назначения наличием траверсы, подвешенной на двух полиспадах с двумя или тремя электромагнитами.

Тележка крана состоит из двух частей: неповоротной 7 и поворотной 9. К поворотной части на полиспадах подвешена траверса 5 с электромагнитами 6.

1.6 Кран с механизмом вращения главного крюка.

Применяют для перемещения рулонов в цехах холодной прокатки, где в соответствии с технологическим процессом на крюк навешивают магнит, скобу, клещи или специальную траверсу с раздвигающимися лапами. На раме тележки 7 установлены механизмы подъема главного 5 и вспомогательного 4 крюков и собственного передвижения. Рама 6 с механизмом вращения главного крюка подвешена к тележке на канатах полиспасной системы. Краны с механизмом вращения крюка имеют преимущество по сравнению с кранами с поворотной тележкой:

1) меньше масса и габаритные размеры;

2) Возможность установки их вместо нормальных мостовых кранов общего назначения при этой же грузоподъемности и габаритных размерах, на не имеющих механизма вращения крюка.

1.7 Посадочные краны.

Предназначены для загрузки заготовок в горизонтальные нагревательные печи, выгрузки их из печи и подачи в прокатный стан. Состоит из моста 2 с механизмом передвижения 5 к ходовым колесам 7 в поперечных валках 6, главной 1 и вспомогательной 3 тележек с общим питанием от троллейных приводов.

Главная тележка состоит из двух частей: неповоротной и поворотной.

В неповоротной части: рама 13 с ходовыми колесами 14, рееееееее шахта 15, с предохранительными роликами 16. Ходовые колеса перемещаются по верхнему поясу моста, предохранительные ролики – по нижнему и воспринимают усилие от нагузков, опрокидывающих тележку.

На неповоротной раме укреплен круговой рельс, на который опирается поворотная часть тележки.

Металлоконструкция поворотной части тележки состоит из рамы 20, внутренней решетчатой шахты 11, колонны 9 и кабины 18. Внутри шахты установлены двумя рядами направляющие ролики 10 для вертикального перемещения колонны. На нижнем конце колонны находится двухэтажная кабина 18, на которой размещены клещевой захват 8 и его механизмы: качания 18 и захвата 19.

Рис. 142 – Механизм захвата.

Для удержания слитка в горизонтальном положении его конец зажимается захватами 2, является сменной передней частью клещей 1, электродвигателем 11.

Кран работает в следующем порядке. Заготовку на месте ее хранения захватывают механизмами захвата и качания клещей, кран перемещается к печи и заводит заготовку через окно в печь. В обратном порядке заготовку из печи подают краном на рольганг к рабочей клетке стана.

Грузоподъемность клещей 2 т, вспомогательного подъема – 10 т.

1.8 Кран для транспортирования слябов (кран с управляемыми клещами)

Применяется в отделениях непрерывной разливки стали и прокатных цехах и предназначены для транспортирования и складирования слябов горячего до 900 °С и холодного проката. Кроме клещей краны оборудуются грузовыми магнитами и крюками разной грузоподъемности.

Кран состоит из 3х основных частей: моста 1 с механизмом передвижения 2, двухэтажной тележки 3 с механизмами подъема, передвижения, поворота и управления клещами, траверсы 4 с клещами 5.

Тележка состоит из нижней неповоротной части и верхней поворотной части.

Рама нижней неповоротной части прямоугольной формы, имеет ходовые колеса, которыми тележка опирается на рельсы моста и передвигается вдоль него.

Рама верхней поворотной части имеет круглую форму. Катки опираются на круговой рельс, закрепленный на нижней неповоротной части. На ее площадке смонтированы механизмы вращения, подъема и управления клещами и подвешена на накатах траверсы с блоками, крюками и клещевыми устройством.

Клещевой захват (Рис. 144) является основным рабочим органом крана, выполнен в виде рычажного механизма, который осуществляет захватывание и удержание груза за счет собственной силы тяжести груза и клещей.

1.9 Краны для раздевания слитков (Рис. 147, 148)

Краны для раздевания слитков (стрипперные) применяются в мартеновских, электросталеплавильных и кислородно-конвертерных цехах металлургических предприятий и предназначены для освобождения (раздевания) стальных слитков из изложниц.

Общая характеристика

Современные стипперные краны для крупных мартеновских и конвертерных цехов изготавливают трехоперационными для выполнения следующих основных операций: раздевание слитков, отлитых в изложницы с

уширением сверху; разделение слитков, отлитых в изложницы с уширением книзу; отрывание от поддонов слитков с уширением книзу.

При разведении слитков преодолеваются силы трения, возникающие между стенками остывающего слитка и изложницы. Иногда сталь попадает в выбоины на внутренних стенках изложниц, и силы сопротивления в результате достигают значительной величины. Поэтому для надежного освобождения слитков из изложниц краны оборудованы специальными рабочими органами: большими и малыми клещами, штемпелем с наконечником, а большие усилия, создаваемые винтовой парой механизма выталкивания, гарантируют извлечение слитков из изложниц.

Краном могут выполняться также различные вспомогательные операции посредством крюка, подвешиваемого с помощью специальной траверсы к проушинам больших клещей. Для уборочных работ на вспомогательный крюк может навешиваться электромагнит грузоподъемностью 20 т.

В целом кран для разведения слитков состоит из двух основных составных частей: моста 1 с механизмом передвижения 2 и тележки 3 с механизмами и прикрепленной снизу шахтой 4 с рабочими органами: большими 5 и малыми 6 клещами, штемпелем 7 механизма выталкивания. Тележка опирается ходовыми колесами на рельсы, по которым она может перемещаться вдоль пролетных балок моста. Управление краном производится из герметически закрытой и теплоизолированной кабины 8, прикрепленной на кронштейнах к шахте и снабженной установкой для кондиционирования воздуха. Вход на кран осуществляется с посадочной площадки 9 и с подкрановых путей. Вход с посадочной площадки на раму тележки и в кабину производится через переходные площадки и маршевые лестницы 10, расположенные по всей высоте шахты.

Снизу к большим клещам подвешена траверса 11 с крюком вспомогательного подъема 12 и грузовым электромагнитом 13.

Как отмечено выше, стрипперный кран обеспечивает выполнение трех основных технологических операций, схема взаимного расположения слитков, изложниц и рабочего инструмента при этом показана на рис. 149

Освобождение слитков 1, отлитых уширением кверху (рис. 149, а), от изложниц 2 осуществляется с помощью малых 3 и больших 4 клещей. Предварительно большими клещами со слитка снимают надставки, в которых формируется его прибыльная часть. При разведении слиток захватывается кернами малых клещей за прибыльную часть 5 и вытягивается вверх, больше клещи при этом своими упорами 6 прижимают изложницу к поддону 7, лежащему на железнодорожной платформе 8, установленной на рельсовом пути 9 цеха.

2.0 Литейные краны (Рис 150)

Литейные краны мостового типа применяются в мартеновских, электроплавильных и кислородно-конвертерных цехах металлургического производства и предназначены для транспортирования, заливки или разлива расплавленного металла, а также для выполнения ряда вспомогательных операций по обработке ковшей, ремонту оборудования и уборке цехов.

Общая характеристика

По характеру основной выполняемой операции литейные краны сталеплавильного производства подразделяются на три типа: миксерные, обеспечивающие заливку расплавленного чугуна из чугуновозных ковшей в миксер (сосуд-накопитель жидкого чугуна, установленный на рельсовые тележки); заливочные, выполняющие операции заливки расплавленного чугуна в мартеновскую печь, электропечь или конвертер; разливочные, производящие разливку расплавленного металла (преимущественно стали) в изложницы или в установку непрерывной разливки стали (УНCR). Разливочные краны применяют также в сталеплавильных, электроплавильных и литейных цехах машиностроительных заводов.

Основной грузозахватный орган литейного крана – специальная траверса 10 с двумя однорогими пластинчатыми крюками 11 для захватывания и удержания ковша 12. Вспомогательными грузозахватами являются крюки вспомогательного 13 и ремонтного 14 подъемов тележки 6.