

**Министерство сельского хозяйства
Российской Федерации**

Технологический институт-филиал ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

**А.А. Хохлов
С.Н. Петряков**

**ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ
ВО ВНУТРИПРОИЗВОДСТВЕННЫХ КОММУНИКАЦИЯХ:
краткий курс лекций**



Димитровград - 2019

УДК 631.3.0
ББК 39.3
Х - 86

Хохлов, А.А. Подъемно-транспортные машины и оборудование во внутрипроизводственных коммуникациях: краткий курс лекций / А.А. Хохлов, С.Н. Петряков - Димитровград: Технологический институт – филиал УлГАУ, 2019.- 72 с.

Рецензенты: Голубев Владимир Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация мобильных машин и технологического оборудования» ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

Ротанов Евгений Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Естественнонаучные и технические дисциплины», ПКИУПТ (филиал) ФГБОУ ВО «МГУТУ ИМ. К.Г.РАЗУМОВСКОГО (ПКУ)»

Подъемно-транспортные машины и оборудование во внутрипроизводственных коммуникациях: краткий курс лекций предназначен для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Утверждено
на заседании кафедры «Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов»
Технологического института – филиала
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ,
протокол № 1 от 4 сентября 2019г.

Рекомендовано
к изданию методическим советом Технологического
института – филиала
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ
Протокол № 2 от 10 октября 2019г.

© Хохлов А.А., Петряков С.Н., 2019

© Технологический институт – филиал ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ, 2019

1. КРАТКИЙ КУРС ЛЕКЦИЙ

по дисциплине

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ВО ВНУТРИПРОИЗВОДСТВЕННЫХ КОММУНИКАЦИЯХ

Общие сведения о ГПМ

1. Классификация и анализ конструкций ГПМ.

Грузоподъемные машин подразделяются на:

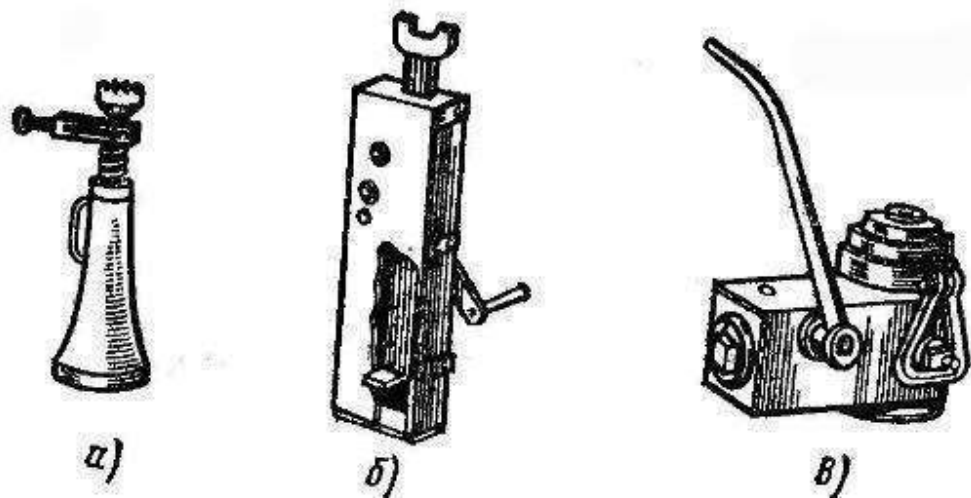
-**подъемные механизмы**, которые представляют собой группу механизмов периодического действия, предназначенных для подъема и перемещения грузов. Часто они являются элементами

более сложных агрегатов – кранов и подъемников;

-**краны**, представляющие собой сочетание отдельных подъемных механизмов с фермой или остовом крана и предназначенные для подъема и перемещения свободно подвешенных или закрепленных на них грузов;

-**подъемники**, представляющие собой группу машин периодического действия для подъема грузов и людей по направляющим.

-**домкраты**, представляют собой толкатели, поднимающие и перемещающие груз на небольшое расстояние. Они могут быть различных видов.



Домкраты:

a — винтовой; *b* — зубчато-реечный; *c* — гидравлический

Домкраты телескопического типа могут иметь до 5-6 ступеней. Их диаметр может достигать 1 м, а длина 15м.

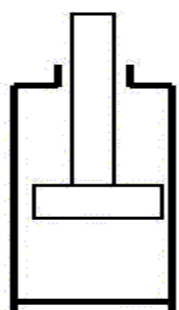
Нагрузки, которые могут преодолевать гидравлические домкраты, могут достигать сотен кН, механические – десятков кН, а пневматические – нескольких кН.

Домкраты используются как самостоятельные грузоподъемные устройства для производства ремонтных и регламентных работ и в качестве грузоподъемных механизмов в составе более сложных ГМП (кранов, подъемников).

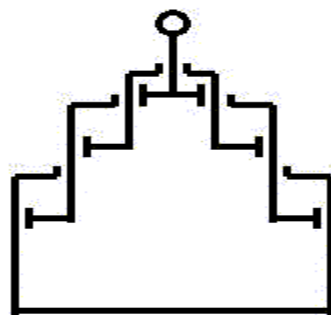
Полиспасты представляют собой систему из подвижных и неподвижных блоков, соединенных канатами или цепями. В зависимости от назначения полиспасты делятся на: **прямые**, для выигрыша в силе и **обратные**, для выигрыша в скорости.

Лебедки представляют собой сочетание приводного барабана и тягового органа. Они используются для подъема и перемещения грузов. Могут использоваться как самостоятельные ГМП.

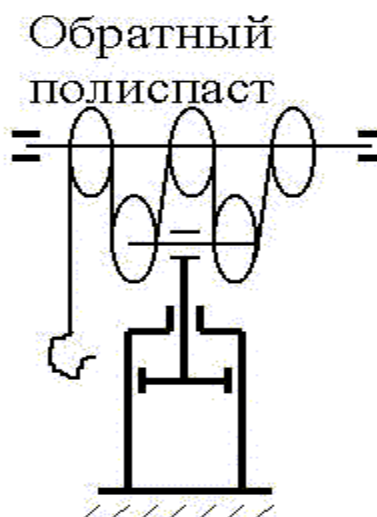
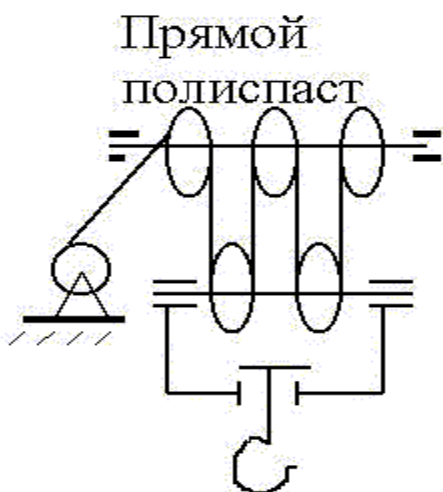
Гидравлические или пневматические телескопические домкраты



Одноступенчатый домкрат



Многоступенчатый домкрат



Лебедки представляют собой сочетание приводного барабана и тягового органа. Они используются для подъема и перемещения грузов. Могут использоваться как самостоятельные ГПМ.

К лебедкам также относят:

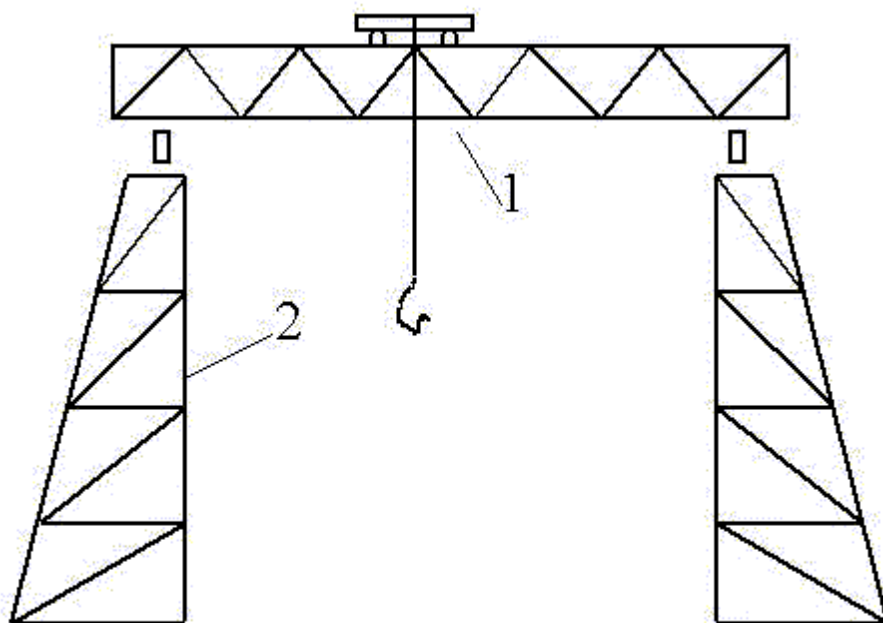
-**таль** – подвешенная неподвижная лебедка;

-**тельфер** – подвешенная лебедка с приводом передвижения (ручной, электрический, гидравлический или пневматический).

Краны:

Пролетные. К ним относят краны мостовые, козловые, кабельные и мостокабельные. Горизонтальное перемещение грузов у таких кранов осуществляется с помощью поступательного смещения самого крана и поступательного движения крановой тележки.

Мостовой кран обеспечивает обслуживание прямоугольной площади в закрытых помещениях.



1 - мостовой кран, 2 - эстакада.

Козловые краны применяются при обслуживании больших открытых площадей. При длине пролета козлового крана свыше 30 м плоская нога крепится к мосту шарнирно для компенсации температурных напряжений. Пространственная нога крепится также шарнирно для компенсации изгиба моста при передвижении крана, когда один его край "забегает" по отношению к противоположному.

Кабельные краны применяются при пролетах порядка сотен метров (до 1 км). Одна нога

крана выполняется пространственной (при этом должна обеспечиваться повышенная устойчивость). Вторая нога крана делается плоской, качающейся.

Стреловые (консольные) краны. К ним относятся краны настенные, мачтово-стреловые, башенные, порталные, плавучие и самоходные. Горизонтальное перемещение груза обеспечивается либо вращательным движением стрелы, либо поступательным движением тележки (по стреле) или целиком всего крана.

Настенные краны с вращающейся колонной являются простейшим видом стреловых кранов.

Классификация кранов:

а) По степени подвижности

- подвижные (самоходные, прицепные);
- полустационарные (обслуживающие ограниченные площади);
- стационарные (мачтово-стреловые, настенные).

б) По направлению возможного перемещения груза

- с прямолинейным поступательным перемещением в двух взаимно перпендикулярных направлениях;
- с поворотной стрелой и радиальным перемещением груза за счет изменения вылета стрелы;
- комбинированные, т.е. обеспечивающие поступательное движение крана и (или) тележки крана с одновременным поворотом стрелы;
- с перемещением в произвольном направлении.

в) По грузоподъемности

- легкие (до 10 т);
- средние (10-40 т);
- тяжелые (свыше 40 т).

г) По типу привода

- с ручным приводом;
- с электрическим приводом;
- с гидравлическим приводом;
- с пневматическим приводом.

2. Специальные требования к ГПМ

Вопросы конструирования и эксплуатации ГПМ, предназначенных для работы со специальными машинами, подчиняются требованиям Госгортехнадзора РФ.

По сравнению с общепромышленными типами ГПМ, для кранов, работающих со специальной техникой предусматриваются требования.

- повышенной надежности;
- минимального веса и минимальных габаритов (в ряде случаев);
- повышенной безопасности работ;
- ограничения максимальных динамических нагрузок.

Требования к спецГПМ. 1. СпецГПМ выбираются из числа выпускаемых промышленностью или проектируются с учетом всех видов предстоящих грузоподъемных работ.

2. ГПМ общепромышленного назначения в случае работы с разрядными грузами должны соответствовать следующим требованиям:

- снижение грузоподъемности на 25%;
- обеспечение надежной и равномерной укладки каната на барабан путем установки тросоукладчика;
- скорости механизмов ГПМ должны плавно регулироваться, а для обеспечения точной и безопасной посадки груза должны быть предусмотрены малые посадочные скорости, причем должны быть предусмотрены блокировки, исключающие самопроизвольное переключение скоростей;
- для смягчения динамических усилий, возникающих при работе, должны предусматриваться амортизаторы;
- расчет на прочность узлов и деталей механизма подъема груза и механизма изменения вылета стрелы производится по действительному режиму работы, но во всех случаях не ниже среднего;
- механизмы ГПМ должны быть оборудованы предохранительными и блокирующими устройствами (ограничители грузоподъемности, а также вылета стрелы и высоты подъема грузового крюка) и дублирующими тормозными устройствами;
- каждый механизм подъема и изменения вылета стрелы должен иметь по 2 тормоза (для механизма с винтовым изменением вылета стрелы допускается установка одного тормоза и приспособления, ограничивающего максимальный ход винта);
- для механизмов подъема груза и поворота ГПМ на случай отказа подачи энергии к приводу должны быть предусмотрены надежные устройства для разворота крана и безопасного спуска груза вручную;
- спецГПМ должны обладать высокой устойчивостью с коэффициентом запаса $k > 1,25$ (для общепромышленных кранов $k > 1,15$).

3. Основные параметры ГПМ

а) Номинальная грузоподъемность Q [т]

Она выбирается по нормальному ряду грузоподъемностей:

1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100...

В грузоподъемность крюковых кранов входит только вес груза, а для кранов, оборудованных специальными приспособлениями для захвата груза (траверсы, грейфер, ковш и т.п.), в грузоподъемность входит вес груза и вес этих приспособлений.

б) Вылет стрелы или пролет крана L [м].

в) Максимальный грузовой момент

· для стрелового крана $M = Q L$

· пролетного крана $M = Q L / 4$

г) Собственный вес крана G [т].

д) Высота подъема крюка или грузозахватного органа H [м].

е) Скорости рабочих движений механизмов крана V [м/с].

ж) Установленная мощность N [кВт]

это суммарная мощность всех двигателей, установленных на кране.

з) Режим работы.

Он зависит от ряда факторов:

· от продолжительности включения (ПВ)

$T_{\text{цикла}} = t_{\text{пуск}} + t_{\text{уст.дв.}} + t_{\text{торм.}} + t_{\text{ост.}}$

$PВ\% = ((t_{\text{пуск}} + t_{\text{уст.дв.}}) / T_{\text{цикла}}) \cdot 100\%$

· от коэффициента использования механизма в течение года

$k_{\text{год.}} = n_{\text{год.}} / 365$,

где $n_{\text{год.}}$ - количество рабочих дней в году.

· от коэффициента использования механизма в течение суток

$k_{\text{сут.}} = n_{\text{сут.}} / 24$,

где $n_{\text{сут.}}$ - число рабочих часов.

· от коэффициента использования механизма по грузоподъемности

$k_{\text{гр.}} = Q / Q_n$,

где Q - средняя грузоподъемность за смену;

Q_n - номинальная грузоподъемность.

- от числа включений механизма в час ЧВ.
- от средней температуры окружающей среды $t_{ср}$.

В зависимости от сочетания этих факторов ГПМ могут работать в следующих режимах:

1. Р - ручной режим;
2. Л - легкий режим ПВ = 15 %;
3. С - средний режим ПВ = 25 %;
4. Т - тяжелый режим ПВ = 40 %;
5. ВТ - весьма тяжелый режим ПВ = 60 %;
6. ВТН - весьма тяжелый непрерывный режим ПВ = 80 %.

Режим работы крана определяется по режиму работы грузоподъемного механизма.

Для стреловых кранов существуют еще две характеристики:

- зависимость грузоподъемности от вылета стрелы $Q = f(L)$;
- зависимость высоты подъема крюка от вылета стрелы $H = f(L)$.

Под вылетом стрелы понимают:

- для кранов на поворотном круге - расстояние между осью вращения поворотного круга и осью крюковой подвески;
- для неповоротных кранов - расстояние от оси заднего колесного хода до оси крюковой подвески.

4. Выбор типа ГПМ.

На выбор типа ГПМ оказывают влияние следующие факторы:

- Род и свойства перемещаемых грузов.
- Требуемая производительность ГПМ.
- Направление и длина пути перемещения.
- Способы укладки груза в начальном и конечном пунктах.
- Особые местные условия.
- Наличие того или иного вида энергии.
- Экономические показатели (капитальные затраты и эксплуатационные расходы).

Показатели выбора

1. Показатель удельного веса

а) для стреловых кранов

$$K_y = G/QL$$

где G - вес крана;

б) для пролетных кранов

$$K_y = 4G/QL$$

2. Показатель удельной мощности

а) для стреловых кранов

$$K_{y.n} = N/QL$$

б) для пролетных кранов

$$K_{y.n} = 4N/QL$$

где N - установленная мощность.

3. Показатель удельной стоимости

$$K_{y.c} = C/G$$

где C - себестоимость изготовления крана.

5. Расчетные нагрузки.

При расчете ГПМ необходимо учитывать возникающие в процессе работы нагрузки и их наиболее опасные сочетания. По этим нагрузкам должен быть проведен расчет ГПМ на прочность и выносливость. Для ГПМ различают три основных расчетных случая в рабочем и нерабочем состоянии.

Нормальные нагрузки рабочего состояния.

Это нагрузки, соответствующие номинальному режиму работы крана.

К расчетным нагрузкам относятся:

- собственный вес крана;
- номинальный вес груза;
- ветровая нагрузка рабочего состояния;
- инерционные нагрузки, возникающие при пуске и торможении механизмов крана;
- нагрузки от уклона местности для сухопутных и от крена при качке для плавучих кранов.

По этим нагрузкам производится расчет на выносливость, долговечность, износ и нагрев.

При переменных значениях нагрузок (в том числе и веса груза), следует принимать в расчете среднее или эквивалентное значение этих нагрузок.

Максимальные нагрузки рабочего состояния.

Они возникают в такие периоды работы крана, когда он подвергается действию максимальных дополнительных и случайных нагрузок.

Они вызываются:

- собственным весом крана;
- номинальным весом груза;

- предельным значением ветровой нагрузки рабочего состояния;
- экстренным торможением механизмов;
- максимально возможным уклоном местности или креном при качке;
- резким пуском или применением интенсивного электрического торможения в случаях, если такие режимы не предусмотрены при нормальной эксплуатации;
- внезапным включением или отключением тока.

Предельные значения таких нагрузок ограничиваются буксованием колес при пуске и торможении, максимальным тормозным моментом, фрикционными муфтами предельного момента и электрозащитой. По этим нагрузкам производится расчет прочности и устойчивости крана в целом и отдельных его элементов, причем выбираются наиболее опасные комбинации нагрузок (в пределах действительно возможного их сочетания), определяемые на основе практики расчета и эксплуатации ГПМ.

Нагрузки нерабочего состояния.

В этом случае считают, что кран находится на открытой площадке, все его механизмы не работают и подвергаются действию следующих нагрузок:

- собственный вес элементов крана;
- расчетная ветровая нагрузка нерабочего состояния;
- нагрузки от уклона местности или крена и качки.

По этим нагрузкам производится проверка прочности и устойчивости крана в целом и отдельных его элементов.

Кроме того на этот случай нагружения рассчитываются:

- механизм изменения вылета стрелы;
- противоугонные и тормозные устройства;
- элементы металлоконструкции;
- колесные хода и опорноповоротные устройства.

Кроме основных трех случаев нагружения в ряде расчетов оцениваются и учитываются следующие нагрузки:

- при транспортировке;
- при монтаже;
- сейсмические;
- от взрывной волны;
- от соударения с буферами и препятствиями.

По этим усилиям производится проверка прочности и устойчивости крана и его элементов.

6 Выбор запасов прочности и допускаемых напряжений.

Обычные методы расчета позволяют определить напряжения с удовлетворительной степенью точности лишь для сравнительно немногих простейших случаев нагружения.

В некоторых случаях величина и распределение напряжений в теле деталей не поддаются расчету. К нерасчетным деталям относятся в основном все базовые и корпусные детали типа станин, картеров, отдельных видов опор.

Если рассмотреть расчетные детали, то их расчет производится при допущениях, которые далеко не всегда выдерживаются в реальных условиях. Главными причинами, обуславливающими

отклонения истинных величин запасов прочности и допускаемых напряжений от величин, определяемых расчетами, являются:

- рассеяние характеристик прочности материала по сравнению с номинальными значениями, которые определяются как среднестатистические по результатам испытаний большого числа образцов;
- неоднородность материала в пределах сечения и по длине детали;
- изменение прочности материала в зависимости от характера нагружения;
- отклонение расчетной схемы от действительных условий нагружения;
- отклонение фактических величин действующих сил от номинальных значений;
- отклонение фактических напряжений от номинальных, обусловленное упругостью системы;
- игнорирование в расчете на прочность и жесткость деталей, сопряженных с рассматриваемой;
- возникновение местных напряжений на участках заделки деталей и на участках приложения сил;
- возникновение дополнительных сил и напряжений, вызванных неточностью изготовления и монтажа;
- возникновение перегрузок вследствие превышения расчетных режимов эксплуатации;
- наличие внутренних напряжений, возникающих при изготовлении детали, обусловленных макро- и микро неоднородностями материала.

В настоящее время существуют три основных направления выбора коэффициентов запаса и допускаемых напряжений:

1. - базируется на использовании упрощенных расчетных методик.

а) - при проектных расчетах предварительно назначается запас прочности, по нему выбираются допускаемые напряжения и по известным формулам сопротивления

материалов и теории упругости определяются размеры сечений.

б) при проверочных расчетах назначаются размеры сечений, определяются напряжения в этих сечениях и сравниваются с механическими характеристиками материала из которого сделана деталь, а затем оценивают значение коэффициента запаса прочности. Это направление чревато опасностью очень большой величины коэффициента запаса прочности (5 - 10).

2. - базируется на полном и точном выяснении фактических напряжений, действующих в детали. Здесь в помощь аналитическому методу определения напряжений используются экспериментальные методы. Однако и это направление имеет свои недостатки. Эти методы разрабатываются для ограниченного числа отдельных типов деталей.

3. - для современных расчетов применяется третье, промежуточное направление, где сделана попытка восполнить пробелы теоретических методов расчета путем представления запаса

прочности в виде произведения ряда сомножителей, каждый из которых отражает ту или иную неопределенность расчета.

$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3$, где n_1 - коэффициент, учитывающий влияние внутренних пороков материала на его механические характеристики:

- при усталостном нагружении:

· для стальных отливок $n_1 = 1,3$

· для проката и поковок $n_1 = 1,1$

- при статическом нагружении:

$n_1 = 1,0$;

n_2 - коэффициент, учитывающий назначение или степень ответственности механизма;

n_3 - коэффициент, учитывающий режим нагружения механизма (в том числе – инерционные силы при пуске и торможении, характер и частоту приложения нагрузки и т.п.).

Расчеты на прочность и выносливость деталей ГПМ производятся по формуле

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_0 / n ,$$

где σ - максимальное действующее в детали напряжение, получаемое с учетом концентраторов напряжений, чистоты поверхности и посадок;

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение;

σ_0 - опасное напряжение для материала при данном напряженном состоянии, которое определяется:

· при расчетах на выносливость

$$\sigma_0 = \sigma_{-1} ,$$

где σ_{-1} - предел выносливости материала детали;

· при прочностных расчетах

$\sigma_0 = \sigma_T$

$\sigma_0 = \sigma_B$

где σ_T - предел текучести материала детали;

σ_B - предел прочности материала детали.

Для определения значений σ_0 существуют определенные соотношения, регламентируемые стандартами.

При расчете на изгиб и кручение для пластичных материалов необходимо учитывать повышение несущей способности в результате перераспределения напряжений по сечению за счет пластических деформаций. Степень повышения несущей способности зависит от многих факторов, главными из которых являются:

- форма сечения детали;
- механические характеристики материала.

Практически это учитывается путем условного повышения σ_T при изгибе и кручении:

$\sigma_{T1} = 1,2 \cdot \sigma_T$ - для проката круглого и прямоугольного сечения из углеродистой стали;

$\sigma_{T1} = 1,0 \cdot \sigma_T$ - для углеродистой стали остальных сечений и для легированной стали остальных сечений;

$\sigma_{T1} = 0,6 \cdot \sigma_T$ - для углеродистой и легированной стали круглого сечения.

7. Классификация специальных узлов и деталей ГПМ.

В ГПМ помимо деталей общего назначения (гибких и жестких передач, подшипников, муфт и т.п.) применяются специальные детали и узлы:

- грузозахватные органы - крюки, петли, стропы, траверсы, магниты, грейферы;
- гибкие грузовые органы - канаты, цепи;
- устройства для навивания гибких органов - блоки, барабаны, звездочки;
- тормозные и стопорные устройства - тормоза, остановы;
- ходовое оборудование - рельсокошесное, пневмокошесное, гусеничное.

Грузозахватные органы.

Они служат для соединения поднимаемых грузов с гибкими грузовыми органами и в зависимости от того, с какими грузами работают, они подразделяются на:

- универсальные - крюки, петли, которые работают с любыми навесными устройствами;
- специальные, которые работают с определенными категориями грузов, например, бады и грейферы работают только с сыпучими грузами. При использовании специальных

захватов значительно повышается производительность крана.

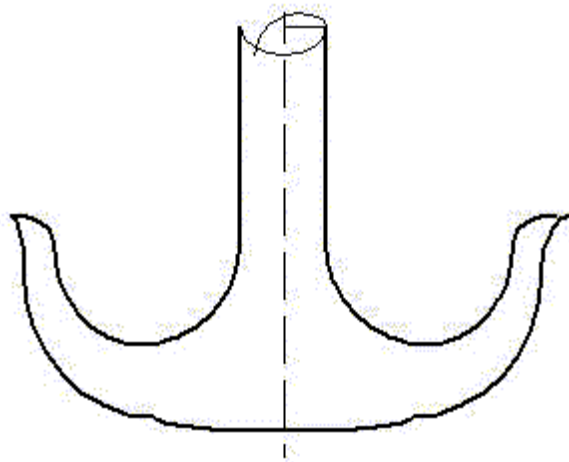
- Универсальные грузозахватные органы.

При небольших грузоподъемностях (до 50 т) применяются однорогие кованые крюки.

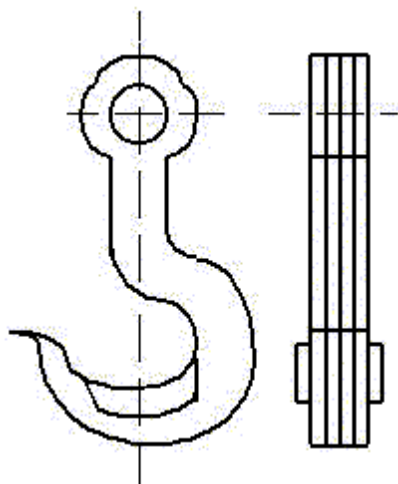
Метрические резьбы применяются при грузоподъемностях до 3 т. При большей грузоподъемности нужны более сильные резьбы, например, трапецеидальная.

Для устранения возможности выпадения стропа из зева крюка применяются предохранительные замки (для специальных кранов).

При грузоподъемностях свыше 50 т применяются двурогие крюки.



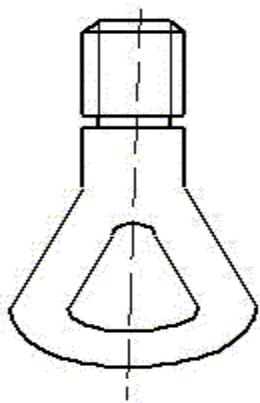
При больших грузоподъемностях используются также пластинчатые крюки, набираемые из отдельных стальных пластин, которые скрепляются заклепками.



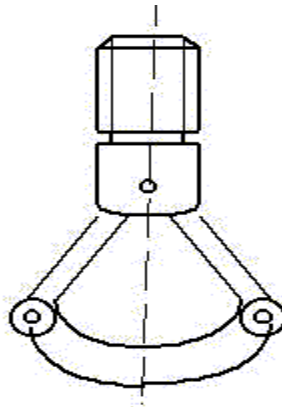
Пластинчатые крюки более дешевы в изготовлении. При грузоподъемностях порядка нескольких сотен тонн применяются двурогие пластинчатые крюки. Для обеспечения равномерного нагружения всех пластин зев пластинчатых крюков обычно оснащается специально спрофилированным вкладышем из мягкой стали. Наличие вкладышей

улучшает работу каната.

Петли (скобы) выполняются либо коваными либо шарнирными в зависимости от грузоподъемности.



а) кованная
петли (скобы)

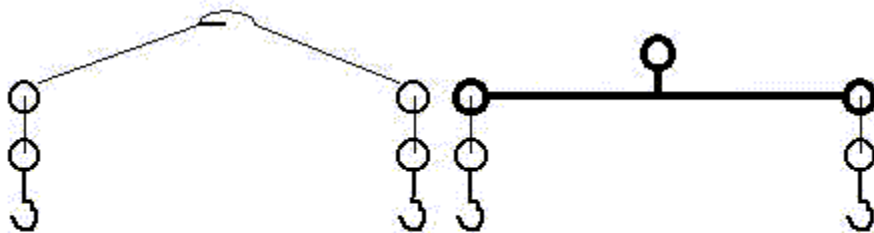


б) шарнирная

- *Специальные грузозахватные органы.*

Стропы, траверсы, захваты, подъемные электромагниты предназначены для работы со штучными грузами, а ковши, бадьи и грейферы - с сыпучими .

Стропы - это короткозвенные участки канатов.

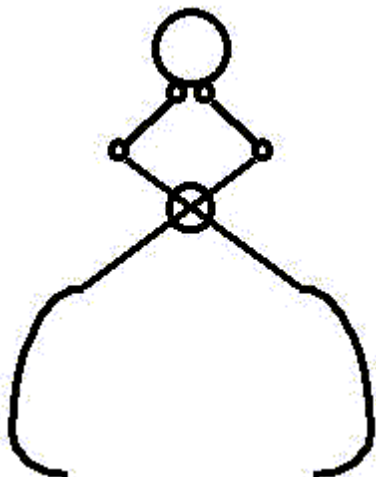


а) строп

б) траверса

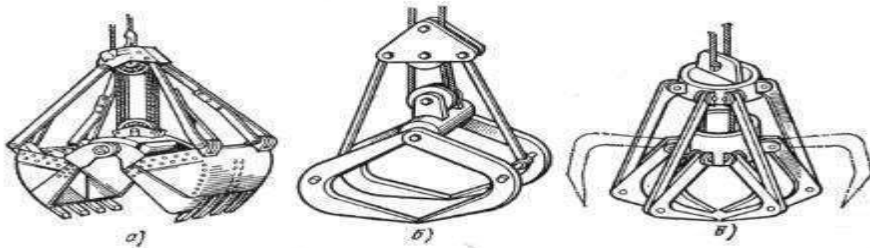
Траверсы применяются для работы с длинномерными грузами.

Клещевой захват используется для перегрузки труб и бревен.



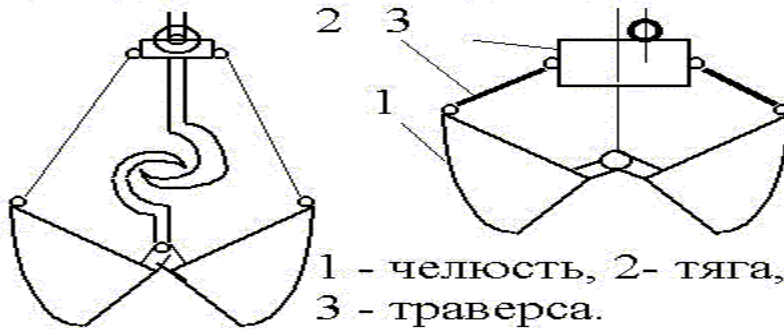
Эксцентриковый захват предназначен для работы с плоскими грузами.

- **грейфер** применяется значительно чаще и имеет разновидности:



Грейферы:
 а — двухчелюстной для сыпучих материалов; б — двухчелюстной для круглых длинномерных грузов (бревен, труб); в — многочелюстной для кусковых и других материалов

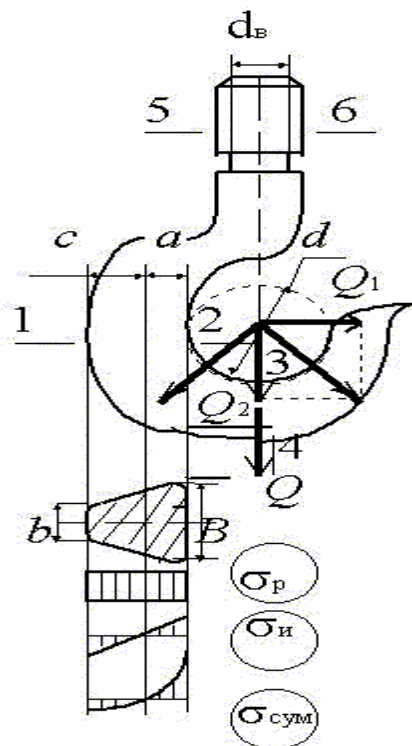
а) **одноканатный грейфер** б) **двухканатный грейфер**



1 - челюсть, 2- тяга, 3 - траверса.

Производительность двухканатной системы выше, но чаще используют одноканатные грейферы, так как они навешиваются на крюк любого крана.

Особенности расчета крюков и петель.



Если нельзя воспользоваться стандартным крюком, то его надо рассчитать.

Основным проектным размером является d - диаметр зева крюка.

Опасными являются сечения 1-2 и 3-4.

Расчет производится в два этапа:

- определяются размеры опасных сечений, считая крюк прямолинейным брусом;
- проверяются эти размеры, считая крюк криволинейным брусом.

$$\sigma_1 = \frac{M_u}{W_{ul}} - \frac{Q}{F}, \quad \sigma_2 = \frac{M_u}{W_{ul}} + \frac{Q}{F}$$

$$\sigma_1 = \frac{Q \cdot (d/2 + a)}{I/c} - \frac{Q}{F},$$

$$\sigma_2 = \frac{Q \cdot (d/2 + a + c)}{I/a} + \frac{Q}{F},$$

$$\sigma_{P(5,6)} = \frac{Q}{\pi \cdot d_B^2}$$

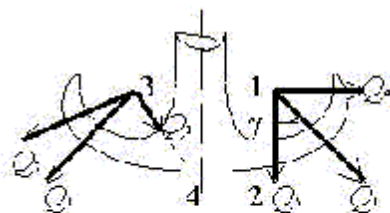
где d_B - диаметр резьбы по впадинам;

I , F - момент инерции и площадь сечения.

Форму сечения крюка выбирают трапецидальной с соотношением размеров $B/b=3$. Такая форма сечения оправдывается простотой изготовления.

$$\tau_{cp} = \frac{Q}{F_{34}}$$

Если груз висит на одном стропе, то в сечении 3-4 возникает напряжение среза от Q_2 , изгиба от Q_1 и растяжения от Q_1 .



В втором крюке расчетное усилие определяется по формуле

$$Q_1 = 1,2 \cdot \frac{Q}{2 \cdot \cos \gamma}$$

где коэффициент перед дробью учитывает неравномерность нагружения.

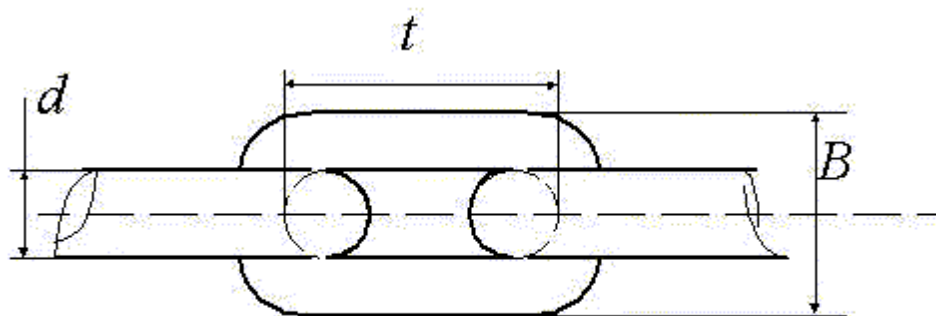
2.3. Гибкие грузоподъемные органы. К ним относятся:

- грузовые цепи
- шарнирные
- стальные канаты.

Грузовые цепи.

Сварные цепи.

Изготавливаются из прутковой мелкозернистой стали Ст.2, Ст.3, Ст.10. Соединяются сваркой встык.



В зависимости от длины звена t цепи подразделяются на

- короткозвенные $t = 2,6 d$
- длиннозвенные $t = 3,6 d$.

В зависимости от точности:

- простые - допуск на $Dt = + 0,1 d$ обозначение СН 20-56 ГОСТ 2319-70;
- калиброванные – допуск $Dt = + 0,03 d$

обозначение СК 20-56 ГОСТ 2319-70, где С - сварная; Н - некалиброванная; К - калиброванная;

20 - диаметр прутка (d); 56 - длина звена (t).

Простые цепи могут работать только с гладкими барабанами и блоками, а калиброванные – со специальными фасонными.

Износ диаметра прутка цепи более 10% - недопустим.

Цепи рассчитывают по формуле

где S_{max} - наибольшее усилие в цепи;

k - коэффициент запаса прочности цепей;

S_p - разрывное усилие цепи.

Для калиброванных цепей нагрузка уменьшается на 35% по сравнению с простыми, чтобы

не было вытягивания цепи.

Тип и назначение цепи	K для ручного привода	K для машинного привода
Грузовая, работающая на гладком барабане (простая)	3	6
Грузовая, работающая на звездочке (калиброванная)	3	8

Характерные режимы работы

Тип и назначение цепи	Скорость подъема при бесшумной работе [м/с]	Рекомендуемая скорость подъема [м/с]
Грузовая, работающая на гладком барабане (простая)	до 1	1,5
Грузовая, работающая на звездочке (калиброванная)	до 0,1	0,5

Пластинчатые (шарнирные) цепи.

Они состоят из отдельных пластин, соединенных валиками и имеют большую грузоподъемность, чем сварные.

Пластины и валики изготавливаются из стали 40, 45, 50 с σ_B до 600 Мпа. Эти цепи хорошо изгибаются только в одной плоскости, поэтому возникают дополнительные нагрузки на пластины. Их изгиб может привести к разрушению цепи. Для работы таких цепей требуются звездочки и специальные профилированные блоки. Цепь работает бесшумно во всем диапазоне рабочих скоростей. Максимально допустимая скорость составляет 0,25 м/с.

Цепи рассчитывают по формуле

где S_{max} - наибольшее усилие в цепи;

$k=3...8$ - коэффициент запаса прочности цепей;

S_p - разрывное усилие цепи.

Недостатки таких цепей:

- они весят больше сварных;
- они дороже сварных;
- они не могут изгибаться в поперечном направлении;

шарниры часто изнашиваются и требуют постоянного контроля.

Стальные проволочные канаты.

Они изготавливаются из стальной светлой или стальной оцинкованной проволоки диаметром от 0,2 до 2...3 мм. с расчетным пределом прочности при растяжении 2600 МПа (в среднем -1600...2000 Мпа).

Классификация канатов

- по роду свивки - одинарной свивки (спиральные);
 - двойной свивки;
- по поверхности контакта
 - с точечным контактом ТК;

- с линейным контактом ЛК (срок службы на 30...100% выше)
- а) с одинаковыми по диаметру проволоками в слое,
- б) с разными по диаметру проволоками в слое,
- в) с одинаковыми в слое, но разными по слоям диаметрами проволок,
- г) с заполняющими пространство между слоями проволоками меньшего диаметра;
- с точечным и линейным контактом;
- по виду свивки - обыкновенные или раскручивающиеся (раскручиваются при снятии крепления);
- нераскручивающиеся (из предварительно свернутых проволок);
- некрутящиеся (закрутка прядей в разные стороны);
- по направлению свивки прядей
- правого направления (слева - вверх - направо);
- левого направления (справа - вверх - налево);
- по направлению свивки проволок в пряди - односторонней или параллельной свивки (стремятся к раскручиванию, нельзя подвешивать груз на одной ветви);
- крестовой свивки (срок службы на 25...50% больше, применяются при многослойной навивке).

Стальные проволочные канаты.

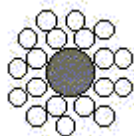
Они изготавливаются из стальной светлой или стальной оцинкованной проволоки диаметром от 0,2 до 2...3 мм. с расчетным пределом прочности при растяжении 2600 МПа (в среднем - 1600...2000 Мпа).

Классификация канатов

- по роду свивки - одинарной свивки (спиральные);
- двойной свивки;
- по поверхности контакта
- с точечным контактом ТК;
- с линейным контактом ЛК (срок службы на 30...100% выше)
- а) с одинаковыми по диаметру проволоками в слое,
- б) с разными по диаметру проволоками в слое,
- в) с одинаковыми в слое, но разными по слоям диаметрами проволок,
- г) с заполняющими пространство между слоями проволоками меньшего диаметра;
- с точечным и линейным контактом;
- по виду свивки - обыкновенные или раскручивающиеся (раскручиваются при снятии крепления);

- нераскручивающиеся (из предварительно свернутых проволок);
- некрутящиеся (закрутка прядей в разные стороны);
- по направлению свивки прядей
 - правого направления (слева - вверх - направо);
 - левого направления (справа - вверх - налево);
- по направлению свивки проволок в пряди - односторонней или параллельной свивки (стремятся к раскручиванию, нельзя подвешивать груз на одной ветви);
- крестовой свивки (срок службы на 25...50% больше, применяются при многослойной навивке на барабан);
- комбинированной свивки.

Канаты одинарной свивки_



TK 1x19 - формула каната.

Относительно одной центральной проволоочки навиты остальные.

TK - точечный контакт;

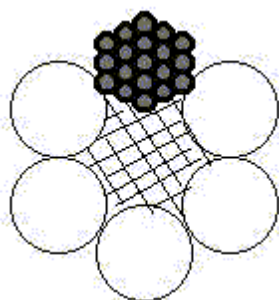
1 - сердечник;

19 - еще 19 проволочек.

Такие канаты обладают большой жесткостью, поэтому используются как растяжки, ванты или несущие канаты для кабельных или мостокабельных кранов. С блоками и барабанами работать не могут.

Канаты двойной свивки.

Эти канаты используются для работы с барабанами и блоками.



TK 6x19+1o.c. 6 - число прядей; 19 - число проволок в пряди; 1o.c. - один органический сердечник.

Сердечники могут быть стальными или органическими волокнистыми: пеньковыми, нейлоновыми, капроновыми, асбестовыми. Асбестовые не боятся высокой температуры и агрессивных сред.

Стальные сердечники используются

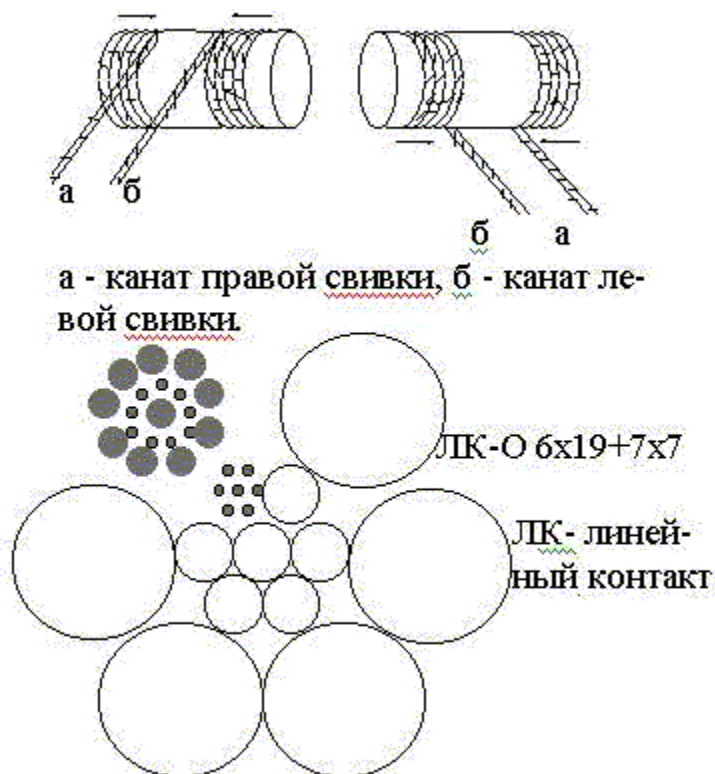
- при многослойной навивке на барабан (канат тогда не сминается от давления верхних витков);
- при резко меняющейся нагрузке;
- при высоких температурах.

Стальной сердечник не увеличивает разрывное усилие каната, так как будучи прямой прядью разрывается при достижении 0,7...0,9 от предельной нагрузки пряди закрученной.

Канаты с органическими сердечниками

- более гибки;
- лучше удерживают смазку, которая поступает не только снаружи (канаты периодически положено смазывать), но и изнутри, так как сердечник пропитан смазкой.

Надо так выбирать намотку каната на барабан, чтобы канат при этом дополнительно подкручивался.



О- в концентрических слоях проволочки одного диаметра и количество проволочек в слоях

одинаково. 6x19 - шесть прядей из 19-ти проволочек каждая. 7x7 - металлический

сердечник из семи прядей по 7 проволок в каждой.

Линейный контакт более перспективен и применяется в ГПМ чаще.

Канаты рассчитывают по формулам:

$$S_{\max} \cdot k \leq S_p$$

где S_{\max} - наибольшее усилие в ветви каната; k - коэффициент запаса прочности; S_p – разрывное усилие каната в целом.

$$D_2 \geq e \cdot d$$

где D_2 - диаметр блока или барабана по средней линии навитого каната, d - диаметр каната, e - коэффициент.

Значения коэффициентов k и e выбираются из следующих таблиц.

Минимально допустимые значения коэффициента запаса прочности каната k

Минимально допустимые значения коэффициента e .

Назначение каната	Тип привода	Режим	k
Грузовые и стреловые	Ручной Машинный	-	4,0
		Легкий	5,0
		Средний	5,5
		Тяжелый и весьма тяжелый	6,0
		-	3,5
Растяжки стрел	-	-	3,5
Оттяжки мачт и опор	-	-	3,5
Канаты лебедок, предназначенных для подъема людей	-	-	9,0
Канаты, используе- мые при монтаже кранов	-	-	4,0

Минимально допустимые значения коэффициента e .

Тип грузоподъемной машины	Тип привода	Группа режимов работы	e
Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов, электрических талей и лебедок.	Ручной Машинный	-	18
		Легкий	20
		Средний	25
		Тяжелый	30
		Весьма тяжелый	35
Стреловые краны	Ручной Машинный	-	16
		Легкий	16
		Средний	18
		Тяжелый	20
		Весьма тяжелый	25
Тали электрические	Машинный	-	22
Лебедки:			
- для подъема грузов	Ручной	-	12
	Машинный	-	20
- для подъема людей	Ручной	-	16
	Машинный	-	25

Сравнительный анализ гибких органов.

Применяя цепи мы добиваемся:

- за счет их повышенной гибкости - уменьшения диаметра барабанов, блоков и звездочек по сравнению с канатными;
- за счет отсутствия органических сердечников - возможности использовать их в помещениях с повышенной температурой, где возможно возгорание сердечников.

Основным видом гибких грузоподъемных органов, применяемых в ГПМ, являются стальные канаты двойной свивки с линейным контактом (ЛК-Р), причем при многослойной навивке на барабан применяют канаты с металлическим сердечником, что уменьшает смятие каната.

Способы соединения грузозахватных приспособлений с канатами.

Они зависят от числа канатов, на которых подвешен груз.

Свободный конец каната или заплетается или прикрепляется зажимами.

С помощью скобы:

Используя коническую втулку:

расплетают канат, вынимают сердечник, загибают концы проволок, надевают втулку, заливают свинцом или баббитом.

Используя клиновую втулку:

При наличии полиспастов применяются крюковые подвески:

б) при четном числе блоков

Полиспасты.

Полиспаст - это система подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом).

Полиспасты используются:

- для увеличения силы (прямые);
- для увеличения скорости (обратные)



На практике кратность полиспаста определяют по следующему правилу:

$$i_{п} = \frac{\text{Число нагруженных ветвей}}{\text{Число ветвей, наматываемых на барабан}}$$

Для его определения рассечем полиспаст и рассмотрим равновесие отсеченной части.

$$\begin{aligned}
 F_1 + F_2 + F_3 + F_4 &= Q_{\text{ГР}} \\
 F_2 &= F_1 \eta; \quad F_3 = F_2 \eta = F_1 \eta^2; \\
 F_i &= F_1 \cdot \eta^{i_n - 1} \\
 Q_{\text{ГР}} &= F_1 \cdot (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}) = \\
 &= F_1 \cdot \frac{1 - \eta^{i_n}}{1 - \eta}
 \end{aligned}$$

где η – КПД блока.

$$F_1 = F_{\text{max}} = Q_{\text{ГР}} \cdot \frac{1 - \eta}{1 - \eta^{i_n}}$$

Отсюда видно, что наибольшее натяжение при подъеме груза возникает в ближайшей к барабану ветви полиспаста. А при опускании груза?

Если от полиспаста канат попадает на барабан через t штук обводных блоков, то усилие на барабане:

$$S_{\text{бар}} = S_{\text{max}} = \frac{F_1}{\eta^t} = Q_{\text{ГР}} \cdot \frac{1 - \eta}{\eta^t \cdot (1 - \eta^{i_n})}$$

КПД полиспаста в целом определяют как отношение полезной работы при подъеме груза $Q_{\text{ГР}}$ на высоту h к затраченной при этом работе, равной $S_{\text{бар}} \cdot i_n \cdot h$:

$$\eta_n = \frac{Q_{\text{ГР}} \cdot h}{S_{\text{бар}} \cdot i_n \cdot h} = \frac{(1 - \eta^{i_n}) \cdot \eta^t}{(1 - \eta) \cdot i_n}$$

При этом КПД блока принимают:

- $\eta = 0,95 - 0,96$ - при установке блока на подшипниках скольжения;
- $\eta = 0,97 - 0,98$ - при его установке на подшипниках качения.

Если h - высота подъема груза, то длина каната, наматываемого на барабан

$L = i_n \cdot h$.

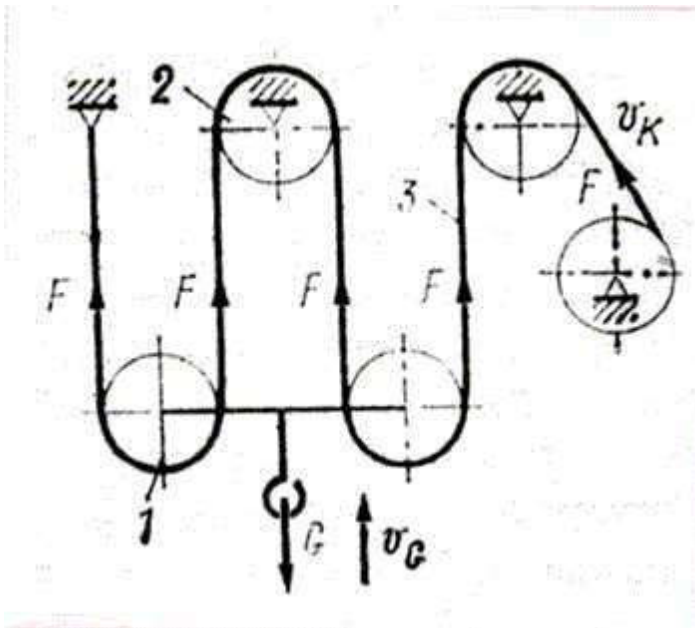
Скорость каната, наматываемого на барабан

$$V = in V_{гр} ,$$

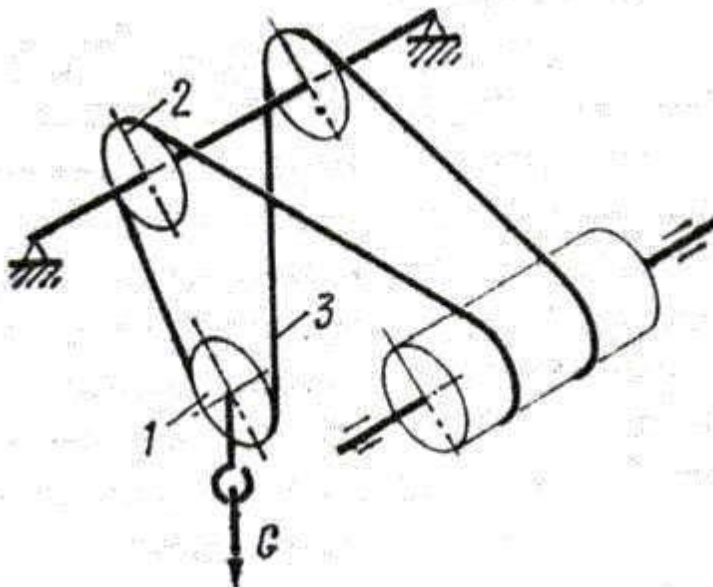
где $V_{гр}$ - скорость подъема груза.

Сдвоенный полиспаст

а) полиспаст прямого действия



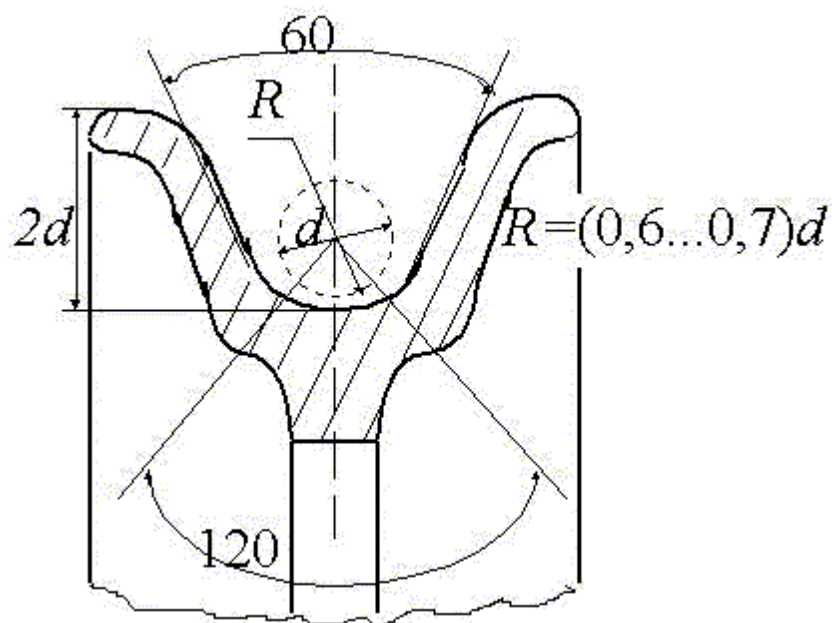
б) сдвоенный полиспаст



Расчет сдвоенного полиспаста ведется аналогично простому, принимая, что "половинки" полиспаста рассматриваются как простой полиспаст при действии на него половинной нагрузки.

8. Блоки, звездочки и барабаны.

Назначение и конструкции блоков.



Блоки применяют для отклонения направления канатов и цепей. Кроме того, они входят в состав полиспастов. Трапецидальный профиль канавки обеспечивает возможность сбега каната под углом 20 градусов.

Блоки изготавливаются:

· литыми

а) из чугуна (марки не ниже СЧ 15-32),

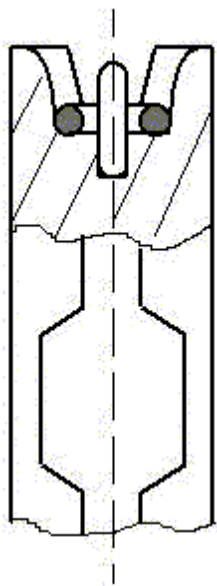
б) из стали (марки не ниже 25ЛШ);

· штампованными (сварными) из низкоуглеродистых сталей (не ниже марки ВСт 3сп).

Для улучшения работы внутреннюю поверхность ручья покрывают (футеруют) пластмассами, резиной, алюминием.

Поверхность ручья	Изнашиваемость
Чугунный шкив	1,0
Стальной блок	1,1
Алюминиевая футеровка	0,8
Капроновая футеровка	0,4..0,5

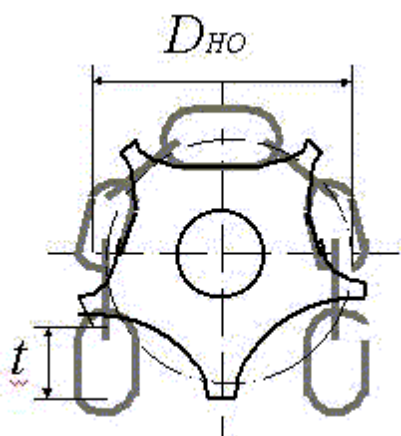
Звездочки.



Звездочки представляют собой блоки с фасонной поверхностью для работы со сварными и пластинчатыми цепями.

Для сварных калиброванных цепей применяют литые из стали и чугуна звездочки.

По сравнению с блоком уменьшается диаметр. Шейки выполняются плоскими и поэтому звенья цепи при работе не испытывают изгибающих напряжений.

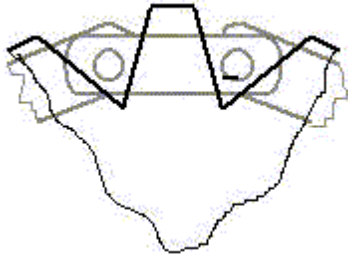


$$D_{НО} = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90}{z}}\right)^2}$$

где t - шаг цепи, d - диаметр прутка цепи, z - число гнезд на звездочке.

При $z \geq 6$ и $d \leq 16$ мм

$$D_{HO} = \frac{t}{\sin \frac{90}{z}}$$



$$D_{HO} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}$$

Диаметр начальной окружности (по центру прутка из которого сделана цепь).

Для пластинчатых цепей звездочки делают литыми или из проката.

где t - шаг цепи, z - число зубьев звездочки.

Назначение и конструкции барабанов.

Барабаны предназначены для преобразования вращательного движения привода в поступательное перемещение груза. Кроме того барабаны служат и для собирания каната. Обычно они цилиндрической формы, но иногда, когда для работы крана требуется постоянство момента (например, в механизме изменения вылета стрелы), т.е.

$$M = S_{\max} R_{\min} = S_{\min} R_{\max} = \text{const},$$

применяются барабаны конической формы.

Барабаны выполняются литыми из чугуна (не ниже марки СЧ 15-32) или из стали (не ниже 23ЛШ), а так же сварными из стали (не ниже ВстЗсп).

По характеру навивки каната барабаны подразделяются на

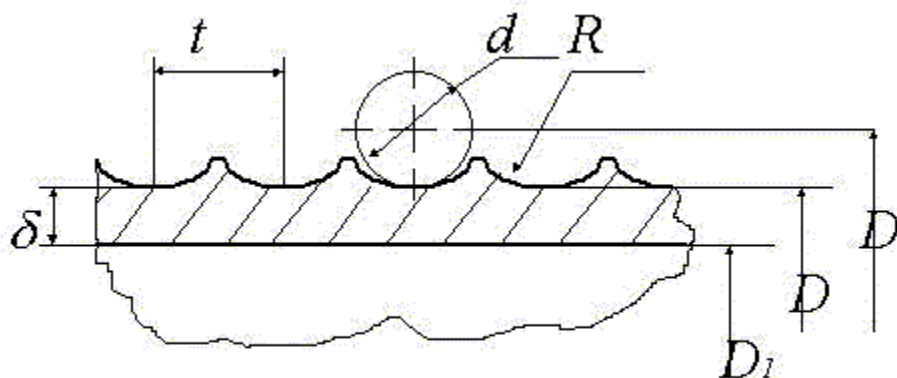
- барабаны однослойной навивки,
- барабаны многослойной навивки.

Последние, из-за значительных деформаций каната в нижних слоях, целесообразно применять лишь при очень большой длине каната. Кроме того, каждый последующий слой укладывается с противоположным направлением навивки, что приводит к смятию и выпучиванию витков.

По форме рабочей поверхности различаются

- гладкие барабаны
- барабаны с винтовой канавкой по обечайке (канавка способствует __правильной укладке

каната, а при его сматывании с барабана - увеличивает трение, что обеспечивает угол сбега каната с барабана до 6 градусов против 2 градусов на гладких барабанах.



Для однослойной навивки:

- шаг нарезки $t = d + (2...3)$ мм;
- радиус канавки $R = 0,54 d$.

По требованиям Госгортехнадзора бортики должны выступать над верхним слоем каната на величину не менее $2d$.

Канатоемкость барабана зависит от высоты подъема груза

$$L = H i_n,$$

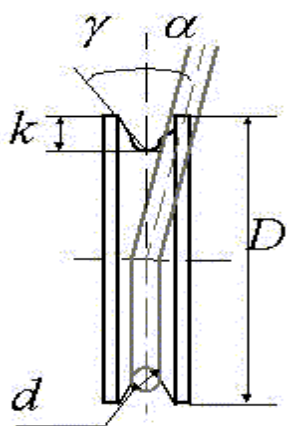
где L - рабочая длина каната;

H - наибольшая высота подъема груза; i_n - кратность полиспаста.

Число рабочих витков нарезки

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_2} = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot D_2}$$

Для нормальной работы канат не должен отклоняться от плоскости, проходящей через ось блока более, чем на угол γ , зависящий от формы ручья блока.



$$\operatorname{tg} \gamma \leq \operatorname{tg} \alpha \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(1 + \frac{d}{D}\right)^2}{\left(1 + \frac{2 \cdot k}{D} + \frac{d \cdot \sin \alpha}{D}\right)^2}}$$

где $2\alpha = 60$ град, а γ принимают в расчетах для гладких барабанов 2 градуса, а для нарезных барабанов 6 градусов.

9. Тормозные и стопорные устройства ГПМ.

Классификация.

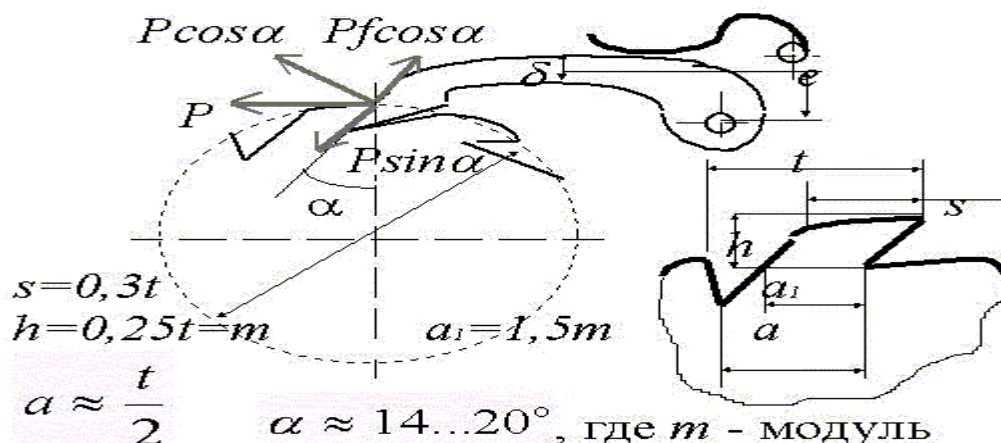
Тормоза и стопорные устройства			
Остановы		Стопорные тормоза	Тормоза-регуляторы скорости
для стопорения вращения	Для стопорения поступательного движения		
Храповые	Гидрозамки	Колодочные	Электромагнитные
Фрикционные	Механические замки	Ленточные	Центробежные
Гидравлические замки		Осевые	Дисковые
		Грузоупорные	Конусные

Условия работы ГПМ требуют наличия устройств, обеспечивающих остановку механизма, удержание груза в определенном положении, а также перемещение исполнительного органа механизма с определенной скоростью.

Остановы для стопорения вращающихся валов.

- Храповой останов.

$$a \approx \frac{t}{2} \quad \alpha \approx 14 \dots 20^\circ, \text{ где } m - \text{модуль}$$



Останов служит для стопорения механизмов, скорость которых близка к нулю. Самостоятельно они не применяются, а входят в состав более сложных тормозных устройств. Обычно останов ставится на самом быстроходном валу привода.

Храповой останов состоит из собачки и храпового колеса.

Недостатки храпового останова:

- шум при переходе с одного зуба на другой;
- резкое возрастание нагрузки при стопорении (динамические нагрузки).

Борьба с динамическими нагрузками в момент стопорения сводится к установке по периметру

нескольких собачек, смещенных на долю шага. Так, вход в зацепление на расстоянии 1/3 шага при трех собачках снижает втрое динамические нагрузки.

Работа останова возможна при выполнении условия

$$P \sin \alpha > P_f \cos \alpha$$

Окружное усилие:

$$P = \frac{2 \cdot M_k}{D} = \frac{2 \cdot M_k}{z \cdot m}$$

где D - внешний диаметр храпового колеса, z - число зубьев колеса, m - модуль зацепления храпового колеса, M_k - крутящий момент.

Ширина собачки B выбирается с запасом на неточность монтажа

$$B = b + (2 \dots 3) \text{ мм},$$

где b - ширина храпового колеса.

Зуб храпового колеса рассчитывают

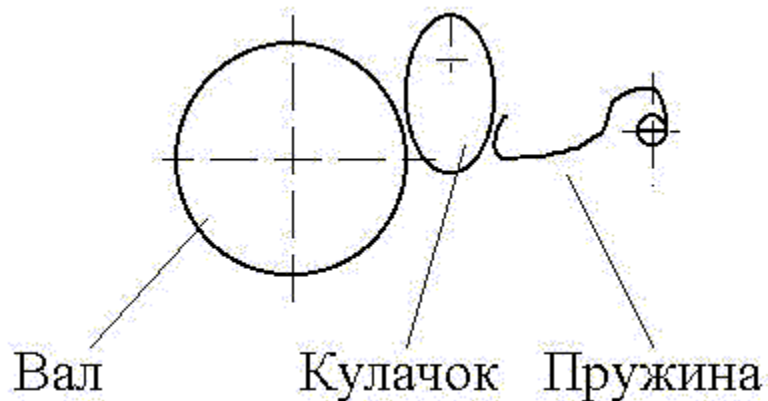
- на смятие кромок,
- на изгиб,

а собачку

- на смятие кромок,
- на сжатие
- на изгиб.

- **Фрикционные остановы.**

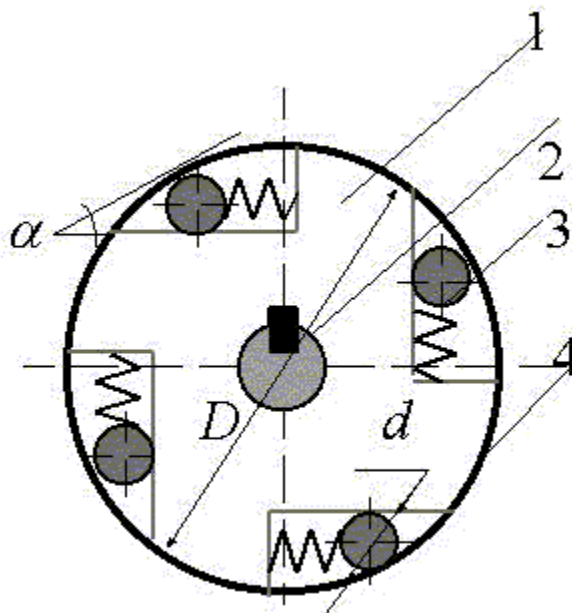
а) Кулачкового типа.



Применяются редко, так как имеют существенные недостатки:

- изгибают вал;
- не защищены от попадания грязи и масла;
- большой износ поверхностей из-за постоянного трения.

б) Роликовые остановы (муфты свободного хода).



1 - муфта свободного хода, 2 - вал, 3 - ролик, 4 - неподвижный тормозной барабан.

При вращении муфты против часовой стрелки ролики не препятствуют движению. При смене направления вращения муфты ролики попадают в узкую часть выемки, где и заклиниваются.

Обеспечивается большая плавность срабатывания, безударное приложение нагрузок и

высокая надежность (система закрытая). Все ролики подпружинены для обеспечения постоянной готовности к заклиниванию.

- . Стопорные тормоза.

Они предназначены для остановки исполнительного элемента на определенном пути торможения и удержания его в данном положении при заданном запасе тормозного усилия.

К тормозам предъявляются следующие требования:

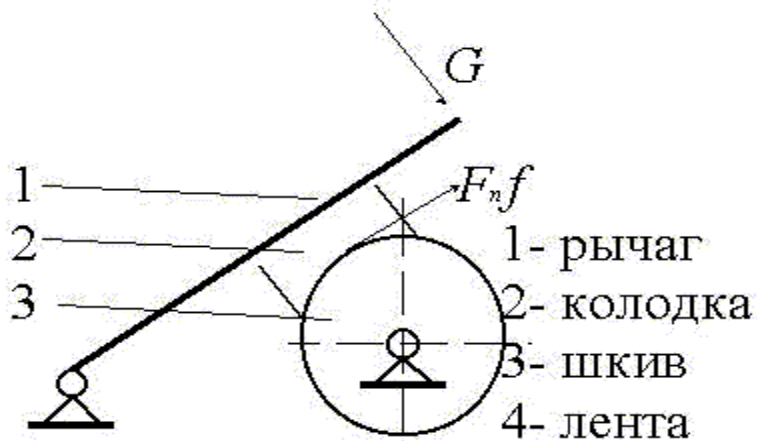
- соответствие тормозного момента заданным условиям работы;
- быстродействие;
- стабильность значения тормозного момента в различных условиях эксплуатации;
- высокая теплоотдача;
- минимальные габариты.

Классификация тормозов

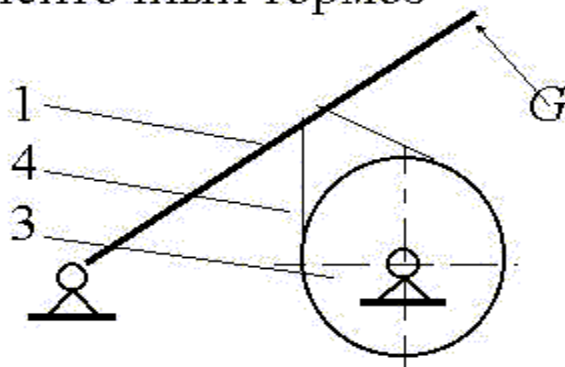
а) по конструктивному исполнению

- Тормоза радиального нажатия

- колодочный тормоз

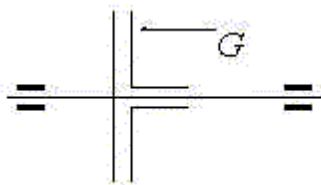


- ленточный тормоз

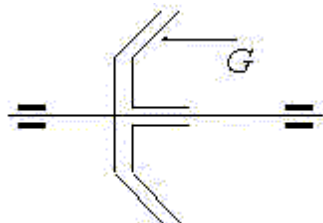


- Тормоза осевого нажатия

- дисковый тормоз



конусный тормоз



б) по принципу действия:

- автоматические тормоза;
- управляемые с помощью педалей и рукоятей.

в) по характеру действия приводного усилия:

- нормальнозамкнутые с помощью пружины или груза;
- нормальноразомкнутые.

г) по типу привода или способу создания замыкающего (размыкающего) усилия:

- механический;
- гидравлический;
- пневматический;
- электрический (на основе:
 - коротко-или длинноходовых электромагнитов переменного или постоянного тока,
 - однофазных или двухфазных серводвигателей,
 - электрогидравлических толкателей).

Для обеспечения долговечности трущихся поверхностей, увеличения надежности и повышения эффективности, рабочие элементы тормозов снабжаются специальными тормозными накладками, которые изготавливаются из термо- и износостойких материалов с большим коэффициентом трения:

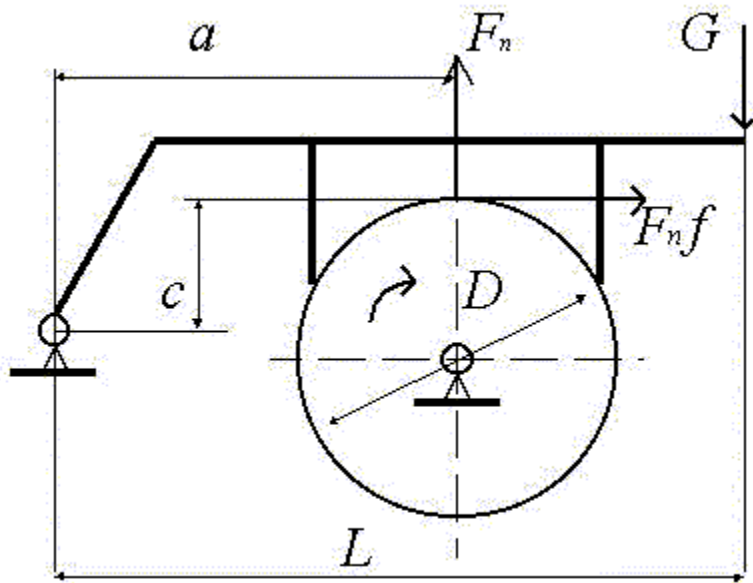
Материал тормозной накладки	Коэффициент трения
Вальцованная стальная лента	0,42
Ферродо (на асбестовой основе)	0,3
Ретинакс ФК-16Л (полимер)	0,35*

Примечание: ретинакс работает при температуре до 750...1000 градусов.

- Колодочные тормоза.

Колодочные тормоза - наиболее часто применяемая в ГПМ конструкция тормозов.

а) Одноколодочный тормоз



Условие торможения: тормозной момент T_t должен быть больше момента T_{DB} , развиваемого электродвигателем

$$T_T = F_n \cdot f \cdot \frac{D}{2} > T_{DB}$$

где F_n - нормальная сила контактного давления, f - коэффициент трения, D - диаметр тормозного шкива.

Тогда необходимое усилие нажатия колодки

$$F_n = \frac{2 \cdot T_T}{f \cdot D}$$

10. Приводы ГПМ.

Классификация приводов.

Привод - это система, состоящая из двигателя, системы управления этим двигателем и передачи

от двигателя к рабочему органу.

В зависимости от назначения различают:

- силовой привод - для привода механизмов;
- привод управления (двигателями, тормозами, муфтами и т.п.).

По виду используемой энергии для создания движущего момента или усилия:

- ручной,
- паровой,
- привод от ДВС,
- электрический,
- гидравлический,
- пневматический.
- комбинированные
- дизель-электрический,
- дизель-гидравлический и т.п.

Для специальных ГПМ при выборе привода учитываются:

- соответствие свойств приводного двигателя заданному режиму ГПМ,
- характер внешних нагрузок
- диапазон их изменения,
- зависимость от параметров движения,
- учет инерционности механизма,
- учет трения в конструкции и т.п.,
- стоимость изготовления и эксплуатации машины с данным типом привода,
- возможность использования того или иного вида энергии в достаточном количестве,
- удобство управления ГПМ,
- особенности эксплуатации ГПМ:
 - взрывобезопасность,
 - пожаробезопасность,
 - температура окружающей среды,
 - постоянная готовность к работе и т.п.
- зависимость работы ГПМ от источника энергии,
- соответствие габаритов привода требованиям рациональной компоновки машины,
- диапазон регулирования скорости.

Наиболее широко используются следующие приводы:

- ручной,
- электрический,
- гидравлический.

Недостатки привода от ДВС:

- невозможность пуска под нагрузкой,
- обеспечивают вращение только в одну сторону,

- невозможность работы с большими перегрузками.

Пневмопривод применяется сравнительно редко - обычно при работе во взрывоопасных помещениях и в качестве управляющего привода (тормозами, муфтами и т.п.).

- Ручной привод.

Маломощный. Применяется на машинах общепромышленного назначения при невысоких грузоподъемностях и скоростях.

На спецГПМ его применение обусловлено:

- необходимостью обеспечивать малые посадочные или стыковочные скорости,
- дублированием основного привода в механизмах подъема груза и изменения вылета стрелы для обеспечения безопасной работы.

Усилие на рукоятку при работе не более 5 минут должно не превышать 200 Н (20 кг), а при более длительной работе - не более 120 Н (12 кг).

- . Электрический привод.

Применяется в ГПМ наиболее широко.

Преимущества:

- постоянная готовность к работе,
- возможность установки индивидуального двигателя в каждый механизм крана, что значительно упрощает конструкцию и управление,
- высокая экономичность,
- легкость регулирования скорости в значительных пределах и удобство реверсирования механизма,
- безопасность работы (простота конструкции и надежность различных предохранительных устройств),
- возможность работы со значительными перегрузками,
- возможность использования электродвигателя в качестве тормоза (генератора при рекуперации энергии),
- относительно низкая стоимость,
- возможность пуска под нагрузкой.

Недостатки:

- габариты электродвигателя в сильной степени зависят от мощности,
- затруднена подача энергии к подвижным ГПМ,

- сложно получать малые устойчивые скорости вращения,
- большая инерционность электропривода, что значительно снижает его быстродействие,
- громоздкость системы управления двигателем с регулируемой скоростью,
- электродвигатели работают с редукторами, а те имеют люфты, поэтому невозможно обеспечить точную остановку механизма.

Выбор типа электродвигателя зависит:

- от рода тока,
- от величины номинального напряжения в сети,
- от номинальной мощности и скорости,
- от вида естественной характеристики двигателя $M=f(n)$,
- от конструктивного исполнения.

Крановые электродвигатели обладают:

- повышенной прочностью,
- повышенной перегрузочной способностью, характеризуемой коэффициентом $k=M_{max}/M_{ном}$.

Тип двигателя	k
Двигатели переменного тока с короткозамкнутым и фазным ротором	до 2,5...3,5
Двигатели постоянного тока	до 4

- малой инерционностью (малым маховым моментом)

$$\omega_0 = \frac{M_u^{PI}}{I} \cdot t_P + \frac{M_u^{PII} - M_u^{PI}}{2 \cdot I} \cdot t_P = \frac{M_u^{PII} + M_u^{PI}}{2 \cdot I} \cdot t_P$$

Крановые электродвигатели предназначены для работы в условиях частых пусков, сопровождающихся значительными перегрузками. К их числу относятся:

- двигатели постоянного тока серии ДП;
- двигатели переменного тока с фазным ротором серии МТВ;
- двигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором серии МТК;
- металлургические спецдвигатели с контактными кольцами серии МТМ;
- металлургические - с коротко-замкнутым ротором серии МТКМ.

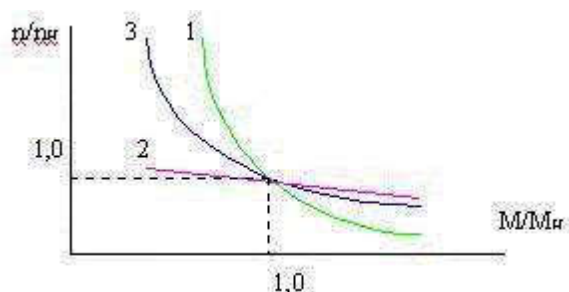
Кроме специальных крановых двигателей в ряде механизмов ГПМ можно применять общепромышленные двигатели:

- с повышенным скольжением серий АС и АОС;
- с повышенным пусковым моментом серий АП и АОП;

- с контактными кольцами серий АК и АОК.

Двигатели постоянного тока серии ДП имеют значительные преимущества перед другими, так как:

- они обладают повышенной перегрузочной способностью по сравнению с двигателями переменного тока;
- у них шире диапазон регулирования скорости;
- их можно чаще включать.



Естественные характеристики двигателей постоянного тока: 1- параллельного возбуждения, 2- последовательного возбуждения, 3- смешанного возбуждения, n , nH - частота и номинальная частота вращения двигателя, M , MH - момент и номинальный момент электродвигателя.

Двигатели постоянного тока по способу возбуждения подразделяются на:

- параллельного возбуждения(2);
- последовательного возбуждения(1);
- смешанного возбуждения (3).

Наиболее мягкая естественная характеристика у двигателей последовательного возбуждения, а жесткая - у двигателей параллельного возбуждения.

Двигатели последовательного возбуждения применяются в ГПМ значительно чаще, так как обеспечивают существенное повышение производительности крана (более легкие, чем номинальный, грузы можно перемещать с большей скоростью).

10.2. ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

УПРАЖНЕНИЕ № 1

Рассчитать механизм подъема настенного поворотного крана, если дано:

$Q = 1,6 \text{ т}$ – грузоподъемность;

$H = 3 \text{ м}$ – высота подъема груза;

$V_n = 0,25 \text{ м/с}$ – скорость подъема груза;

$\text{ПВ} = 25 \%$;

Крюковая подвеска – с верхним расположением блока;

Полиспаст – одинарный;

В схеме механизма подъема – электродвигатель, тормоз, редуктор, барабан.

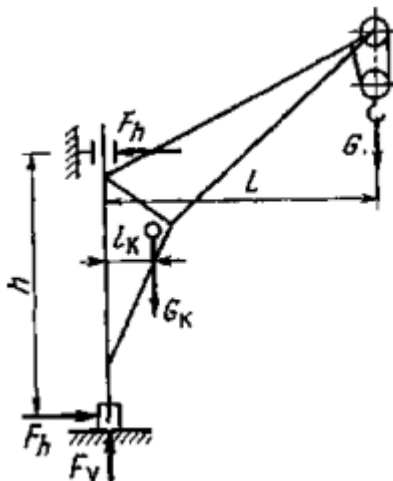


Рис. 1

РЕШЕНИЕ

1. Для показанной на рис. 1 схемы с одинарным полиспастом определяем его кратность:

$$m = \frac{i}{a} = \frac{2}{1} = 2.$$

2. Т.к. $Q < 5 \text{ т}$, принимаем крюк однорогий. Для заданных Q и ПВ выбираем (см. табл. 8 Приложения) крюк № 8.

3. Выбираем канат по разрывному усилию

$$F_{\text{разр}} > F_{\text{max}} \cdot k,$$

где F_{max} – максимальное усилие натяжения каната:

$$F_{\text{max}} = \frac{Q \cdot g}{a} \cdot \frac{1 - \eta_{\text{бл}}}{(1 - \eta_{\text{бл}}^m) \cdot \eta_{\text{м}}^n} = \frac{1600 \cdot 9,8}{1} \cdot \frac{1 - 0,98}{(1 - 0,98^2) \cdot 0,98^1} = 8000 \text{ Н}$$

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

$\eta_{\text{бл}} = 0,98$ – КПД блока на подшипниках качения;

$n = 1$ – число отклоняющихся блоков;

$k = 5,5$ – коэффициент запаса прочности каната при среднем режиме работы.

Тогда

$$F_{\text{разр}} \geq 8000 \cdot 5,5 = 44000 \text{ Н,}$$

и по табл. 10 Приложения выбираем канат типа

ЛК-Р 6х19 + 1 ос,

у которого

$$d_k = 9,1 \text{ мм, } F_{\text{разр}} = 45050 \text{ Н, } \sigma_v = 1666 \text{ МПа.}$$

4. Определяем размеры блоков и барабана

Для заданного режима работы принимаем блоки из чугуна марки СЧ-15 с диаметром по центру каната

$$D_{\text{бл}} \geq e \cdot d_k = 25 \cdot 9,1 = 227,5 \text{ мм,}$$

округляя его до ближайшего большего стандартного значения:

$$D_{\text{бл}} = 250 \text{ мм.}$$

С целью снижения отрицательного влияния напряжений изгиба проволок каната и повышения его долговечности принимаем диаметр барабана по центру каната

$$D_{\text{бар}} = D_{\text{бл}} = 250 \text{ мм.}$$

Барабан принимаем желобчатым. Его диаметр по дну канавки

$$D_1 = D_{\text{бар}} - d_k = 250 - 9,1 = 240,9 \text{ мм.}$$

Толщина стенки барабана

$$\delta = 0,02 \cdot D_{\text{бар}} + (6...10) = 0,02 \cdot 250 + 8 = 13 \text{ мм} \geq [\delta]_{\text{min}} = 8 \text{ мм,}$$

и внутренний диаметр барабана

$$D_2 = D_1 - 2 \cdot \delta = 240,9 - 2 \cdot 13 = 214,9 \text{ мм.}$$

Шаг витков каната

$$D_2 = D_1 - 2 \cdot \delta = 240,9 - 2 \cdot 13 = 214,9 \text{ мм.}$$

Длина барабана

$$L_{\text{бар}} = l_{\text{кр}} + l_p + l_k,$$

где $l_{\text{кр}}$ – длина участка крепления каната:

$$l_{\text{кр}} = (3...4) \cdot p = 4 \cdot 11 = 44 \text{ мм.}$$

l_k – длина концевой участка барабана:

$$l_k = 2 \cdot p = 2 \cdot 11 = 22 \text{ мм.}$$

l_p – длина рабочего участка барабана. Для ее нахождения сначала определяем число витков каната на данном участке

$$z_p = \frac{L_k}{\pi \cdot D_{\text{бар}}} + (1,5...2) = \frac{H \cdot m}{\pi \cdot D_{\text{бар}}} + (1,5...2) = \frac{3 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,25} + (1,5...2) \approx 10.$$

Тогда

$$l_p = z_p \cdot p = 10 \cdot 11 = 110 \text{ мм.}$$

Следовательно, длина барабана

$$L_{\text{бар}} = 44 + 110 + 22 = 176 \text{ мм.}$$

Барабан находится в сложном напряженном состоянии, испытывая напряжения сжатия, изгиба и кручения. Так как

$$L_{бар} = 176 \text{ мм} < 3 \cdot D = 3 \cdot 250 = 750 \text{ мм},$$

проверяем барабан на прочность только по напряжениям сжатия, принимая для чугуна СЧ-15 и среднего режима работы $[\sigma]_{сж} = 88 \text{ МПа}$:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{max}}{\delta \cdot p} = \frac{8000}{13 \cdot 11} = 55,9 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{сж} = 88 \text{ МПа}.$$

5. Крепление каната к барабану

обеспечиваем двумя прижимными планками с трапецеидальными канавками через шпильки и винты.

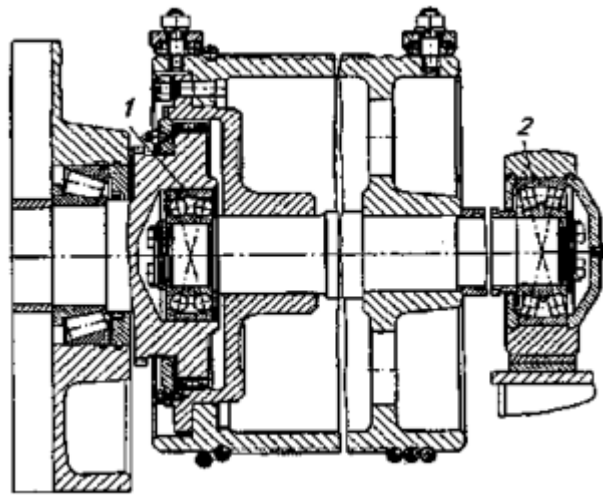


Рис. 2

Натяжение каната в месте крепления (т. А – см. рис. 2)

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} = \frac{8000}{2,71^{0,15 \cdot 3 \cdot 3,14}} = 2000 \text{ Н}.$$

Здесь $\alpha = (3...4) \cdot \pi$ – угол обхвата барабана запасными витками;

$f = 0,1...0,16$ – коэффициент трения между канатом и барабаном.

Усилие затяжки винта (или гайки на шпильке)

$$F_{зат} = \frac{k_T \cdot F_{кр}}{2 \cdot f \cdot z} = \frac{1,5 \cdot 2000}{2 \cdot 0,15 \cdot 2} = 5000 \text{ Н}$$

Здесь $k_T = 1,5$ – коэффициент запаса трения;

2 – число поверхностей трения;

$z = 2$ – число винтов (шпилек).

Напряжение в винте (шпильке)

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot F_{зат} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{1,3 \cdot 5000 \cdot 4}{3,14 \cdot 9,853^2} = 85,3 \text{ МПа} \leq [\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{260}{2} = 130 \text{ МПа}.$$

Здесь d_1 – внутренний диаметр резьбы, имеющей наружный диаметр $d = 12 \text{ мм}$;

σ_{δ} – предел текучести для винта (шпильки) из стали 45;

$s = 2$ – коэффициент запаса прочности для случая редко отвинчивающихся гаек.

5. Выбор электродвигателя

Определяем его статическую мощность

$$P_{ст} = \frac{G \cdot v}{\eta} = \frac{Q \cdot g \cdot v}{\eta} = \frac{1600 \cdot 9,8 \cdot 0,25}{0,9} = 4,355 \text{ кВт.}$$

Так как большую часть времени кран работает с грузами, меньшими максимальных, номинальную мощность двигателя, для более эффективного ее использования, принимаем (см. рекомендации на стр. 29) меньше статической, но не более чем на 10...15 процентов.

Принимаем (см. табл. 22 Приложения) при ПВ = 25% электродвигатель с фазовым ротором **серии МТФ 111-6**, у которого $P_{дв} = 4,1 \text{ кВт}$, $n_{дв} = 870 \text{ мин}^{-1}$, маховый момент ротора $(mD^2)_p = 0,20 \text{ кгм}^2$, $T_{max} = 87 \text{ Нм}$, $m_{дв} = 76 \text{ кг}$.

Выбранный двигатель следует проверить по условиям пуска, для чего: находят время пуска, приведенный к валу двигателя общий маховый момент всех движущихся частей, ускорение груза при пуске.

6. Выбор редуктора

производят по передаточному числу и крутящему моменту на тихоходном валу.

6.1. Частота вращения барабана

$$n_{бар} = \frac{v_k \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D_{бар}} = \frac{(v_n \cdot m) \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D_{бар}} = \frac{0,25 \cdot 2 \cdot 60000}{3,14 \cdot 250} = 38,22 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда расчетное передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{эд}}{n_{бар}} = \frac{870}{38,22} = 22,76.$$

6.2. Вращающий момент на тихоходном валу редуктора равен моменту на барабане:

$$T_{вр} = F_{max} \cdot \frac{D_{бар}}{2 \cdot \eta_{бар}} = 8000 \cdot \frac{0,25}{2 \cdot 0,98} = 1020,41 \text{ Нм} = 1,02 \text{ кНм.}$$

Так как в принятой схеме механизма подъема используется двухступенчатый редуктор, выполненный по развернутой схеме, принимаем (см. табл. 33 Приложения), редуктор **Ц2У-160**, у которого:

$U_p = 25$ (отличается от расчетного на $4,24 \% < [\Delta U] = 5\%$);

$T_{вр.мах} = 1 \text{ кНм}$ (отклонение допустимо для повторно-кратковременного режима – см. рекомендации на стр. 30);

допустимая консольная нагрузка на выходном валу $F_k = 8 \text{ кН}$, что не превышает $F_{мах}$.

7. Выбор тормоза

Расчетный тормозной момент

$$\begin{aligned} T_T &= T_{ст} \cdot \beta_T = \frac{Q \cdot g \cdot v_n}{\omega_{об}} \cdot \eta_o \cdot \beta_T = \frac{Q \cdot g \cdot v_n \cdot 30}{\pi \cdot n_{об}} \cdot \eta_o \cdot \beta_T = \\ &= \frac{1600 \cdot 9,8 \cdot 0,25 \cdot 30}{3,14 \cdot 870} \cdot 0,9 \cdot 1,75 = 67,8 \text{ Нм,} \end{aligned}$$

где $\beta_T = 1,75$ – коэффициент запаса торможения для среднего режима работы (см. рекомендации на стр. 34).

Из табл. 58 Приложения выбираем тормоз ТКТ-200, у которого при среднем режиме работы:

$T_T = 160 \text{ Нм}$ - тормозной момент;

$D_{ш} = 200 \text{ мм}$ - диаметр тормозного шкива;

$B_{ш} = 90 \text{ мм}$ - ширина тормозного шкива.

Подобранный тормоз проверяют по условиям пуска.

УПРАЖНЕНИЕ № 2

Рассчитать металлоконструкцию кран-балки, если дано:

$Q = 2,8 \text{ т}$ – грузоподъемность;

$G_m = 0,8 \text{ т}$ – масса тележки;

$L = 12 \text{ м}$ - длина пролета;

$l_1 = 6 \text{ м}$ - длина свободного участка балки;

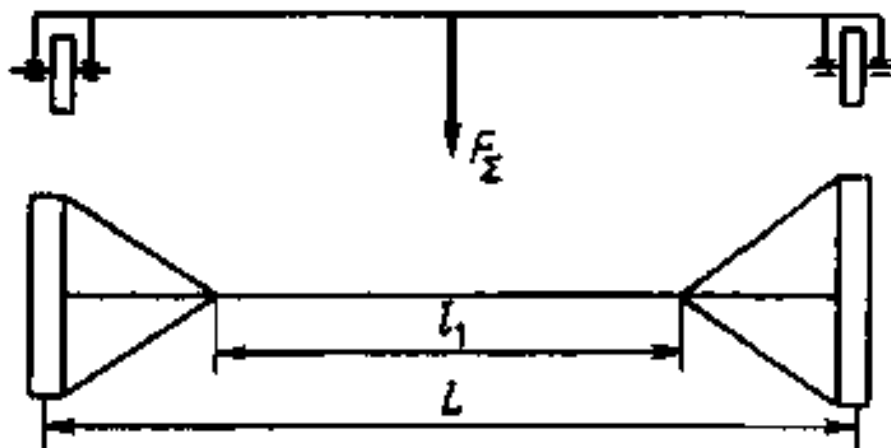
$a_{n(T)} = 0,4 \text{ м/с}^2$ - ускорение при пуске (торможении);

Режим работы – средний (С);

Профиль основной несущей балки – двутавр;

Балка – с раскосами из равнополочного уголка для обеспечения продольной жесткости в горизонтальной плоскости.

Рис.3.1



Решение

1. Принимаем материал несущей балки сталь Ст3, для которой примем

$$[\sigma] = 165 \text{ МПа.}$$

2. Изгибающий момент при нахождении тележки посередине пролета балки

$$M = \frac{(\psi_d \cdot G + G_m) \cdot L}{4} = \frac{(1,3 \cdot 28000 + 8000) \cdot 12}{4} = 133200 \text{ Нм.}$$

Здесь $\psi_d = 1,3$ – коэффициент динамичности при среднем режиме работы (см. рекомендации на стр. 78).

3. Момент сопротивления при подъеме груза «с подхватом»

$$W_x = \frac{M}{\psi_\sigma \cdot [\sigma]} = \frac{133200 \cdot 10^3}{0,71 \cdot 165} = 1137 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Здесь $\psi_\sigma = 0,71$ – коэффициент снижения допускаемых напряжений для балок, не имеющих вспомогательных элементов, обеспечивающих устойчивость в горизонтальной плоскости (принят при $l_1 = 6$ м – см. рекомендации на стр. 79).

4. Из табл. 65 Приложения по W_x выбираем двутавр № 45, у которого:

$$W_x = 1231 \cdot 10^3 \text{ мм}^3; \quad W_y = 86,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3; \quad q = 66,5 \text{ кг/м.}$$

5. Изгибающий момент с учетом коэффициента динамичности и масса несущей балки G_m

$$M = \frac{(\psi_d \cdot G + G_m) \cdot L}{4} + \frac{G_m \cdot L^2}{8} = \frac{(1,3 \cdot 28000 + 8000) \cdot 12}{4} + \frac{665 \cdot 12^2}{8} = 141170 \text{ Нм.}$$

6. С учетом веса двутавра определяем действительное напряжение

$$\sigma = \frac{M}{W_x} = \frac{141170 \cdot 10^3}{1231 \cdot 10^3} = 115 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 165 \text{ МПа.}$$

7. Проверяем балку на прочность в режиме неустановившегося движения (при пуске или торможении).

В этом режиме работы несущая балка испытывает деформации:

* в вертикальной плоскости – от веса груза, тельфера и самой балки;

* в горизонтальной плоскости – от сил инерции F_u .

7.1. Изгибающий момент в вертикальной плоскости при тельфере, расположенном посередине балки

$$M_x = \frac{(G + G_m) \cdot L}{4} + \frac{G_m \cdot L^2}{8} = \frac{(28000 + 8000) \cdot 12}{4} + \frac{665 \cdot 12^2}{8} = 119970 \text{ Нм.}$$

7.2. Сила инерции в горизонтальной плоскости

$$F_u = (Q + m_T + q \cdot l_1) \cdot a_{n(T)} = (2800 + 800 + 66,5 \cdot 6) \cdot 0,4 = 1467 \text{ Н,}$$

и изгибающий момент от этой силы

$$M_y = \frac{F_u \cdot l_1}{4} = \frac{1467 \cdot 6}{4} = 2200 \text{ Нм.}$$

7.3. Суммарное напряжение изгиба

$$\sigma_u = \sigma_{ux} + \sigma_{uy} = \frac{M_x}{\psi_\sigma \cdot W_x} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{119970 \cdot 10^3}{0,71 \cdot 231 \cdot 10^3} + \frac{2200^3}{86,1 \cdot 10^3} = 162 \text{ МПа.}$$

8. Рассчитываем горизонтальные раскосы моста.

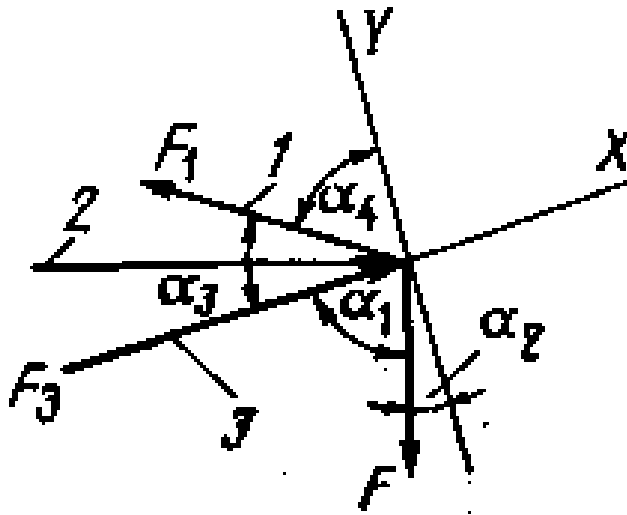


Рис. 3.2

Половина горизонтальной силы инерции F_u воспринимается раскосами балки 1 и 3 (см. рис. 3.2.):

$$F = 0,5 \cdot F_u = 0,5 \cdot 1467 = 733,5 \text{ Н.}$$

Углы α_i между раскосами и стержнем-балкой 2 принимаем равными 20° .

Стержень 2 усилий не воспринимает, так как он перпендикулярен действующей силе F , значит, $F_2 = 0$.

Как видно из рис.3.2., стержень 1 растянут, а стержень 3 сжат.

Проведем через стержень 3 оси X и Y. Углы между векторами сил и осями:

$$\alpha_1 = 70^\circ; \quad \alpha_2 = 20^\circ; \quad \alpha_3 = 40^\circ; \quad \alpha_4 = 50^\circ.$$

Определим усилия в стержнях из условия, что сумма проекций всех сил на оси X и Y в узле равна 0.

* Сумма проекций сил на ось Y

$$-F \cdot \cos \alpha_2 + F_1 \cdot \cos \alpha_4 = 0, \quad \text{откуда} \quad F_1 = \frac{F \cdot \cos \alpha_2}{\cos \alpha_4} = \frac{733,5 \cdot \cos 20^\circ}{\cos 50^\circ} = 1072 \text{ Н.}$$

* Сумма проекций сил на ось X

$$F_3 - F_1 \cdot \cos \alpha_3 - F \cdot \cos \alpha_1 = 0, \quad \text{откуда}$$

$$F_3 = F_1 \cdot \cos \alpha_3 + F \cdot \cos \alpha_1 = 1072 \cdot \cos 40^\circ + 733,5 \cdot \cos 70^\circ = 1180 \text{ Н.}$$

Наиболее опасен раскос 3, работающий на сжатие. Для него должны выполняться условия:

* гибкости
$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{r_{\min}} \leq [\lambda] = 120;$$

* прочности на сжатие

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{сж}}{A} \leq \varphi \cdot [\sigma].$$

Определим радиус инерции из формулы λ , для чего принимаем $[\lambda] = 120$ и коэффициент, учитывающий способ заделки стержня (см. стр. 82, рис. 5.7)

$$\mu = 1,$$

и подсчитав длину раскоса l из геометрического соотношения стержней металлоконструкции (см. рис.3.1):

$$l = \frac{L - l_1}{2 \cdot \cos \alpha_2} = \frac{12 - 6}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 3,19 \approx 3,2 \text{ м.}$$

Тогда

$$r_{\min} = \frac{\mu \cdot l}{[\lambda]} = \frac{1 \cdot 3,2 \cdot 10^3}{120} = 26,6 \text{ мм.}$$

Этому значению (см. табл. 71 Приложения) удовлетворяет уголок № 16, у которого

$$r_{\min} = 31,2 \text{ мм.}$$

С целью повышения устойчивости раскосов металлоконструкцию дополняют стержнями 4 (см. рис. 3.3), при этом вдвое уменьшая расчетную длину сжатого стержня:

$$l = \frac{3,2}{2} = 1,6 \text{ м.}$$

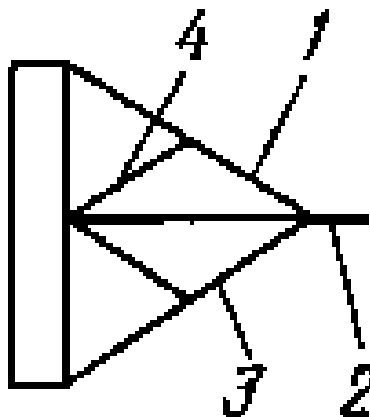


Рис. 3.3

Тогда

$$r_{\min} = \frac{\mu \cdot l_{\text{сжс}}}{[\lambda]} = \frac{1 \cdot 1,6 \cdot 10^3}{120} = 13,3 \text{ мм.}$$

Для этих стержней подбираем уголок № 7 с параметрами:

- * размеры полок..... **70x70** мм;
- * толщина полок..... **8** мм;
- * площадь сечения..... **A = 1070** мм²;
- * радиус инерции **r_{min} = 13,7** мм;
- * масса 1 м длины..... **q = 8,37** кг.

Находим расчетную гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu \cdot d}{r_{\min}} = \frac{1 \cdot 1,6 \cdot 10^3}{13,7} = 116,8$$

и, приняв $\sigma_T = 240$ МПа (см. табл. 5.1 на стр. 82), уточняют значение коэффициента φ понижения допускаемых напряжений при сжатии:

$$\varphi = 0,42.$$

Тогда, приняв для стали Ст.3 допускаемое напряжение растяжения $[\sigma] = 165$ МПа, находим

$$[\sigma]_{\text{сж}} = \varphi \cdot [\sigma] = 0,42 \cdot 165 \approx 69 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение сжатия $\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_3}{A} = \frac{1180}{1070} = 1,1$ МПа $\leq [\sigma]_{\text{сж}} = 69$ МПа, следовательно, прочность стержня обеспечена.

УПРАЖНЕНИЕ № 3

Подобрать и проверить по условиям пуска и запаса сцепления колес с рельсами электродвигатель механизма передвижения кран-балки, если дано:

$Q_{\text{гр}} = 1000$ кг – грузоподъемность;

$Q_{\text{кр}} = 2000$ кг – масса кран-балки;

$W_n = 800$ Н – усилие, необходимое для передвижения крана в период пуска (разгона);

$W_y = 350$ Н – сопротивление передвижению крана в установившемся режиме;

$v = 0,6$ м/с – скорость передвижения;

$\eta = 0,85$ – КПД механизма;

$\psi_{n.\text{cp}} = 1,65$ – кратность среднего пускового момента по отношению к номинальному;

$U = 16$ – передаточное число механизма;

$D_{\text{хк}} = 200$ мм – диаметр ходовых колес;

Режим работы – легкий (Л).

Р Е Ш Е Н И Е

1. Определяем среднее значение пусковой мощности

$$P_{n.\text{cp}} = \frac{P_n}{\psi_{n.\text{cp}}} = \frac{W_n \cdot v}{\eta \cdot \psi_{n.\text{cp}}} = \frac{800 \cdot 0,6}{1,65 \cdot 0,85} \approx 0,343 \text{ кВт.}$$

В соответствии с рекомендацией на стр. 49 по табл. 25 Приложения выбираем асинхронный электродвигатель 4А71А6У3 с параметрами:

$P_{\text{об}} = 0,37$ кВт – номинальная мощность;

$n_{\text{дв}} = 910 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения;

$(mD^2)_p = 0,0067 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – маховый момент ротора;

$$\frac{T_n}{T_i} = 2; \quad \frac{T_{\text{max}}}{T_i} = 2,2; \quad d = 19 \text{ и} \text{ и}.$$

2. Номинальный момент на валу выбранного двигателя

$$T_n = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{30 \cdot P_{\text{дв}}}{\pi \cdot n_{\text{дв}}} = \frac{30 \cdot 0,37 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 910} = 3,88 \text{ Нм},$$

а статический момент

$$T_c = \frac{P_c}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{30 \cdot W_y \cdot v}{\pi \cdot n_{\text{дв}}} = \frac{30 \cdot 350 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 910} = 2,2 \text{ Нм}.$$

3. Подбираем муфту с тормозным шкивом для установки тормоза. Из табл. 56 Приложения выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую МУВП с наибольшим диаметром расточки под вал 22 мм, наибольшим передаваемым моментом $[T_m] = 32 \text{ Нм}$ и расчетным моментом инерции $I_T = 0,008 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Проверяем соответствие условию подбора муфты

$$[T_m] = 32 \text{ Нм} \geq T_{\text{max}} = 2,2 \cdot T_n = 2,2 \cdot 3,88 = 8,536 \text{ Нм},$$

т.е. условие выполняется.

Маховый момент тормоза

$$(m \cdot D^2)_T = 4 \cdot I = 4 \cdot 0,008 = 0,032 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

4. Проверяем подобранный двигатель по условиям пуска.

4.1. Время пуска
$$t_n = \frac{(mD^2)_o \cdot n_{\text{дв}} \cdot t_{n.o}}{38 \cdot T_n},$$

где $(mD^2)_o$ – общий маховый момент:

$$(mD^2)_o = 1,2 \cdot [(mD^2)_p + (mD^2)_T] + (mD^2)_k.$$

$(mD^2)_k$ – маховый момент крана с грузом, приведенный к валу двигателя:

$$(mD^2)_k = \frac{365 \cdot (Q + m_k) \cdot v^2}{n_{\text{дв}}^2 \cdot \eta} = \frac{365 \cdot (1000 + 2000) \cdot 0,6^2}{910^2 \cdot 0,85} = 0,56 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тогда общий маховый момент

$$(mD^2)_o = 1,2 \cdot [0,0067 + 0,032] + 0,56 = 0,606 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$t_{n.o} = 1$ – относительное время пуска, принимаемое по графику (см. рис. 2.23 на стр. 29) в зависимости от коэффициента

$$\alpha = \frac{T_c}{T_i} = \frac{2,2}{3,88} = 0,567;$$

Тогда время пуска

$$t_n = \frac{0,606 \cdot 910 \cdot 1}{38 \cdot 3,88} = 3,74 \text{ с.}$$

4.2. Ускорение в период пуска с грузом

$$a_n = \frac{v}{t_n} = \frac{0,6}{3,74} = 0,16 \text{ м/с}^2 \leq [a_n] = 0,6 \text{ м/с}^2.$$

5. Проверяем запас сцепления приводных колес с рельсами по условию пуска при максимальном моменте двигателя *без груза*:

$$K_{сц} = \frac{R_{np} \cdot \varphi_{сц}}{W'_y + G_k \cdot \left(\frac{a'_n}{g} - \frac{z_{np} \cdot f \cdot d_u}{z_k \cdot D_k} \right)} \geq 1,2.$$

Здесь W'_y – статическое сопротивление передвижению крана в установившемся режиме без груза:

$$W'_y = \frac{G_k \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_u) \cdot K_p}{D_k} + G_k \cdot \alpha = \frac{20 \cdot (2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 50) \cdot 1,5}{200} + 20 \cdot 0,0015 = 232,5 \text{ Н.}$$

$\mu = 0,3$ – коэффициент трения качения по рельсам с плоской головкой (см. стр. 9, табл. 1.3 при $D_k = 200$ мм);

$f = 0,015$ – коэффициент трения в цапфах осей (см. там же, табл. 1.4);

$K_p = 1,5$ – коэффициент трения реборд о рельсы (см. там же);

$\alpha = 0,0015$ – расчетный уклон подкрановых путей мостовых кранов (см. там же);

$d_u = \frac{D_k}{4} = \frac{200}{4} = 50 \text{ мм}$ – диаметр цапфы (см. рекомендации на стр. 58).

$\varphi_{сц} = 0,15$ – коэффициент сцепления приводных колес с рельсами для кранов, работающих в помещениях (см. там же, стр. 50);

\dot{a}'_i – ускорение при пуске *без груза*, для нахождения которого определяем:

* общий маховый момент крана, приведенный к валу двигателя без учета груза:

$$\begin{aligned} (mD^2)'_o &= 1,2 \cdot \left[(mD^2)'_p + (mD^2)'_T \right] + \frac{365 \cdot m_k \cdot v^2}{n_{об}^2 \cdot \eta} = \\ &= 1,2 \cdot (0,0067 + 0,032) + \frac{365 \cdot 2000 \cdot 0,6^2}{910^2 \cdot 0,85} = 0,42 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

* статический момент сопротивления (при установившемся движении без груза), приведенный к валу двигателя:

$$T'_c = \frac{W'_y \cdot D_k}{2 \cdot U \cdot \eta} = \frac{232,5 \cdot 0,2}{2 \cdot 16 \cdot 0,85} = 1,71 \text{ Нм.}$$

* по величине $\alpha = \frac{T'_c}{T_n} = \frac{1,71}{3,88} = 0,44$ из графика на стр. 29 определяем

относительное время пуска $t_{n.o} = 1$.

* время пуска без груза

$$t'_n = \frac{(mD^2)'_o \cdot n_{\text{об}} \cdot t_{n.o}}{38 \cdot T_n} = \frac{0,42 \cdot 910 \cdot 1}{38 \cdot 3,88} = 2,59 \text{ с.}$$

Тогда ускорение $a'_n = \frac{v}{t'_n} = \frac{0,6}{2,59} = 0,23 \text{ м/с}^2$.

Суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза

$$R_{np} = K \cdot G_k \cdot \frac{z_{np}}{z_k} = 1,1 \cdot 20000 \cdot \frac{2}{4} = 11000 \text{ Н.}$$

Коэффициент сцепления колес с рельсами

$$K_{сц} = \frac{11000 \cdot 0,15}{232,5 + 20000 \cdot \left(\frac{0,23}{9,81} - \frac{2 \cdot 0,015 \cdot 50}{4 \cdot 200} \right)} = 2,49 \geq 1,2,$$

следовательно, запас сцепления обеспечен.

УПРАЖНЕНИЕ № 4

Рассчитать ковшовый элеватор для транспортирования зерна пшеницы в зернохранилище, если заданы:

$Q = 60 \text{ т/ч}$ – производительность;

$H = 16 \text{ м}$ – высота подъема;

$\rho = 0,8 \text{ т/м}^3$ – плотность зерна.

Загрузка – зачерпыванием. Разгрузка – центробежная.

РЕШЕНИЕ

1. Выбираем для заданных условий (транспортировка зерна) элеватор ленточный с глубокими ковшами (см. рекомендации на стр. 137).

Скорость движения ленты принимаем (см. табл. 100 Приложения) из диапазона 2...3,2 м/с:

$$v = 2 \text{ м/с.}$$

Коэффициент заполнения ковшей (см. там же)

$$\Psi = 0,75.$$

2. Для принятого способа разгрузки определяем расчетный диаметр барабанов:

$$D_{\text{б}} = \frac{2 \cdot v^2}{g} = \frac{2 \cdot 2^2}{9,81} = 0,815 \text{ м,}$$

и по стандартному ряду (250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000 – стр.136) принимаем

$$D_6 = 800 \text{ мм.}$$

3. Для подтверждения правильности принятого способа разгрузки (центробежного) при данном диаметре барабана вычисляем полюсное расстояние - расстояние от центра верхнего барабана до точки пересечения его вертикальной оси с линией действия равнодействующей центробежной силы F и силы тяжести G (см. рис. 1).

$$h_n = \frac{g \cdot D_6^2}{4 \cdot v^2} = \frac{9,81 \cdot 0,8^2}{4 \cdot 2^2} = 0,3924 \text{ м.}$$

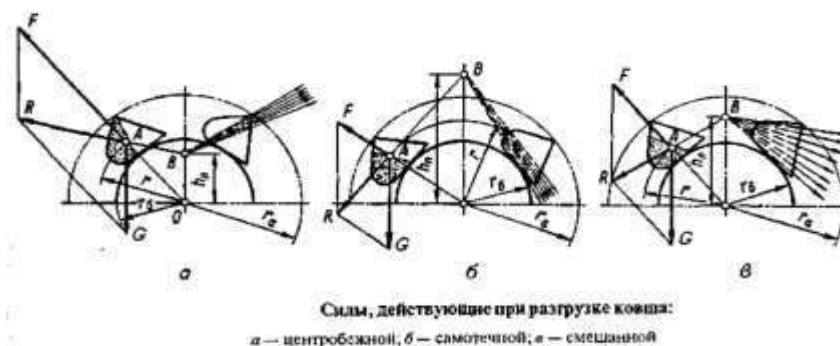


Рис. 1

Так как $h_n \leq 0,5 \cdot D_6$ (см. рекомендации на стр. 135), вид разгрузки выбран правильно. Длину барабана определяем после выбора ленты.

4. Выбираем ковш, используя формулу объема груза на одном метре длины элеватора:

$$V_k \cdot Z_k = \frac{Q}{3,6 \cdot \rho \cdot \psi \cdot v} = \frac{60}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,75 \cdot 2} = 13,89 \text{ дм}^3 / \text{м},$$

где V_k - вместимость ковша, м^3 ;

Z_k - число ковшей на 1 м длины элеватора.

Из табл. 8.5 (стр. 137) принимаем ковш скругленный глубокий Г вместимостью $V_k = 6,3 \text{ дм}^3$, массой $m_k = 9,7 \text{ кг}$ и параметрами (см. рис. 2)

$$B \cdot l \cdot h \cdot r = 400 \cdot 195 \cdot 210 \cdot 60 \text{ мм.}$$

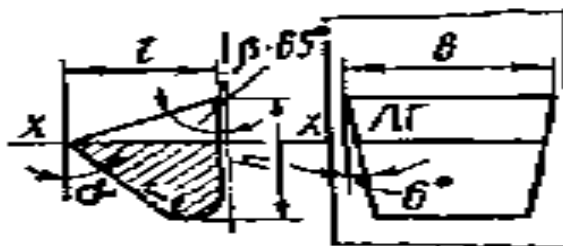


Рис. 2

Шаг установки ковшей на ленте p_k принимаем методом подбора:

$$p_k = \frac{l}{Z_k} = \frac{V_k}{V_k \cdot Z_k} = \frac{6,3}{13,89} = 0,453 \text{ м.}$$

5. Определяем обеспечение заданной производительности при принятых параметрах ковша и скорости транспортирования, вычисляя расчетный коэффициент заполнения ковшей и сравнивая его с предварительно принятым для расчетов:

$$\psi = \frac{p_k \cdot Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho \cdot V_k} = \frac{0,453 \cdot 60}{3,6 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 6,3} = 0,749.$$

Так как полученное значение ψ практически равно принятому, производительность элеватора будет обеспечена.

6. В соответствии с рекомендацией (стр. 138) принимаем ленту шириной

$$B_n = B + (25...50) = 430 \text{ мм},$$

и определяем параметры ленты, для чего:

6.1. Выбираем число прокладок из условия

$$D_6 \geq (160...190) \cdot z,$$

откуда

$$z = \frac{D_6}{160...190} = \frac{800}{160...190} = 5...4,2.$$

Принимаем $z = 5$.

6.2. Определяем линейную плотность ленты

$$q_n = 1,2 \cdot (\delta_0 \cdot z + \delta_1 + \delta_2) B_n = 1,2 \cdot (1,25 \cdot 5 + 1 + 3) \cdot 0,43 = 4,94 \text{ кг/м}.$$

6.3. Подсчитываем линейную плотность ленты с ковшами

$$q_T = q_n + \frac{m_k}{p_k} = 4,94 + \frac{9,7}{0,453} = 26,4 \text{ кг/м}.$$

7. Определяем сопротивления движению тягового органа.

7.1. Сопротивление при загрузке

$$W_o = g \cdot q \cdot v^2 \cdot K_{заг} = 9,81 \cdot 8,33 \cdot 2^2 \cdot 2 = 654 \text{ Н},$$

где $q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{60}{3,6 \cdot 2} = 8,33 \text{ кг/м}$ - линейная плотность груза.

$K_{заг} = 1,25...4$ - коэффициент, учитывающий способ загрузки (меньшие значения - для пылевидных грузов, большие - для среднекусовых - см. рекомендации на стр. 139).

Для зерна - $K_{заг} = 2$.

7.2. Сопротивление движению рабочей ветви элеватора

$$W_p = g \cdot (q + q_n) \cdot H = 9,81 \cdot (8,33 + 26,4) \cdot 16 = 5451 \text{ Н}$$

7.3. Сопротивление движению холостой ветви

$$W_x = - g \cdot q_T \cdot H = - 9,81 \cdot 26,4 \cdot 16 = -4144 \text{ Н}.$$

Здесь знак (-) - для вертикального элеватора указывает на то, что сила W_x способствует движению тягового органа.

7.4. Окружное усилие на приводном барабане

$$F_t = \xi_o \cdot (W_o + W_p + W_x) = 1,05 \cdot (654 + 5451 - 4144) = 1961 \text{ Н}.$$

8. Определяем расчетную мощность электродвигателя, по которой из справочника выбираем двигатель.

$$P_{\text{эд.расч}} = \frac{F_t \cdot v}{\eta} = \frac{1962 \cdot 2}{0,8} = 4902,5 \text{ Вт.}$$

Из табл. 27 Приложения выбираем электродвигатель с повышенным скольжением ротора (для обеспечения возможности пуска загруженного элеватора):

4AC132S6Y3,

у которого

$$P_{\text{эд}} = 6,3 \text{ кВт}, \quad n_{\text{эд}} = 940 \text{ мин}^{-1}.$$

9. Выбираем редуктор (см. табл. 33 Приложения), для чего:

9.1. Определяем максимальный крутящий момент на тихоходном валу

$$T_{\text{max}} = \frac{F_t \cdot D_{\text{б}}}{2} = \frac{1961 \cdot 0,8}{2} = 785 \text{ Нм.}$$

9.2. Находим частоту вращения приводного барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi \cdot D_{\text{б}}} = \frac{60000 \cdot 2}{3,14 \cdot 800} = 47,77 \text{ мин}^{-1}.$$

9.3. Находим расчетное передаточное число

$$U_{\text{расч}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{б}}} = \frac{940}{47,77} = 19,68.$$

Выбираем редуктор **Ц2У-160**, у которого

$$u_p = 20 \quad u \quad T_{\text{max}} = 1 \text{ кНм.}$$

10. Для выбора тормоза, который будет установлен на быстроходном валу редуктора, определяем:

10.1. Расчетный тормозной момент на валу приводного барабана (на тихоходном валу редуктора)

$$T_{\text{рм}} = \frac{(W_p - W_x) \cdot D_{\text{б}}}{2} = \frac{(5451 - 4144) \cdot 0,8}{2} = 522,8 \text{ Нм.}$$

10.2. Расчетный тормозной момент на быстроходном валу редуктора

$$T_{\text{рб}} = \frac{T_{\text{рм}}}{u_p \cdot \eta} = \frac{522,8}{20 \cdot 0,8} = 32,675 \text{ Нм.}$$

С учетом правил Ростехнадзора тормоз выберем по моменту

$$T_T = T_{\text{рб}} \cdot K_T = 32,675 \cdot 1,5 \approx 49 \text{ Нм,}$$

где $K_T = 1,5$ – коэффициент запаса торможения - см. рекомендации на стр. 140.

Из табл.62 Приложения выбираем тормоз постоянно замкнутого типа с электромагнитным управлением **ТКТ-200**, у которого:

$$[T] = 80 \text{ Нм}; \quad D_{\text{ш}} = 200 \text{ мм}; \quad B_{\text{ш}} = 95 \text{ мм.}$$

У П Р А Ж Н Е Н И Е № 5

Рассчитать винтовой транспортер загрузчика зерна пшеницы (рис. 1), если дано:

$Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$ - производительность транспортера;

$\beta = 40^\circ$ - угол наклона транспортера;

$\rho = 720 \text{ кг}/\text{м}^3$ - плотность зерна.

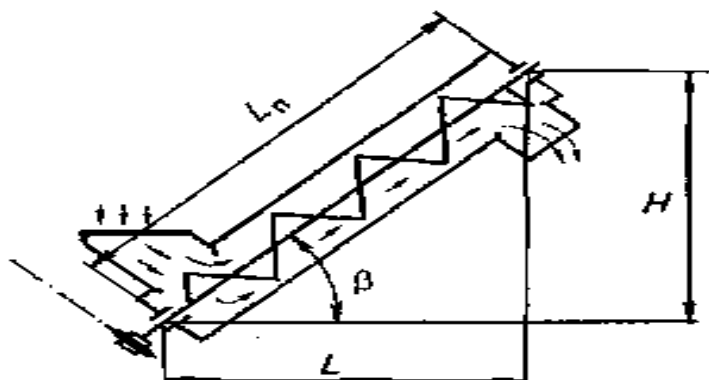


Схема к расчету винтового транспортера

Рис. 1

Р Е Ш Е Н И Е

1. Из рекомендуемого для зерна (см. стр. 145, табл. 9.1) диапазона частоты вращения винта $50...500 \text{ мин}^{-1}$ принимаем $n = 300 \text{ мин}^{-1}$. Тогда

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 300}{30} = 31,4 \text{ с}^{-1}.$$

2. Расчетный диаметр винта

$$D = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot Q_c}{K \cdot \rho \cdot \psi \cdot \omega}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 5,56}{0,3 \cdot 720 \cdot 1 \cdot 31,4}} = 0,187 \text{ м}.$$

В этой формуле:

$Q_c = \frac{Q}{3600} = 5,56 \text{ кг}/\text{с}$ - секундная производительность;

$K = 0,3$ - коэффициент, учитывающий степень заполнения межвиткового пространства, ско -

рость движения, вид груза (см. там же);

$\psi = 1$ - коэффициент соотношения между шагом и диаметром винта.

3. Принимаем $D = 200 \text{ мм}$ и вычисляем другие геометрические параметры винта:

* шаг винта $p = \psi \cdot D = 1 \cdot 200 = 200 \text{ мм}$.

* угол наклона винтовой линии

$$\gamma = \arctg \frac{p}{D} = \arctg 1 = 45^\circ.$$

* полная длина транспортера

$$L_n = \frac{H}{\sin \beta} = \frac{2,5}{\sin 40^\circ} = 3,89 \text{ м.}$$

* длина горизонтального перемещения груза

$$L = \sqrt{L_n^2 - H^2} = \sqrt{3,89^2 - 2,5^2} = 2,98 \text{ м.}$$

4. Мощность, необходимая для привода транспортера

$$P = g \cdot Q_c \cdot (L + H) \cdot K_c \cdot K_d = 9,81 \cdot 5,56 \cdot (2,98 + 2,5) \cdot 1,5 \cdot 2,5 = 1121 \text{ Вт.}$$

В этой формуле:

$K_c = 1,5$ – коэффициент сопротивления движению груза (см. рекомендации на стр. 146 -
- среднее значение для сыпучих и легких грузов);

$K_d = 2,5$ – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления движению от сил инерции, перемешивания груза и др. (см. там же).

5. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{эд} = \frac{P \cdot K_{эд}}{\eta} = \frac{1121 \cdot 1,35}{0,9} = 1681,4 \text{ Вт.}$$

Здесь $K_{эд} = 1,35$ – коэффициент запаса мощности для преодоления перегрузок (см. рекомендации там же).

Из табл. 25 Приложения при $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$ принимаем электродвигатель асинхронный единой серии 4А90Л4У3, у которого $P_{эд} = 2,2 \text{ кВт}$,

$$n_{эд} = 1425 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Вращающий момент на валу винта

$$T = \frac{P_{эд} \eta}{\omega} = \frac{1681,4 \cdot 0,9}{31,4} = 48,19 = 49 \text{ Нм.}$$

7. Диаметр выходного конца цапфы вала

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{49 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 25,37 = 26 \text{ мм.}$$

По величине d_1 из справочного пособия С.А. Чернавского (стр. 302, табл. 11.7) выбираются параметры призматической шпонки:

$$b \times h = 8 \times 7 \text{ мм}; \quad t_1 = 4 \text{ мм}; \quad t_2 = 3,3 \text{ мм.}$$

Тогда диаметр посадочного места под подшипник

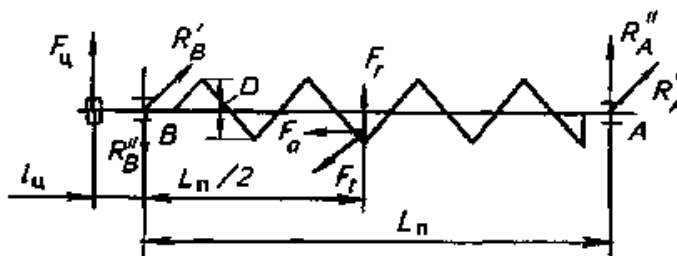
$$d_{2(n)} = d_1 + 2 \cdot (h - t_1) + 0,5 = 26 + 2 \cdot (7 - 4) + 0,5 = 32,5 = 35 \text{ мм.}$$

а диаметр вала винта

$$d_e = d_u + (0,1 \dots 0,2) \cdot D = 26 + (0,1 \dots 0,2) \cdot 200 = 26 + 20 = 46$$

мм,

Для верхней фиксирующей опоры А (рис. 2) принимается роликовый радиально-упорный подшипник 7207 легкой серии, а для нижней свободной опоры В – шариковый радиальный однорядный подшипник легкой серии 207.



Расчетная схема сил и реакций в подшипниках

Рис. 2

8. Определяются силы, действующие на винт. Для этого сначала находят.

* средний угол подъема винтовой линии

$$\gamma_c = \arctg \frac{0,4p}{D} = \arctg \frac{0,4 \cdot 200}{200} = 22^\circ;$$

* угол трения

$$\varphi = \arctg f_a = \arctg 0,4 = 22^\circ,$$

где $f_a = 0,4$ – коэффициент трения движения зерна по стальной поверхности (см. табл. 86 приложения).

* коэффициент, учитывающий положение равнодействующей сил сопротивления вращению винта $K' = 0,7 \dots 0,8 = 0,75$.

8.1. Окружная сила $F_t = \frac{2 \cdot T}{K' \cdot D} = \frac{2 \cdot 49}{0,75 \cdot 0,2} = 653,3 = 654 \text{ Н.}$

8.2. Радиальная сила $F_r = F_t \cdot \tg \gamma_c = 654 \cdot \tg 22 = 264 \text{ Н.}$

8.3. Осевая сила $F_a = \frac{F_t}{\tg(\gamma_c + \varphi)} = \frac{2 \cdot 49}{\tg(22 + 22)} = 677 \text{ Н.}$

9. Вычисляются реакции опор в подшипниках, а затем подшипники проверяются на долговечность по методике, изложенной в курсе «Детали машин и основы конструирования».

УПРАЖНЕНИЕ № 6

РАСЧЕТ СКРЕБКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Рассчитать скребковый транспортер производительностью **25 т/ч** для транспортирования пшеницы, выполненный по нижеприводимой схеме, если дано:

$\rho = 0,72 \text{ т/м}^3$ – плотность пшеницы;

$H = 5 \text{ м}$ – высота подъема груза;

$L = 20 \text{ м}$ – расстояние перемещения груза;

$L_2 = 4 \text{ м}$ – длина горизонтального участка.

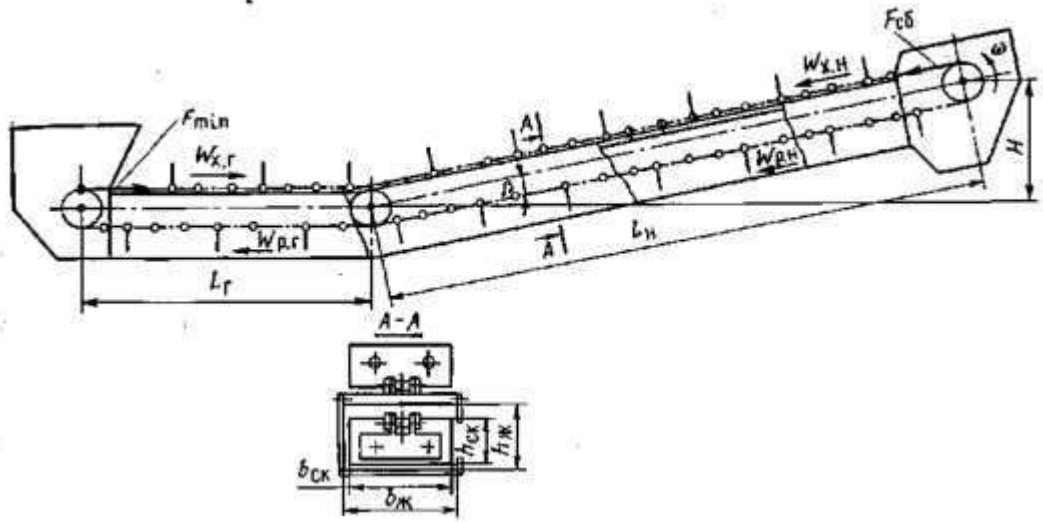


Рис. 1

РЕШЕНИЕ

1. Определяем угол наклона наклонной части транспортера

$$\beta = \arctg \frac{H}{L - L_a} = \arctg \frac{5}{20 - 4} = 17,35^\circ,$$

и длину его наклонного участка

$$L_n = \frac{L - L_2}{\cos \beta} = \frac{20 - 4}{\cos 17,35} = 16,954 \approx 17 \text{ м.}$$

2. Определяем размеры скребка:

* ширина скребка

$$b_{ск} = \sqrt{\frac{k \cdot Q}{3600 \cdot v \cdot \rho \cdot C_\beta \psi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 25}{3600 \cdot 0,7 \cdot 0,72 \cdot 0,7 \cdot 0,6}} = 0,256 \text{ м,}$$

где $v = 0,7 \text{ м/с}$ - скорость тягового элемента, принятая (см. рекомендации на стр. 124) из

диапазона **0,15...1 м/с;**

$C_\beta = 0,7$ - учитывает угол наклона желоба (см. стр. 127);

$\psi = 0,6$ - коэффициент заполнения желоба (на участке между скребками - см. там же)

для легкосыпучих грузов ;

$$k = \frac{b_{ск}}{h_{ск}} = 2 - \text{принят (см. рекомендации на стр. 126) из диапазона } 1,7...6.$$

* Принимаем скребок прямоугольной формы для порционного волочения груза, расчетная высота которого

$$h_{ck} = \frac{b_{ck}}{k} = \frac{0,256}{2} = 0,128 = 128 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда (см. рекомендации на стр. 126 и табл. 93 Приложения на стр. 269) принимаем размеры скребков:

$$b_{ck} = 260 \text{ мм}; \quad h_{ck} = 100 \text{ мм.}$$

3. Уточняем скорость тягового элемента

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot b_{ck} \cdot h_{ck} \cdot \psi \cdot \rho \cdot C_{\beta}} = \frac{25}{3600 \cdot 0,26 \cdot 0,1 \cdot 0,72 \cdot 0,6 \cdot 0,7} = 0,883 \text{ м/с.}$$

4. Для обеспечения наибольшего заполнения желоба грузом, в соответствии с рекомендацией на стр. 127, принимаем шаг чередования скребков

$$p_{ck} = 3 \cdot h_{ck} = 3 \cdot 100 = 300 \text{ мм} = 6 \cdot p.$$

5. Определяем общее сопротивление движению тягового органа как сумму сопротивлений на отдельных прямолинейных участках.

5.1. Сопротивление движению груза и тягового органа цепи на рабочем наклонном участке длиной $L_{pn} = 17 \text{ м}$:

$$\begin{aligned} W_{pn} &= L_{pn} \cdot g \cdot (q + q_u) \cdot (\xi \cdot \cos \beta + \sin \beta) = \\ &= 17 \cdot 9,81 \cdot (7,86 + 5,5) \cdot (0,6 \cdot 0,95 + 0,3) = 1979 \text{ Н} \end{aligned}$$

где $q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{25}{3,6 \cdot 0,883} = 7,86 \text{ кг/м}$ - линейная плотность груза;

$q_u = (0,5 \dots 0,8) \cdot q = 0,7 \cdot 7,86 = 5,5 \text{ кг/м}$ - линейная плотность одноцепочного тягового органа со скребками;

$\xi = 0,6$ - коэффициент сопротивления движению груза по желобу (см. рекомендации на стр. 128).

5.2. Сопротивление движению груза и тягового органа на рабочем горизонтальном участке длиной L_{pz} :

$$W_{pz} = L_{pz} \cdot g \cdot (q + q) \cdot \xi = 4 \cdot 9,81 \cdot (7,86 + 5,5) \cdot 0,6 = 314 \text{ Н.}$$

5.3. Сопротивление движению холостой ветви тягового органа на горизонтальном участке длиной $L_{xz} = 4 \text{ м}$:

$$W_{xz} = L_{xz} \cdot g \cdot q_u \cdot \xi_u = 4 \cdot 9,81 \cdot 5,5 \cdot 0,3 = 65 \text{ Н,}$$

где $\xi = 0,3$ - коэффициент трения цепи (см. рекомендации на стр. 128).

5.4. Сопротивление движению холостой ветви тягового органа на наклонном участке длиной $L_{xn} = 17 \text{ м}$:

$$W_{xn} = L_{xn} \cdot q_u \cdot g \cdot (\xi_u \cdot \cos \beta - \sin \beta) = 17 \cdot 5,5 \cdot 9,81 \cdot (0,3 \cdot 0,95 - 0,3) = -13,76 \text{ Н.}$$

Знак (-) показывает, что сила W_{xn} способствует движению тягового органа, т.е. является движущей силой.

6. Окружная сила на ведущей звездочке

$$F_t = \xi_0^m \cdot \sum_{i=1}^n W_i = \xi_0^m \cdot [W_{pn} + W_{pz} + W_{xz} + (-W_{xn})] =$$

$$= 1,1^2 \cdot (1979 + 314 + 65 - 13,8) = 2344 \text{ Н},$$

где ξ_0 – коэффициент сопротивления на натяжной и отклоняющей звездочках, учитывающий

потери в шарнирах цепи при их огибании, и потери в подшипниках;

m – число звездочек, кроме ведущей.

7. Расчетная мощность двигателя

$$P_{эд} = \frac{F_t \cdot v}{1000 \cdot \eta_m \cdot \eta_{вз}} = \frac{2344 \cdot 0,882}{1000 \cdot 0,9 \cdot 0,98} = 2,344 \text{ кВт.}$$

Подбор конкретного электродвигателя выполняем так, как это делалось на предыдущих занятиях.

8. Определяем усилия в тяговом органе.

8.1. Минимальное натяжение цепи определяем из условия устойчивости скребка при $\theta = 3^\circ$ (см. рис. 2) и $p_{ск} = 6 \cdot p$ (где p – шаг цепи):

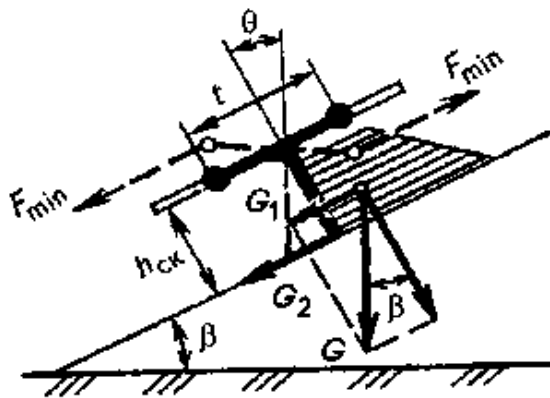


Рис. 2

$$F_{min} = (q + q_u) \cdot g \cdot p_{ск} (\xi \cdot \cos \beta + \sin \beta) \cdot \frac{h_{ск}}{p \cdot \operatorname{tg} \theta} =$$

$$= (7,86 + 5,5) \cdot 9,81 \cdot 6p \cdot (0,6 \cdot 0,95 + 0,3) \cdot \frac{0,1}{p \cdot 0,052} = 1316 \text{ Н}$$

8.2. Усилие в сбегающей ветви тягового органа

$$F_{сб} = F_{min} - W_{xz} + W_{xn} = 1315 - 65 + 13,76 = 1264 \text{ Н.}$$

8.3. Усилие в набегающей ветви тягового органа

$$F_{наб} = F_t + F_{сб} = 2344 + 1264 = 3608 \text{ Н.}$$

9. Выбираем цепь, принимая коэффициент запаса прочности $[n] = 7$ (см. рекомендации на стр. 129).

Определяем расчетное разрушающее усилие в цепи

$$F_{разр} = F_{max} \cdot [n] = 2 \cdot F_{наб} \cdot [n] = 2 \cdot 3608 \cdot 7 = 50512 \text{ Н.}$$

По величине F_{δ} из табл. 94 Приложения принимаем цепь тяговую роликую длиннозвенную ТРД-50,8-6000 с параметрами:

$$p = 50,8 \text{ мм}; \quad [F]_p = 60 \text{ кН}, \quad q_u = 2,9 \text{ кг}.$$

9. Определяем действующую в цепи динамическую нагрузку, для чего находим:

9.1. Суммарную длину транспортера

$$L_{\Sigma} = L_u + L_z = 17 + 4 = 21 \text{ м}.$$

9.2. Массу перемещаемого груза и тягового органа

$$m = (q + 2 \cdot q_u) \cdot L_{\Sigma} = (7,86 + 2 \cdot 2,9) \cdot 21 = 275 \text{ кг}.$$

9.3. Диаметр звездочки

$$D_{36} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{50,8}{\sin \frac{180}{20}} = 325,6 \text{ мм}.$$

9.4. Угловую скорость звездочки

$$\omega_{36} = \frac{2 \cdot v}{D_{36}} = \frac{2 \cdot 0,883}{0,326} = 5,42 \text{ с}^{-1}.$$

Динамическая нагрузка

$$F_{\delta} = 1,5 \cdot m \cdot p \cdot \omega_{36}^2 = 1,5 \cdot 275 \cdot 0,0508 \cdot 5,42^2 = 616 \text{ Н}.$$

10. Расчетное усилие натяжения цепи

$$F_p = F_{наб} + F_{\delta} = 3608 + 616 = 4224 \text{ Н}.$$

11. Расчетный коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{[F]_p}{F_p} = \frac{60000}{4224} = 14,2 \leq [n] = 7,$$

т.е. статическая прочность цепи обеспечена.

УПРАЖНЕНИЕ № 7

РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТЕРА

Рассчитать параметры пневматического транспортера всасывающего типа (см. рис. 1) производительностью 40 т/ч при дальности перемещения груза (зерно ячменя) 30

М.

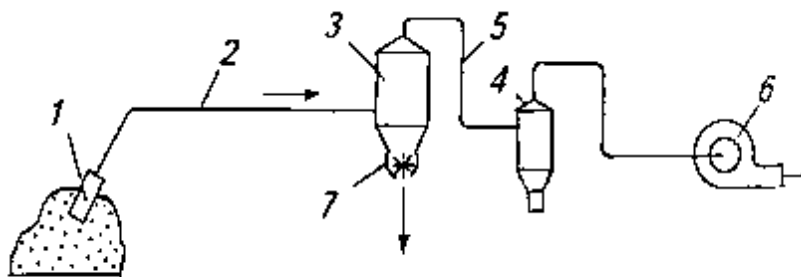


Схема пневмотранспортной установки всасывающего действия:

1 — заборное устройство; 2 — продуктопровод; 3 — разгрузочное устройство; 4 — фильтр; 5 — воздухопровод; 6 — воздуходувная машина; 7 — затвор

Рис. 1

РЕШЕНИЕ

1. Определяем расчетный расход воздуха

$$V = \frac{Q}{3,6 \cdot \mu \cdot \rho_v} = \frac{40}{3,6 \cdot 25 \cdot 0,9} = 0,493 \text{ м}^3 / \text{с.}$$

Здесь $\mu = 25$ — коэффициент массовой концентрации смеси зерно-воздух - см. рекомендации на стр. 154);

$\rho_v = 0,9 \text{ кг/м}^3$ — плотность воздуха для всасывающих установок (см.

там же).

2. Задаемся скоростью витания (наименьшей скоростью воздушного потока, в котором частицы груза находятся во взвешенном состоянии — см. табл. 89 Приложения):

$$v_{\text{вит}} = 9 \text{ м/с.}$$

3. Тогда скорость движения аэросмеси в материалопроводе

$$v_p = 15,75 + 0,85 \cdot v_{\text{вит}} = 15,75 + 0,85 \cdot 9 = 23,4 \text{ м/с.}$$

4. Внутренний диаметр трубопровода

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot v_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,493}{3,14 \cdot 23,4}} = 0,164 \text{ м.}$$

Принимаем (см. табл. 75 Приложения) для стационарного участка трубопровода стальную трубу с диаметрами

$$d_{нар} = 180 \text{ мм} \quad \text{и} \quad d_T = 170 \text{ мм},$$

а для гибкого участка – резиноканевый рукав с

$$d_{внутр} = 170 \text{ мм}.$$

5. В качестве разгрузочного устройства принимаем (см. табл. 101 Приложения) центробежный циклон-разгрузитель ЦР-550, у которого расчетный расход воздуха $V = 0,52 \text{ м}^3/\text{с}$.

6. Принимаем (см. рекомендации на стр. 151) двухступенчатую очистку воздуха от пыли:

6.1. Первая ступень (см. табл. 105 Приложения) – циклон ЦОЛ-3 с производительностью

$$Q_{ц} = 0,83 \text{ м}^3/\text{с}.$$

6.2. Вторая ступень – матерчатый фильтр. Для выбора его конкретной марки определяем площадь фильтра

$$A_{\phi} = \frac{60 \cdot V}{W_{\phi}} = \frac{60 \cdot 0,493}{5} = 5,92 \text{ м}^2,$$

где $W_{\phi} = 5 \text{ м}^3 / \text{м}^2 \cdot \text{мин}$ – нагрузка на фильтрующую ткань (см. табл. 103 Приложения).

Выбираем (см. рекомендации на стр. 151) фильтр РЦИ-6,9-16, у которого $A_{\phi} = 6,9 \text{ м}^2$.

7. Определяем давление воздуха, необходимое для преодоления различных сопротивлений. Для этого находим:

7.1. Потери во всасывающем сопле

$$p_{\phi} = 0,631 \cdot v_p^2 \cdot (10 + 0,5 \cdot \mu) = 0,631 \cdot 23,4^2 \cdot (10 + 0,5 \cdot 25) = 7774 \text{ Па}.$$

7.2. Потери на перемещение аэросмеси по материалопроводу (см. рис. 1)

$$\begin{aligned} p_m &= 0,631 \cdot v_p^2 \cdot \frac{l+h}{d_T} \cdot (1 + K_a \cdot \mu) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{d_T} \right) = \\ &= 0,631 \cdot 23,4^2 \cdot \frac{24+6}{0,164} \cdot (1 + 0,24 \cdot 25) \cdot \left(0,0125 + \frac{0,0011}{0,164} \right) = \\ &= 8492 \text{ Па}, \end{aligned}$$

где K_a – коэффициент, зависящий от концентрации аэросмеси, скорости и физико-механических свойств груза (см. рекомендации на стр. 154).

7.3. Потери давления на вертикальный подъем аэросмеси

$$p_n = 12,2 \cdot h \cdot (1 + \mu) = 12,2 \cdot 6 \cdot (1 + 25) = 1903 \text{ Па.}$$

7.4. Как видно из схемы транспортера, в нем 7 колен с поворотом на 90

градусов. Принимая соотношение $\frac{R}{d_T} = 3$ (см.рис. 2),

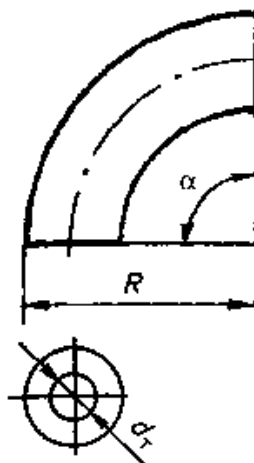


Рис. 2

из табл. 9.2 на стр. 155 выбираем суммарный коэффициент местных сопротивлений трубопровода

$$\sum \xi = 5 \cdot 0,12.$$

Тогда потери давления в коленах трубопровода

$$p_k = \sum \xi \cdot \frac{\rho_v \cdot v_p^2}{2} = 7 \cdot 0,12 \cdot \frac{0,9 \cdot 23,4^2}{2} = 207 \text{ Па.}$$

7.5. Потери давления в разгрузителе и фильтрах (см. рекомендации на стр. 155):

$$p_p = 2000 \text{ Па}; \quad p_\phi = 1150 \text{ Па.}$$

7.6. Полное давление

$$\begin{aligned} p_o &= 1,25 \cdot (p_v + p_m + p_n + p_k + p_p + p_\phi) = \\ &= 1,25 \cdot (7774 + 8492 + 1903 + 207 + 2000 + 1150) = \\ &= 26907 \text{ Па.} \end{aligned}$$

8. Необходимая мощность привода воздуходувной машины

$$P_{эд} = \frac{p_o \cdot V}{\eta_{в.м} \cdot \eta_{пр}} = \frac{26907 \cdot 0,493}{0,8 \cdot 0,9} = 18424 \text{ Вт},$$

где $\eta_{в.м} = 0,8$ — КПД воздуходувной машины;

$\eta_{пр} = 0,9$ — КПД привода воздуходувной машины.

Для рассчитываемого транспортера принимаем (см. табл. 109 Приложения) воздуходувную машину РВН-50 с параметрами:

$Q_v = 0,83 \text{ м}^3 / \text{с}$ — производительность;

$p_{ном} = 0,04 \text{ МПа} = 40 \text{ кПа}$ — номинальное давление всасывания;

$n_{в.м} = 485 \text{ мин}^{-1}$ — частота вращения;

$P_{эд} = 75 \text{ кВт}$ — мощность электродвигателя.

УПРАЖНЕНИЕ № 8

РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА

Рассчитать ленточный транспортер для перемещения пшеницы производительностью $Q = 60$ т/ч, если даны:

$\rho = 750 \text{ кг/м}^3$ — плотность пшеницы;

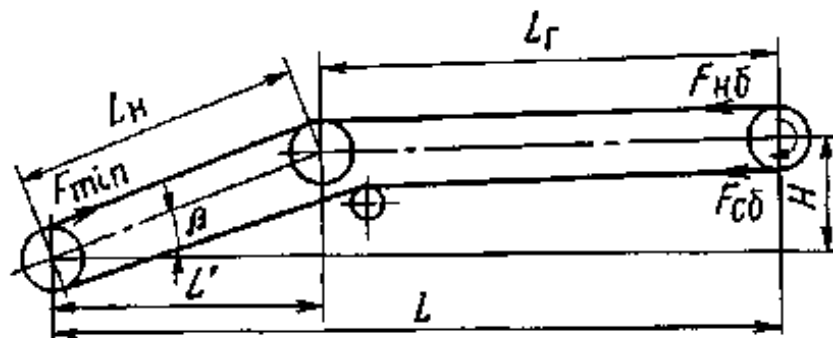
$L = 60$ м — расстояние транспортирования;

$H = 6$ м — высота транспортирования;

Загрузка — через воронку с лотком;

Разгрузка — через концевой приводной барабан;

Натяжное устройство — винтовое.



РЕШЕНИЕ

1. Принимаются скорость транспортирования и вспомогательные параметры:

* Скорость транспортирования (см. табл. 8.1 на стр. 111):

$$v_n = 3 \text{ м/с.}$$

* Коэффициент трения пшеницы по ленте в состоянии покоя (табл. 85 Приложения):

$$f_n = 0,5,$$

тогда при работе транспортера $f_\delta = (0,7...0,9) \cdot f_n = 0,8 \cdot 0,5 = 0,4$,

а угол трения ψ пшеницы по ленте определится из равенства

$$tg\psi = f_\delta = 0,4 \rightarrow \psi = arctgf_\delta = arctg0,4 = 22^\circ.$$

* Так как условие отсутствия проскальзывания пшеницы на ленте $\beta = \psi - 4...5^\circ$, для рассматриваемой схемы транспортера угол наклона наклонной части принимается равным

$$\beta = \psi - 5 = 22 - 5 = 17^\circ.$$

Тогда длина наклонной части конвейера

$$L_n = \frac{H}{\sin \beta} = \frac{6}{\sin 17^\circ} = \frac{6}{0,292} = 20,55 \text{ м,}$$

а длина проекции наклонной части на горизонтальную плоскость

$$L' = L_n \cdot \cos \beta = 20,55 \cdot \cos 17 = 20,55 \cdot 0,956 = 19,65 \text{ м.}$$

2. с целью уменьшения потерь и увеличения производительности транспортера для поддержания рабочей ветви ленты выбираются трехроликовые желобчатые опоры.

3. Определяется ширина ленты с учетом желобчатой формы:

$$B = \sqrt{\frac{Q_c}{K_n \cdot K_\beta \cdot \rho \cdot v}} = \sqrt{\frac{16,7}{0,085 \cdot 0,8 \cdot 750 \cdot 3}} = 0,33 \text{ м,}$$

где $K_n = 0,085$ – коэффициент производительности при желобчатой ленте (см. стр. 111);

$K_\beta = 0,8$ – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона транспортера на осыпание

груза.

Из стандартного ряда (стр. 111) принимается ширина ленты $B = 400 \text{ мм}$.

4. Выбирается (см. табл. 90 Приложения) лента резинотканевая с прокладками из ткани БКНЛ-65, у которой предел прочности $K_p = 65 \text{ кг/м}$, предварительное число прокладок $z = 3$, толщина прокладки $\delta_o = 1,15 \text{ мм}$, толщина обрешиненного слоя с рабочей стороны (с учетом малой абразивности зерна пшеницы) $\delta_1 = 2 \text{ мм}$, а с опорной стороны $\delta_2 = 1 \text{ мм}$.

Общая толщина ленты

$$\delta = \delta_o \cdot z + \delta_1 + \delta_2 = 1,15 \cdot 3 + 2 + 1 = 6,45 \text{ мм.}$$

5. Линейная плотность ленты

$$q_n = 1,12 \cdot B \cdot \delta = 1,12 \cdot 0,4 \cdot 6,45 = 2,89 \text{ кг/м,}$$

а линейная плотность груза

$$q_2 = \frac{Q}{3,6 \cdot v_n} = \frac{60}{3,6 \cdot 3} = 5,6 \text{ кг/м.}$$

6. Принимается (см. табл. 8.2 и рекомендации на стр. 113) при $B = 400 \text{ мм}$, $v = 3 \text{ м/с}$ и сравнительно небольшой плотности зерна диаметр роликов

$$d_p = 108 \text{ мм,}$$

а для увеличения долговечности ленты – угол наклона боковых роликов $\alpha = 45^\circ$. Тогда (см. табл. 90 и 91 Приложения) принимаются желобчатые роликовые опоры **РЖ-40-45** с массой вращающихся частей одной опоры

$$m_p = 10,7 \text{ кг},$$

а нижние опоры для холостой ветви – прямые роликовые **РН-40**, у которых

$$d_{px} = 83 \text{ мм}, \quad m_{px} = 7,7 \text{ кг}.$$

7. Учитывая ширину ленты, принимают

$$l_p = 1,5 \text{ м}; \quad l_3 = 0,75 \text{ м}; \quad l_x = 3 \text{ м}.$$

8. Линейная плотность рабочей ветви роликовой опоры

$$q_{pp} = \frac{m_p}{l_p} = \frac{10,7}{1,5} = 7,13 \text{ кг/м}, \quad \text{а холостой ветви}$$

$$q_{px} = \frac{m_{px}}{l_x} = \frac{7,7}{3} = 2,57 \text{ кг/м}.$$

9. Определяется сопротивление движению ленты на прямолинейных и криволинейных участках, и сопротивление движению ленты при загрузке по упрощенным формулам, принимая (см. стр.118, табл. 8.3):

* коэффициент сопротивления движению ленты по роликам на открытом воздухе:

для желобчатой опоры $\omega_p = 0,04$;

для холостой опоры $\omega_x = 0,035$.

* коэффициент сопротивления движению ленты на криволинейных участках

$$K_i = 1,05.$$

* начальную скорость груза при загрузке $v_o = 0$.

9.1. Для наклонного участка рабочей ветви

$$\begin{aligned} W_{pn} &= g \cdot L_n \cdot \left[(q_z + q_l + q_{pp}) \cdot \omega_p \cdot \cos \beta + (q_z + q_l) \cdot \sin \beta \right] = \\ &= 9,8 \cdot 20,55 \cdot \left[(5,6 + 2,89 + 7,13) 0,04 \cdot \cos 17^\circ + (5,6 + 2,89) \cdot \sin 17^\circ \right] = 603 \text{ Н} \end{aligned}$$

9.2. Для горизонтального участка рабочей ветви

$$\begin{aligned} W_{pz} &= q \cdot L_z \cdot (q_z + q_l + q_{pp}) \cdot \omega_p = \\ &= 9,8 \cdot (60 - 19,65) \cdot (5,6 + 2,89 + 7,13) \cdot 0,04 = 251 \text{ Н} \end{aligned}$$

9.3. Для горизонтального участка холостой ветви

$$W_{xz} = g \cdot L_z \cdot (q_l + q_{px}) \cdot \omega_x = 9,8 \cdot 40,35 \cdot (2,89 + 2,57) \cdot 0,035 = 77 \text{ Н}.$$

9.4. Для наклонного участка холостой ветви

$$\begin{aligned} W_{xn} &= g \cdot L_n \cdot (q_l + q_{px}) \cdot (\omega_x \cdot \cos \beta - \sin \beta) = \\ &= 9,8 \cdot 20,55 \cdot (2,89 + 2,57) \cdot (0,035 \cdot \cos 17^\circ - \sin 17^\circ) = -276 \text{ Н} \end{aligned}$$

9.5. Сопротивление движению ленты при загрузке ($v_o = 0$):

$$W_{заг} = Q_c \cdot (v_l - v_{ин}) = 16,66 \cdot (3 - 0) = 50 \text{ Н}.$$

9.6. Зная коэффициент сопротивления передвижению ленты на криволинейных участках $K_i = 1,05$, определяют окружную силу на ведущем барабане

$$F_t = K^m \cdot \sum W = 1,05^4 \cdot (603 + 251 + 77 + 50 - 276) = 858 \text{ Н.}$$

10. Усилие натяжения ленты в *сбегающей* ветви

$$F_{сб} = \frac{F_t}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{858}{2,71^{0,2 \cdot 3,14} - 1} = 987 \text{ Н,}$$

а усилие натяжения в *набегающей* ветви

$$F_{наб} = F_{сб} + F_t = 858 + 987 = 1845 \text{ Н} = F_{max}.$$

Здесь $f = 0,2$ – коэффициент трения ленты по стальному барабану.

11. Выбранная лента проверяется на прочность по коэффициенту запаса прочности при значении $[s] = 9$ (см. стр. 111):

$$s = \frac{z \cdot B \cdot K_p}{F_{max}} = \frac{3 \cdot 400 \cdot 65}{1845} = 42,2 \gg [s] = 9.$$

Число прокладок ленты $z = 3$ принимается *окончательно*.

Если бы оказалось $s < [s]$, нужно было бы увеличить z .

12. Минимальное натяжение рабочей ветви ленты (в месте сбегающей ее с натяжного барабана) определяется по формуле

$$F_{min} = [(F_{сб} + W_{xz}) \cdot K_i \pm W_{xn}] \cdot K_i = [(987 + 77)1,05 - 276] \cdot 1,05 = 883 \text{ Н.}$$

Тогда, при $l_3 = 0,75 \text{ м}$ стрела провисания ленты

$$f = \frac{g \cdot (q_2 + q_l) \cdot l_3^2}{8 \cdot F_{min}} = \frac{9,8 \cdot (5,6 + 2,89) \cdot 0,75^2}{8 \cdot 883} = 0,007 \ll [f] = 0,025 \cdot 0,75 = 0,019,$$

а при $l_p = 1,5 \text{ м}$

$$f = \frac{9,8 \cdot (5,6 + 2,89) \cdot 1,5^2}{8 \cdot 883} = 0,027 < [f] = 0,038.$$

13. Определяются диаметры барабанов, с округлением их до стандартного значения по ГОСТ 22644-77.

13.1. Диаметр приводного барабана

$$D_{бн} = K_1 \cdot K_2 \cdot Z = 130 \cdot 1 \cdot 3 = 390 \rightarrow 400 \text{ мм,}$$

где значения K_1 и K_2 - см. рекомендации на стр.111.

13.2. Диаметр натяжного барабана (при $K_2 = 0,9$):

$$D_{бн} = 130 \cdot 0,9 \cdot 3 = 351 \text{ мм} \approx D_n = 400 \text{ мм.}$$

13.3. Диаметр отклоняющего барабана (при $K_2 = 0,5$):

$$D_{бн} = 130 \cdot 0,5 \cdot 3 = 195 \rightarrow 200 \text{ мм.}$$

14. Длина всех барабанов

$$L_{б} = B + 100 = 400 + 100 + 500 \text{ мм.}$$

15. Частота вращения приводного барабана

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot v_{\delta}}{\pi \cdot D_{\delta n}} = \frac{60 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,4} = 143 \text{ мин}^{-1}.$$

16. Расчетная мощность электродвигателя

$$P_{\text{эд.расч}} = \frac{F_t \cdot v_{\delta}}{\eta_{\delta} \cdot \eta_m} = \frac{858 \cdot 3}{0,96 \cdot 0,9} = 2979 \text{ Вт},$$

где $\eta_{\delta} = 0,96$ – КПД барабана, зависящий от типа подшипников и жесткости ленты;

$\eta_i = 0,9$ – КПД привода с двухступенчатым редуктором.

Из табл. 25 Приложения выбирается электродвигатель **4A100S3Y3**, у которого

$$P_{\text{ном}} = 3 \text{ кВт} \quad \text{и} \quad n_{\text{эд}} = 1435 \text{ мин}^{-1}.$$

17. Расчетное передаточное число

$$n' = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\delta n}} = \frac{1435}{143} = 10,03.$$

Из табл. 29, 33, 36 Приложения видно, что ближайшее передаточное число

двухступенчатых цилиндрических редукторов $u_p = 10$, следовательно, отклонение

составляет

$$\Delta u = \frac{u - u'}{u'} \cdot 100 = \frac{10 - 10,03}{10,03} \cdot 100 = 0,3 \leq [\Delta u] = \pm 4\%,$$

что вполне допустимо.

Вращающий момент на валу приводного барабана, равный моменту на тихоходном валу редуктора,

$$T_{\delta} = F_t \cdot \frac{D_{\delta n}}{2 \cdot \eta_{\delta}} = 858 \cdot \frac{0,4}{2 \cdot 0,95} = 181 \text{ Нм}.$$

Из табл. 33 Приложения выбирается редуктор **Ц2У – 100**, у которого

$$u_p = 10 \quad \text{и} \quad T_T = 250 \text{ Нм}.$$

Антон Алексеевич Хохлов
Сергей Николаевич Петряков

**Подъемно-транспортные машины и оборудование во
внутрипроизводственных коммуникациях:**

краткий курс лекций

для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» - Димитровград: Технологический институт – филиал УлГАУ, 2019.-
72 с.