

Часть вторая ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

Раздел V. МЕХАНИЗМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

18. МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА ГРУЗА

18.1. Общие сведения, классификация

На предприятиях легкой и текстильной промышленности, где совершаются только отдельные виды оборудования и отсутствует законченный автоматический технологический процесс, сохраняются промежуточные погрузочно-разгрузочные и транспортные операции. Численность рабочих, занятых непроизводственным тяжелым физическим трудом, составляет 20 – 30 % общего числа рабочих, а трудозатраты (без складских расходов) составляют 30 – 40 % общих затрат.

По принципу действия и конструкции различают три группы подъемно-транспортных устройств:

- грузоподъемные машины;
- транспортирующие машины;
- напольный транспорт.

К первой группе относятся краны различных типов. Краны перемещают грузы циклически по произвольной трассе, включающей подъем и спуск, с чередованием движения и остановок. К грузоподъемным машинам относят также домкраты, лифты, лебедки.

Вторая группа включает конвейеры (транспортеры) различных типов, предназначенные для перемещения штучных и насыпных грузов непрерывным потоком по постоянной трассе.

К третьей группе устройств относятся машины напольного транспорта, предназначенные для транспортировки, загрузки, разгрузки и штабелирования грузов (электро- и автопогрузчики, штабелеры, напольные тележки).

Грузоподъемные машины кроме механизма подъема груза могут включать механизмы передвижения, поворота, изменения угла наклона стрелы, изменения вылета стрелы.

Мостовой кран, кран-балка и другие подобные машины (пролетные, козловые) имеют в своей конструкции механизмы подъема груза, передвижения тележки и передвижения крана (*рис. 18.1*).

Консольные краны и аналогичные им по назначению машины (строительные, порталные, автомобильные) включают кроме грузоподъемного механизма механизмы поворота и изменения длины вылета стрелы (или угла наклона).

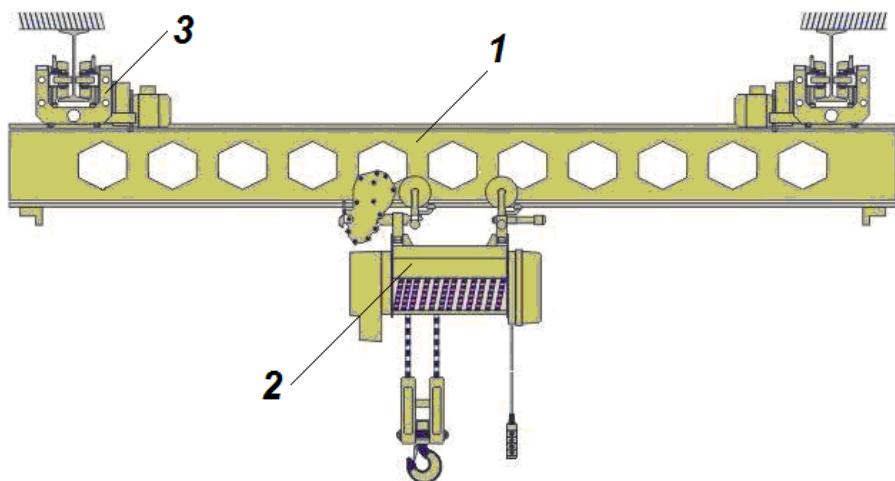


Рис. 18.1. Кран-балка: 1 – металлоконструкция с несущей балкой; 2 – электроталь (тельфер) с механизмами подъема груза и передвижения; 3 – механизм передвижения крана

18.2. Параметры грузоподъемных механизмов

Параметрами грузоподъемных механизмов являются:
грузоподъемность;
скорость подъема и опускания груза;
высота подъема груза.

Под грузоподъемностью понимают максимальную массу груза, на подъем которого рассчитана грузоподъемная машина. Существует номинальный ряд грузоподъемности, согласно которому изготавливают грузоподъемные машины (т): 0,010; 0,0125; 0,0160; 0,020; 0,025; 0,032; 0,040; 0,050; 0,063; 0,080; 0,1 и т. д. (ряд продолжается путем умножения на 10 каждого последующего за 0,010 числа).

При использовании для подъема груза дополнительного устройства значительной массы (электромагнит, грейфер) номинальная грузоподъемность уменьшается на массу этого устройства. Скорость подъема груза зависит от грузоподъемности крана и технологических особенностей его работы и составляет 25 – 80 м/мин. Высота подъема груза зависит от особенностей производственного помещения и габарита установленного оборудования, но может ограничиваться канатоемкостью барабана грузоподъемной машины.

18.3. Режимы работы грузоподъемных механизмов

Условия работы грузоподъемного механизма существенно влияют на его долговечность. Рассматривают четыре режима эксплуатации грузоподъемного механизма, при определении которых учитываются следующие параметры.

1. Коэффициент использования механизма по грузоподъемности

$$k_{GP} = \frac{Q_{GP}}{Q_{ном}},$$

где Q_{GP} – средняя масса груза, т; $Q_{ном}$ – номинальная грузоподъемность, т.

2. Коэффициент суточного использования механизма

$$k_C = \frac{t_P}{24},$$

где t_P – продолжительность работы механизма в течение суток, ч.

3. Коэффициент годового использования механизма

$$k_G = \frac{n_{PD}}{365},$$

где n_{PD} – число рабочих дней за год.

4. Продолжительность включения механизма, %, в течение цикла работы машины

$$ПВ = \sum t \frac{100}{t_{Ц}},$$

где $\sum t$ – суммарное время работы механизма в течение одного цикла работы машины, ч; $t_{Ц}$ – продолжительность цикла работы машины, ч.

Сопоставляя вышеперечисленные условия с данными таблицы, определяют режим работы грузоподъемного механизма. Основными показателями при установлении режима являются k_{GP} и $ПВ$ (табл. 18.1).

Т а б л и ц а 18.1. Режимы работы грузоподъемных механизмов

Режим	k_{GP}	ПВ, %	k_C	k_G
Легкий	0,125	15	0,33	0,25
Средний	0,25	25	0,66	0,5
Тяжелый	0,5	40	1	0,75
Весьма тяжелый	1	60	1	1

Режим работы грузоподъемного механизма оказывает существенное влияние на выбор коэффициентов, определяющих запас прочности канатов, размер барабана и блоков.

18.4. Основные элементы механизмов подъема груза

К основным элементам относят:

- гибкие органы (цепи, канаты);
- блоки, звездочки, барабаны;
- грузозахватные устройства;
- остановочные и тормозные устройства;
- привод.

Грузовые сварные цепи (*рис. 18.2, а*) состоят из звеньев овальной формы, изготавливаемых из круглой стали посредством сварки. Основные размеры звеньев: t – шаг цепи; d – диаметр; b – ширина звена; материал сварных цепей: Ст. 2, Ст. 3, Ст. 4. Сварные цепи испытываются под нагрузкой, равной половине разрушающей, при этом никакие остаточные деформации не допускаются.

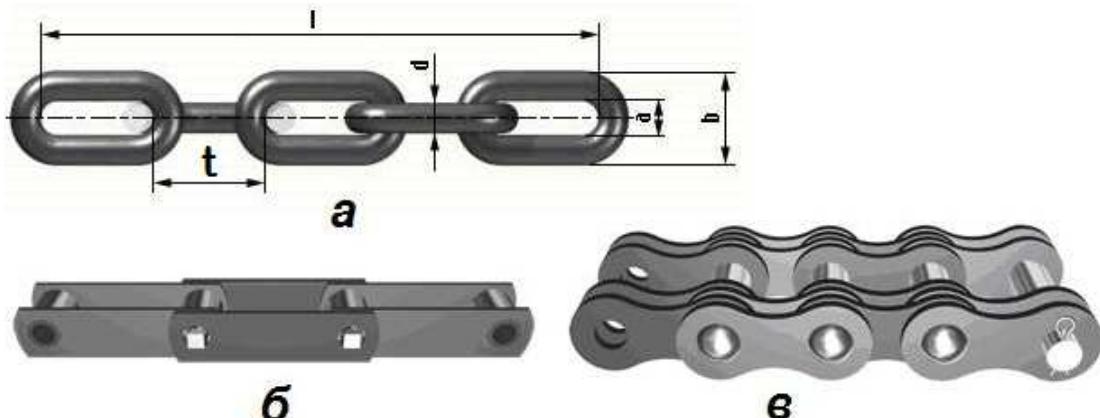


Рис. 18.2. Грузовые цепи: *а* – сварные; *б, в* – пластинчатые

Преимущества грузовых сварных цепей:

большая гибкость;

простота конструкции и изготовления.

Недостатки сварных цепей:

большая масса;

чувствительность к толчкам и перегрузкам;

внезапность разрыва;

износ в местах сопряжения звеньев.

Их применяют в подъемных машинах небольшой грузоподъемности (таль, лебедка, кран с ручным приводом). Чаще всего они применяются в качестве приспособлений для подвешивания грузов к грузозахватным устройствам.

Грузовые шарнирные пластинчатые цепи могут иметь (в зависимости от массы груза) число пластин от 2 до 12 (*рис. 18.2, б, в*).

Преимущества грузовых пластинчатых цепей:

надежность работы цепи выше, так как отсутствует сварка;

трение в шарнирах цепи меньше, чем в сопряженных местах звеньев сварной цепи;

высокая подвижность в плоскости шарниров.

Недостатки пластинчатых цепей:

пластинчатые цепи нельзя нагружать усилиями, действующими под углом к плоскости поворота звеньев, так как это может привести к разрушению цепи;

их не рекомендуют применять в пыльных помещениях, так как это вызывает интенсивный износ контактирующих деталей.

Материал пластин и пальцев – сталь 40; 45; 50.

Пластинчатые цепи в качестве подъемных органов применяются для ручных талей, а при машинном приводе их используют в основном для лебедок и подъемных механизмов со скоростями движения до 0,25 м/с.

В подъемных механизмах наибольшее распространение в качестве гибких органов получили стальные проволочные канаты. В грузоподъемных механизмах применяются канаты круглого сечения, образуемые свивкой проволочек в пряди, последние в свою очередь свиваются в канаты вокруг сердечника (пенька, стальная проволока, асбест, прядь).

По сравнению с грузовыми сварными и пластинчатыми цепями они имеют преимущества:

- меньшая масса;
- лучшее восприятие толчков;
- небольшой шум при работе;
- большая надежность в работе.

В цепях разрыв наступает мгновенно, канат же предварительно разлохмачивается, что является сигналом для его замены.

К недостаткам следует отнести ограниченную гибкость, что требует увеличения диаметра блоков и барабанов, на которые навивается канат. На долговечность каната существенно влияет количество перегибов, особенно чередующихся по направлению изгиба, называемых прямыми и обратными перегибами. Для проволоки канатов используется сталь с пределом прочности 1400 – 2000 МПа.

На практике при выборе каната ограничиваются его проверкой по разрушающей нагрузке без учета изгибов:

$$S_{разр} \geq k \cdot S_{max},$$

где k – коэффициент запаса прочности (для легкого режима – 5; среднего – 5,5; тяжелого и весьма тяжелого – 6); S_{max} – максимальная нагрузка на канат, Н.

Максимальная нагрузка определяется расчетным путем:

$$S_{max} = \frac{Q_{nom} \cdot g}{n_B \cdot \eta_P},$$

где Q_{nom} – номинальная грузоподъемность ($Q_{nom} \geq Q_{GP}$), кг; $g = 9,81$ м/с²;

n_B – количество ветвей каната, воспринимающих нагрузку; η_P – КПД полиспаста (0,8 – 0,95).

18.5. Блоки, полиспасты, барабаны

Блоки представляют собой тела вращения, огибаемые гибким органом (рис. 18.3). Блоки изготавливаются из чугуна или стали. Они делятся на неподвижные (направляющие) и подвижные (ось не закреплена).

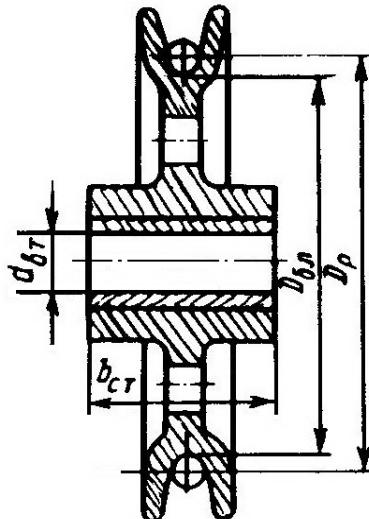


Рис. 18.3. Блок грузоподъемного устройства

Неподвижные блоки обеспечивают направление движения каната, уравновешивание натяжений в ветвях (рис. 18.4).

Канат, огибающий блок на одном конце, нагружен массой груза Q , а на другом – тянувшим усилием S .

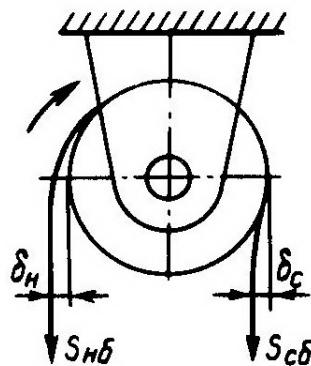


Рис. 18.4. Неподвижный блок:

S_{hb} и S_{cb} – натяжение набегающей и сбегающей ветвей, δ_h и δ_c – отклонение каната от вертикали из-за продольной упругости

С учетом трения на оси блока и сопротивления каната изгибу $S > Q$, т. е.

$$\text{КПД неподвижного блока } \eta = \frac{Q}{S}.$$

Подвижные блоки применяются для выигрыша в силе (рис. 18.5, а) или в скорости (рис. 18.5, б).

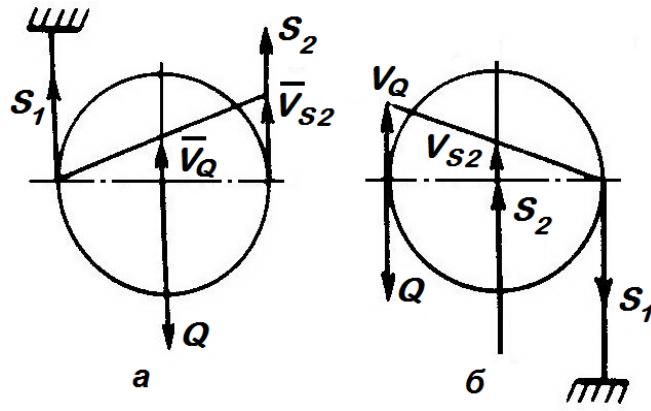


Рис. 18.5. Подвижные блоки:

a – для выигрыша в силе; *б* – для выигрыша в скорости

Блоки для выигрыша в силе служат для подъема груза и преодоления сопротивления с помощью приложения силы меньшей, чем сила тяжести груза.

Уравнение равновесия имеет вид

$$S_1 + S_2 = Q.$$

Величина приложенного усилия S_2 без учета вредных сопротивлений

равна $\frac{Q}{2}$. КПД блока определяется из условия $\eta = \frac{S_2}{S_1}$.

Рассматривая подобные треугольники, находим, что скорость на оси блока, к которой условно подвешен груз, меньше скорости конца каната с приложенным усилием $\bar{V}_2 = 2\bar{V}_Q$, т. е., выигрывая в силе, проигрываем в скорости.

Блоки выигрыша в скорости для подъема груза требуют приложения усилия значительно большего, чем сила тяжести груза. Уравнение равновесия имеют вид

$$S_2 = Q + S_1; \quad S_2 > Q; \quad \eta = \frac{Q}{S_2}.$$

Рассматривая подобные треугольники, находим, что конец каната, к которому подвешен груз, движется быстрее оси блока с приложенной силой, т. е. $\bar{V}_Q = 2\bar{V}_{S2}$.

Расчет блока сводится к определению минимального диаметра (см. рис. 18.3) и других параметров, мм

$$D'_{бл} \geq ed_k,$$

где e – коэффициент, зависящий от типа подъемного устройства и режима работы (принимается равным 20, 25, 30 и 35 соответственно для легкого,

среднего, тяжелого и весьма тяжелого режимов работы грузоподъемного механизма).

По расчетному диаметру $D'_{\delta l}$ выбирают ближайший размер из нормализованного ряда: 160, 200, 250, 315, 400, 560, 630, 800, 1000 и т. д. Диаметр уравнительного блока, служащего только для контроля длины каната в разных ветвях, принимается из расчета

$$D_{\delta l, up} = 0,6 D_{\delta l}.$$

Размеры втулки блока принимают конструктивно и проверяют по аналогии с подшипниками скольжения по допустимому удельному давлению, а также проверяют на нагрев:

$$d_{BT} = (0,3...0,4) D_{\delta l}; \quad b_{CT} = (0,8...1,2) d_{BT}.$$

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, огибаемых канатом и предназначенных для выигрыша в силе или скорости. В грузоподъемных механизмах в основном применяются полиспасты для выигрыша в силе.

В зависимости от схем группировки блоков и огибания их гибким элементом различают полиспасты кратные, степенные и сложные.

В грузоподъемном механизме кран-балки применяются кратные полиспасты. Они характеризуются кратностью k_n , которая определяется как отношение числа ветвей каната в полиспасте к числу ветвей, наматываемых на барабан.

Если на барабан наматывается одна ветвь каната, то полиспаст называется одинарным (*рис. 18.6, а*), при навивке на барабан двух ветвей полиспаст называется сдвоенным (*рис. 18.6, б, в, г*). С увеличением кратности нагрузка на канат уменьшается, но снижается КПД полиспаста из-за возрастания зон потерь на трение и на изгиб и выпрямление каната.

Барабаны изготавливают из чугуна или стали. Для исключения заклинивания каната (многослойная навивка) на барабанах нарезается винтовая канавка (спираль). Барабаны для одинарных полиспастов имеют одну спираль (правую или левую), барабаны для сдвоенных полиспастов имеют две встречные спирали с разделительным гладким участком (*рис. 18.7*).

Расчет барабана сводится к определению его длины и толщины стенки.

Длина барабана зависит от типа полиспаста, диаметра, шага спирали и длины каната, величина которой зависит от высоты подъема и кратности полиспаста. Для одинарного полиспаста (*рис. 18.7, а*) длина барабана, мм

$$L_{\delta ap} = 2l_1 + l_2,$$

для сдвоенного (*рис. 18.7, б*)

$$L_{\delta ap} = 2(l_1 + l_2) + l_3,$$

где l_1 – длина гладких участков (принимается 50 – 75 мм); l_2 – длина нарезанного участка (определяется расчетным путем); l_3 – длина разделительного участка (зависит от расстояния между крайними блоками подвески).

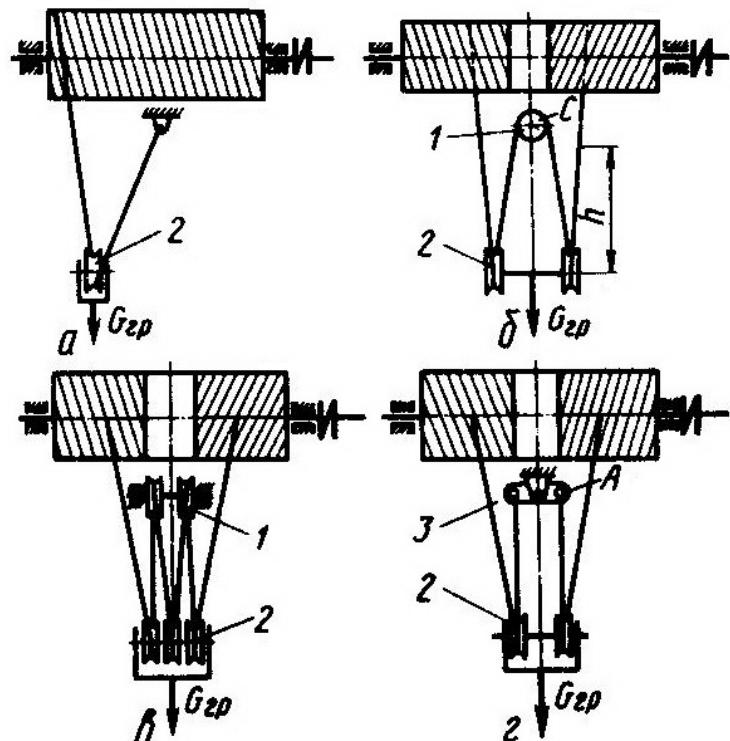


Рис. 18.6. Схемы грузоподъемных механизмов с одинарными (а) и сдвоенными (б, в, г) полиспастами: 1 – блоки уравнительные; 2 – блоки подвижные; 3 – уравнительный рычаг

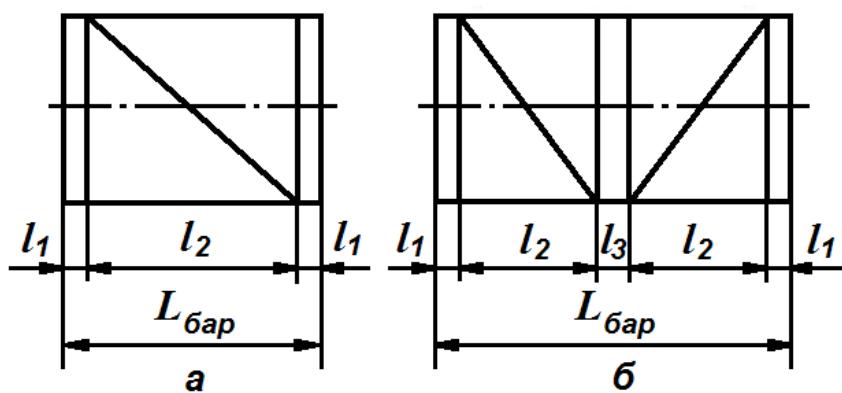


Рис. 18.7. Барабаны грузоподъемных машин для одинарного (а) и сдвоенного (б) полиспастов

Длина нарезанного участка, мм

$$l_2 = z_B \cdot t_H = \left[\frac{k_n H}{\pi D_P} \right] + (2-3)[d_k + \Delta],$$

где z_B – количество витков в спирали; t_H – шаг нарезки спирали, мм; k_n – кратность полиспаста; H – высота подъема груза, мм; D_P – расчетный диаметр барабана ($D_P = D_{\text{бап}} + d_k$), мм; (2–3) – резервные витки на барабане; Δ – зазор между витками ($\Delta = 2 \dots 5$ мм).

Диаметр барабана определяется по аналогии с блоками.

Толщина стенки барабана, мм,

$$\delta = 0,02D_{\text{бап}} + (6 - 10).$$

При выполнении барабана из чугуна толщина стенки не менее 12 мм.

Барабан нагружен сжимающей силой от навиваемого на него каната, а также испытывает влияние крутящего и изгибающего моментов.

Условие прочности на сжатие:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{S_{\text{max}}}{\delta \cdot t_H} \leq [\sigma_{\text{сж}}].$$

Допускаемое напряжение на сжатие для чугуна – 75 МПа, для стали – 150 МПа.

При небольшой длине барабана ($L_{\text{бап}} \leq 3D_{\text{бап}}$) ограничиваются проверкой прочности на сжатие.

В случаях, если $L_{\text{бап}} > 3D_{\text{бап}}$, стенка проверяется на сложное напряжение от изгибающего и крутящего моментов:

$$\sigma_F = \sqrt{\frac{M_u^2 + T^2}{W}} \leq [\sigma_F],$$

где M_u – величина изгибающего момента на барабане, Н·м; T – крутящий момент на барабане, Н·м; W – полярный момент сопротивления, м³; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение (для чугуна – 80 МПа, для стали – 120 МПа).

Величина изгибающего момента, Н·м,

$$M_u = \frac{S' \cdot L_{\text{бап}}}{2},$$

где $S' = \frac{S_{\text{max}}}{2}$ – для одинарного полиспаста, Н; $S' = S_{\text{max}}$ – для сдвоенного полиспаста, Н.

Крутящий момент на барабане, Н·м,

$$T = \frac{S' \cdot D_{\text{бап}}}{2}.$$

Полярный момент сопротивления для кольцевого сечения, м³,

$$W = \frac{0,1(D_{\delta ap}^4 - D_1^4)}{D_{\delta ap}}$$

где $D_1 = D_{\delta ap} - 2\delta$ – внутренний диаметр барабана, м.

Канат крепится к барабану с помощью прижимных планок (рис. 18.8).

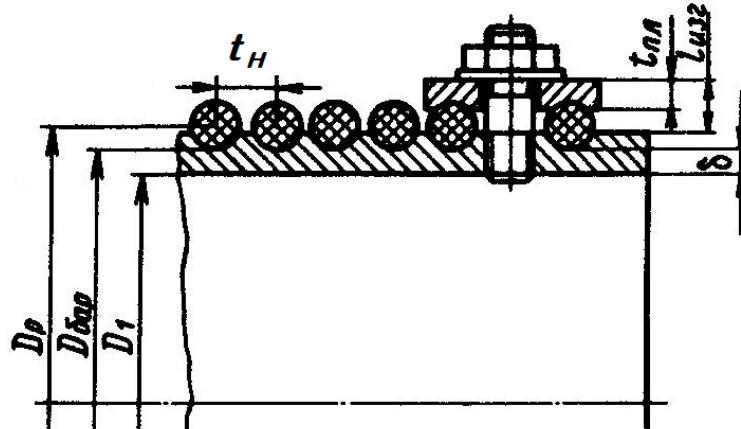


Рис. 18.8. Крепление каната к барабану прижимной планкой

Планка прижимает канат к барабану при помощи болта или шпильки. Шпильки применяются при изготовлении барабанов из чугуна, так как не требуют вывинчивания из отверстий при смене каната и не разрушают резьбы в теле барабана.

Болты (шпильки) рассчитываются из условия прочности на растяжение с учетом изгибающего момента, создаваемого силой трения между планкой и канатом:

$$\sigma_P = \left(\frac{1,3N}{F} + \frac{M_u}{W} \right) \leq [\sigma_P],$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий влияние крутящего момента при затяжке болта или гайки на шпильке; N – реакция при затяжке, Н; M_u – момент, изгибающий болт (шпильку), Н·м; W – момент сопротивления при изгибе, м³; $[\sigma_P] = 40...50$ МПа.

Сила реакции N , создающая прижатие планки к барабану, рассчитывается с учетом резервных витков, снижающих натяжение каната в зоне крепления, Н,

$$N = \frac{S_{max}}{2f \cdot e^{f\alpha}},$$

где f – коэффициент трения скольжения каната о планку и тело барабана ($f = 0,08...0,12$); α – угол обхвата резервными витками барабана до зоны крепления [$\alpha = (3-4)\pi$], рад; e – основание натурального логарифма.

Площадь сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру и момент сопротивления изгибу определяются путем подборки резьбовой детали:

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad W \approx 0,1d_1^3.$$

Для крепления каната к барабану могут применяться две или три прижимные планки.

18.6. Грузозахватные приспособления

Производительность грузоподъемных механизмов в большей степени зависит от продолжительности операций на захват и освобождение груза. Для сокращения времени на эти операции применяются грузозахватные приспособления, разделяемые на две группы: для штучных грузов – крюки, скобы, захват; для насыпных грузов – ковши, грейферы.

В грузоподъемных машинах общего назначения грузозахватными приспособлениями служат крюки, к которым грузы прикрепляются при помощи канатных или цепных строп. Крюки изготавливаются из стали 20 коваными, штампованными и составленными из пластин. К ним предъявляются высокие требования по надежности. Для ограниченных по массе грузов применяются однорогие кованые крюки с резьбовым хвостовиком и цилиндрическим участком для установки упорного подшипника (рис. 18.9).

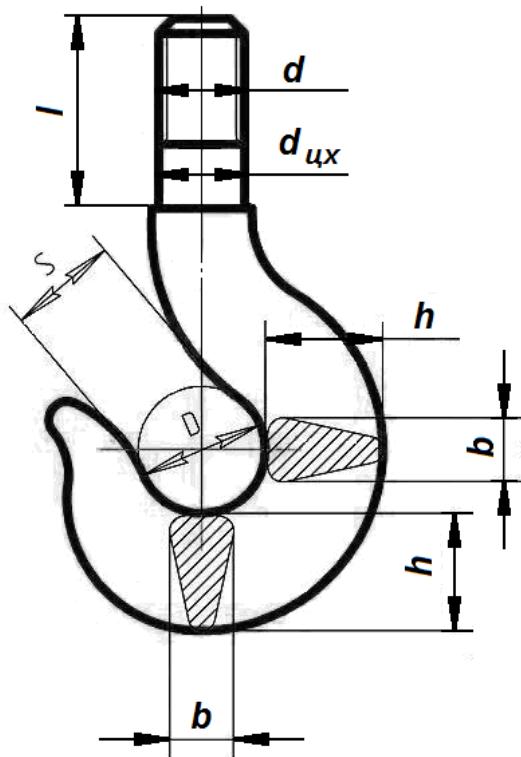


Рис. 18.9. Крюк кованый однорогий

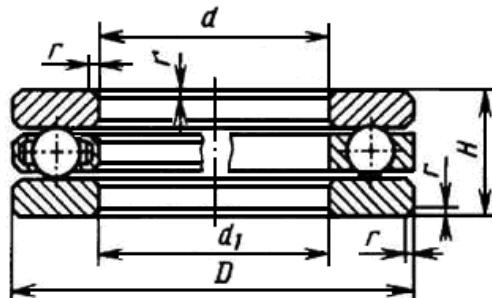
Крюки выбирают в зависимости от грузоподъемности и режима работы (табл. 18.2).

Т а б л и ц а 18.2. Крюки однорогие (ГОСТ 6627 – 74)

Номер крюка	Грузоподъемность Q , кН		Диаметр резьбы хвостовика на шаг $d \times P$, мм	Длина резьбовой части хвостовика l , мм	Диаметр внутренней резьбы хвостовика d_1 , мм	Диаметр цилиндрической части хвостовика d_{ch} , мм
	Режим	легкий и средний				
1	3,2	2,5	M12x1,75	20	10,1	12
2	4,0	3,2	M12x1,75	20	10,1	12
3	5,0	4,0	M14x2,0	20	11,8	15
4	6,3	5,0	M16x2,0	25	13,8	17
5	8,0	6,3	M16x2,0	25	13,8	17
6	10,0	8,0	M20x2,5	30	17,3	20
7	12,5	10,0	M20x2,5	30	17,3	20
8	16,0	12,5	M24x3,0	35	20,7	25
9	20,0	16,0	M27x3,0	40	23,7	30
10	25,0	20 _Г 0	M30x3,5	45	26,2	30
11	32,0	25,0	M33x3,5	50	29,2	35
12	40,0	32,0	M36x4,0	55	31,6	40
13	50,0	40,0	M42x4,5	60	37,1	45
14	63,0	50,0	M48x5,0	70	42,6	50
15	80,0	61,0	M52x5,0	75	46,6	55
16	100,0	80,0	M56x5,5	80	50,0	60
17	125,0	100,0	M64x6,0	90	57,5	70
18	160,0	125,0	Трап. 70x10	95	59,0	75
19	200,0	160,0	Трап. 80x10	100	69,0	85
20	250,0	200,0	Трап. 90x12	120	77,01	100

Крюки опираются на траверсу с помощью упорного подшипника, который устанавливается на цилиндрической части хвостовика и крепится гайкой на резьбовой его части. Подшипники выбираются по статической грузоподъемности C_0 , при этом $C_0 \geq Q_{nom}$. Данные упорных подшипников приведены в табл. 18.3.

Т а б л и ц а 18.3. Шариковые упорные одинарные подшипники (ГОСТ 7872 – 89)



Обозначение подшипников	Внутренний диаметр d , мм	Наружный диаметр D , мм	Высота подшипника H , мм	Статическая грузоподъемность C_0 , кН
8101	12	26	9	12,9
8201	12	28	11	16
8102	15	28	9	14
8202	15	32	12	20,8
8103	17	30	9	16,6
8203	17	35	12	23,2
8104	20	35	10	22,4
8204	20	40	14	32
8105	25	42	11	30
8205	25	47	15	42,5
8305	25	52	18	46,5
8106	30	47	11	33,5
8206	30	52	16	40
8306	30	60	21	55
8107	35	52	12	39
8207	35	62	18	57
8307	35	68	24	75
8108	40	60	13	53
8208	40	68	19	83
8308	40	78	26	95
8109	45	65	14	58,5
8209	45	73	20	67
8309	45	85	28	118
8110	50	70	14	64
8210	50	78	22	90
8310	50	95	31	146
8111	55	78	16	63
8211	55	90	25	114
8311	55	105	35	176

Окончание табл. 18.3

Обозначение подшипников	Внутренний диаметр d , мм	Наружный диаметр D , мм	Высота подшипника H , мм	Статическая грузоподъемность C_0 , кН
8112	60	85	17	95
8212	60	95	26	118
8114	70	95	18	93
8214	70	105	27	134
8115	75	100	19	104
8215	75	110	27	143
8117	85	110	19	114
8217	85	125	31	212
8120	100	135	25	160
8220	100	150	38	270
8320	100	170	55	475

Установка упорного подшипника позволяет уменьшить закручивание канатов при повороте груза, что бывает необходимо при монтаже и штабелировании. Крюк закрепляется в поперечине (траверсе) подвески нормального (*рис. 18.10*) или укороченного (*рис. 18.11*) типа.

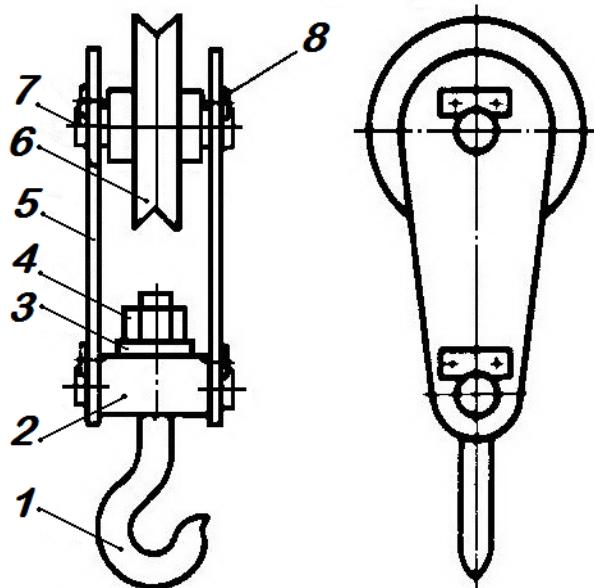


Рис. 18.10. Грузонесущая подвеска нормального типа: 1 – крюк; 2 – траверса; 3 – упорный подшипник; 4 – гайка; 5 – серьга; 6 – блок; 7 – ось; 8 – стопорная планка

Нормальная подвеска имеет больший размер по высоте, так как блоки размещаются на оси и соединяются с поперечиной щеками. Подвеска

нормального типа применяется при любой кратности полиспаста в отличие от подвески укороченного типа, имеющей меньший габарит по высоте, но пригодной только для четной кратности полиспаста. Поперечины и оси блоков рассчитываются из условия прочности на изгиб, щеки – на растяжение.

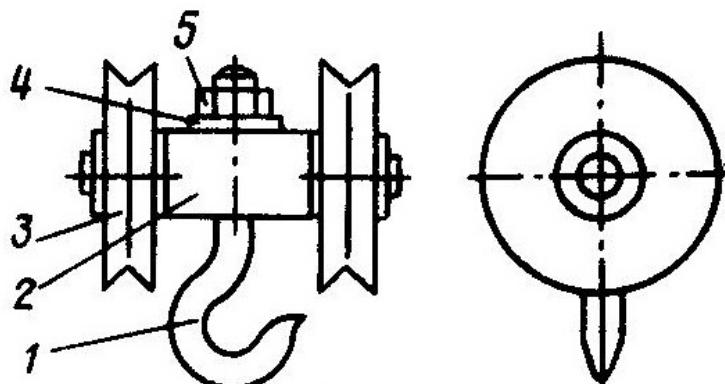


Рис. 18.11. Грузонесущая подвеска укороченного типа: 1 – крюк; 2 – траверса; 3 – блок; 4 – упорный подшипник; 5 – гайка

18.7. Тормозные устройства

Устройства, позволяющие уменьшить скорость движения или в случае необходимости остановить работу механизма, называются тормозом. Все грузоподъемные механизмы снабжены тормозными устройствами, обеспечивающими остановку груза и удержание его в подвешенном состоянии.

Тормозные устройства грузоподъемных машин можно классифицировать по следующим признакам:

по назначению – стопорные, которые останавливают груз и действуют в конце операции, и спускные, ограничивающие скорость движения в определенном интервале, работающие в течение всего времени работы механизма;

по конструктивному признаку – колодочные, ленточные, дисковые, конические и др.;

по принципу действия – автоматические и управляемые.

Рассмотрим более подробно классификацию по конструктивному признаку.

По числу колодок тормоза подразделяются на одно-, двух- и трехколодочные.

Одноколодочные тормоза создают большие изгибающие нагрузки на валы, несущие тормозные шкивы, трехколодочные имеют сложное устройство. Наибольшее применение имеют двухколодочные тормоза. Тормоза рассчитывают по величине тормозного момента. Для увеличения коэффициента трения между колодкой и тормозным шкивом применяются фрикционные материалы, обладающие повышенным коэффициентом трения и высокой износостойкостью.

Тормоз устанавливают на быстроходном валу приводного механизма, где действует наименьший крутящий момент. Попытка установить тормоз на валу барабана, где действует наибольший крутящий момент, приведет к выбору громоздкого устройства.

Рассмотрим равновесие рычагов в двухколодочном тормозе (рис. 18.12).

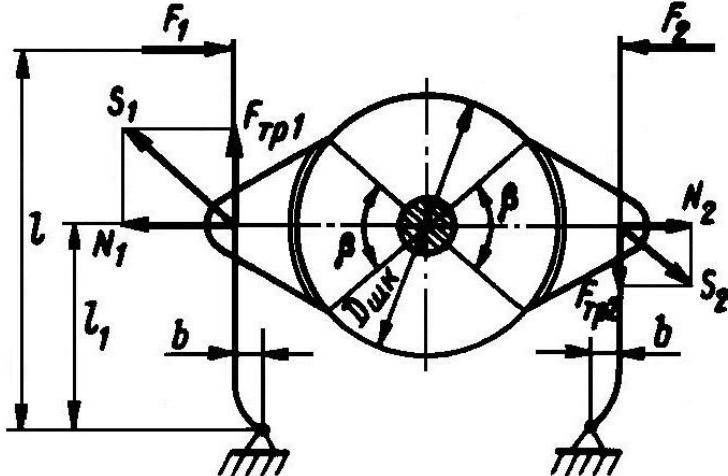


Рис. 18.12. Схема двухколодочного тормоза

1-й рычаг

$$F_1 \cdot l = N_1 \cdot l_1 - F_{TP} \cdot b; \quad F_{TP} = f \cdot N_1,$$

откуда

$$N_1 = \frac{F_1 \cdot l}{(l_1 - f \cdot b)},$$

где F_1 – давление на 1-й рычаг, Н; N_1 – сила нормального давления (реакция), Н.

2-й рычаг

$$F_2 \cdot l = N_2 \cdot l_1 - F_{TP} \cdot b; \quad N_2 = \frac{F_2 \cdot l}{(l_1 - f \cdot b)},$$

где F_2 – давление на 2-й рычаг.

Допускается, что $F_1 \cdot l = F_2 \cdot l$, находим, что $N_1 \neq N_2$ или $N_1 > N_2$.

Тогда тормозной момент определится как

$$T_T = \frac{(N_1 + N_2) f \cdot D_{шк}}{2}.$$

Равнодействующие силы N и F для 1-го и 2-го рычагов соответственно равны

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

Тогда разность от давления колодок, составляющая изгибающую нагрузку на вал тормозного шкива,

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \sqrt{1+f^2} \cdot \left[\frac{F_1 \cdot l}{(l_1 - f \cdot b)} + \frac{F_2 \cdot l}{(l_1 - f \cdot b)} \right].$$

Считая $F_1 = F_2 = P$ и проводя преобразования, имеем

$$\Delta S = \frac{2P \cdot l \cdot f \sqrt{1+f^2} \cdot b}{(l_1^2 + f^2 b^2)}.$$

Анализируя полученное выражение, можно сделать вывод, что давление на вал будет равно нулю, при $b = 0$, т. е. при равновесии нагрузок N_1 и N_2 линия рычага должна проходить через шарнир колодок.

После подстановки величин N_1 и N_2 в выражение тормозного момента, произведя преобразования и приняв $b = 0$, имеем

$$T_T = \frac{f \cdot P \cdot D_{шк} \cdot l \cdot \eta}{l_1},$$

где $\eta = 0,9...0,95$ – КПД рычажной системы, учитывающий потери на трение в шарнирах.

В практических расчетах грузоподъемных механизмов находят статический тормозной момент на валу электродвигателя ($\text{Н}\cdot\text{м}$)

$$T_T = \frac{k_T Q_{ном} g D_{бар} \eta_{пр}}{2k_n u_o},$$

где k_T – коэффициент запаса торможения ($k_T = 1,5...2$); $Q_{ном}$ – грузоподъемность, кг; $D_{бар}$ – диаметр барабана, м; $\eta_{пр}$ – КПД приводного механизма; k_n – кратность полиспаста; u_o – общее передаточное число приводного механизма.

Ленточный тормоз представляет собой шкив, охватываемый стальной лентой (рис. 18.13). Тормозной момент в этих тормозах создается в результате трения ленты о тормозной шкив.

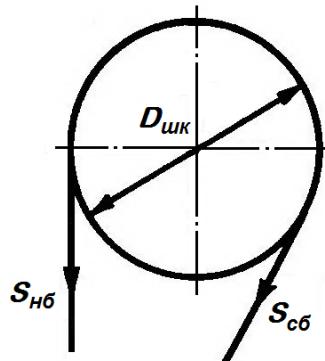


Рис. 18.13. Схема ленточного тормоза

Используя формулу Эйлера, имеем окружную силу

$$F = S_{h\bar{b}} - S_{c\bar{b}},$$

или

$$S_{h\bar{b}} = \frac{Fe^{f\alpha}}{(e^{f\alpha} - 1)}; \quad S_{c\bar{b}} = \frac{F}{(e^{f\alpha} - 1)}.$$

Выражая F через $S_{h\bar{b}}$ и $S_{c\bar{b}}$, получим

$$T_T = \frac{S_{c\bar{b}}(e^{f\alpha} - 1)D_{uk}}{2} = \frac{S_{h\bar{b}}(e^{f\alpha} - 1)^2 D_{uk}}{2e^{f\alpha}}.$$

В зависимости от схемы закрепления концов различают простые, дифференциальные и суммирующие ленточные тормоза. Простой и дифференциальный ленточные тормоза (рис. 18.14, а, б) как нереверсивные применяются обычно при вращении в одну сторону. Величина тормозного момента изменяется в зависимости от зоны приложения усилия натяжения ленты в $e^{f\alpha}$ раз.

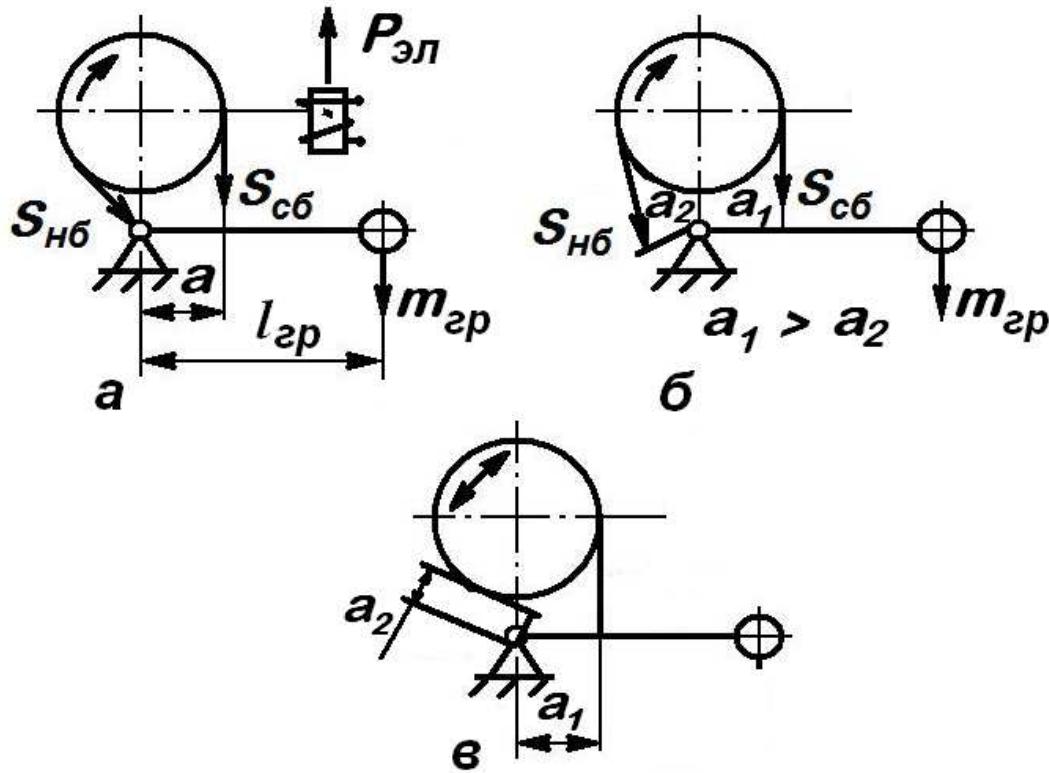


Рис. 18.14. Схемы ленточных тормозов; а – простого; б – дифференциального; в – суммирующего

Суммирующий тормоз (рис. 18.14, в) обеспечивает постоянство тормозного момента независимо от направления вращения тормозного шкива;

так, величина начального натяжения ленты остается постоянной ввиду равенства плеч рычагов.

В дисковых тормозах тормозной момент создается трением между дисками (закрепленными на валу и в корпусе с возможностью осевого смещения), прижимаемыми друг к другу. Тормозной момент определяется по формуле

$$T_T = P f m R_{cp},$$

где P – осевое усилие, Н; f – коэффициент трения; m – число пар поверхности трения; R_{cp} – средний радиус поверхности трения.

18.8. Привод грузоподъемного механизма

Назначение привода – привести во вращение барабан грузоподъемного механизма с частотой, обеспечивающей заданную скорость подъема (спуска) груза. Возможные схемы приводных механизмов показаны на рис. 18.15. Элементы кинематической схемы привода выбираются следующим образом.

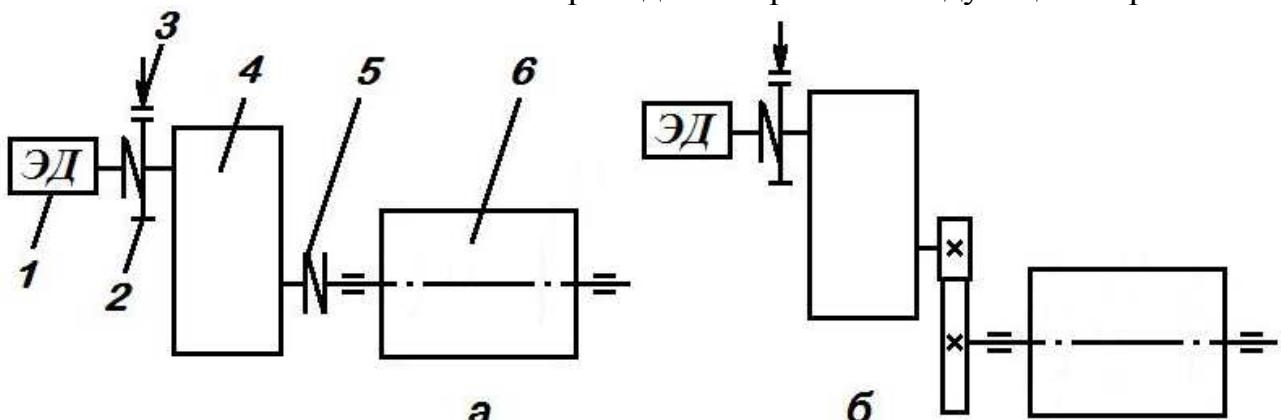


Рис. 18.15. Схемы приводных механизмов: *а* – без применения дополнительной передачи (*1* – электродвигатель; *2* – быстроходная муфта с тормозным шкивом; *3* – электротормоз; *4* – редуктор; *5* – тихоходная муфта; *6* – барабан); *б* – с дополнительной зубчатой передачей

Общее передаточное число привода рассчитывается при известных частотах вращения вала электродвигателя и барабана:

$$u_o = \frac{n_{\text{ЭД}}}{n_{\text{бар}}}.$$

Частота вращения барабана зависит от заданной скорости подъема груза, диаметра барабана и кратности применяемого в механизме полиспаста (мин⁻¹)

$$n_{\text{бар}} = \frac{k_n v_{\text{ср}}}{\pi D_{\text{бар}}},$$

где k_n – кратность полиспаста; v_{zp} – скорость подъема груза, м/мин; D_{bar} – диаметр барабана, м.

В зависимости от величины общего передаточного числа приводного механизма возможны две схемы выполнения:

при $u_o \leq 40$ имеется возможность выбора двухступенчатого редуктора, который обеспечит снижение частоты вращения от вала электродвигателя до вала барабана с допускаемой точностью (см. *рис. 18.15, а*):

$$u_p \approx u_o (\pm 4\%);$$

при $u_o > 40$ применение одного двухступенчатого редуктора не обеспечивает получения заданной скорости подъема груза ($u_p \leq 40$) и возникает необходимость введения дополнительной зубчатой передачи, зубчатое колесо которой закрепляется на торце барабана, а шестерня устанавливается на выходном (тихоходном) валу редуктора (см. *рис. 18.15, б*):

$$u_o = u_p \cdot u_{3n},$$

где u_{3n} – передаточное число открытой зубчатой передачи ($u_{3n} = 4\dots 8$).

Редуктор в этом случае выбирается по величине расчетного передаточного числа.

При выборе редуктора необходимо учитывать частоту вращения его входного вала (электродвигателя), режим механизма и максимальный момент на тихоходном валу.

Применение дополнительной зубчатой передачи в приводе грузоподъемного механизма необходимо также и в случае, если скорость подъема груза отличается более чем на $\pm 4\%$ от заданной.

Муфты выбирают следующим образом.

Для соединения вала электродвигателя с входным валом редуктора и передачи крутящего момента используются муфты упругие втулочно-пальцевые с тормозным шкивом, выбираемые по величине крутящего момента, Н·м,

$$T_{max} = k_T T_{CT},$$

где k_T – коэффициент запаса прочности в зависимости от режима работы механизма ($k_T = 1,5\dots 2$); T_{CT} – статический момент на валу электродвигателя.

В качестве тихоходной муфты, применяемой для соединения выходного вала редуктора с валом барабана, используются муфты зубчатые, способные передавать большие крутящие моменты при небольшом габарите:

$$T_{max} = k_T T_{bar},$$

где величина крутящего момента на барабане, Н·м

$$T_{\delta ap} = \frac{Q_{nom} g D_{\delta ap} \eta_{np}}{2k_n}.$$

В работе привода грузоподъемного механизма существуют периоды неустановившегося движения и движения с постоянной скоростью.

В начальный период подъема груза электродвигатель привода должен преодолеть пусковой момент – массу поднимаемого груза; массу инерции груза, перемещающегося поступательно; массу инерции вращающихся деталей привода (рис. 18.16):

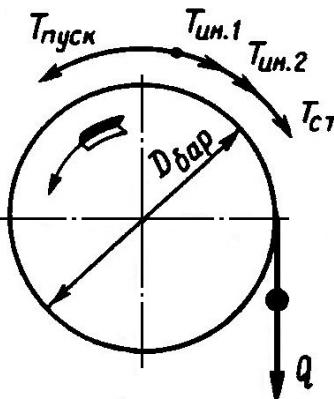


Рис. 18.16. Схема для определения пускового момента

$$T_{nyusk} = T_{CT} + T_{uhn.1} + T_{uhn.2},$$

где T_{CT} – статический момент от массы груза, приведенный к валу электродвигателя, Н·м; $T_{uhn.1}$ – момент инерции от массы груза, приведенный к валу электродвигателя, Н·м; $T_{uhn.2}$ – момент инерции от вращающихся деталей привода, Н·м.

При предельных массах груза ($Q = Q_{nom}$) будем иметь:

$$T_{CT} = \frac{Q_{nom} g D_{\delta ap}}{2u_o k_n \eta_{np}};$$

$$T_{uhn.1} = \frac{Q_{nom} g D_{\delta ap}^2 n_{ЭД}}{38,2 u_o^2 k_n^2 t_n \eta_{np}};$$

$$T_{uhn.2} = \frac{(1,1...1,2)(I_p + I_m) n_{ЭД}}{9,55 t_n},$$

где u_o – общее передаточное число приводного механизма; η_{np} – КПД приводного механизма; I_p – момент инерции ротора электродвигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; I_m – момент инерции быстроходной муфты, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; (1,1...1,2) – коэффициент,

учитывающий влияние моментов инерции других вращающихся деталей; t_n – время пуска ($t_n = \frac{v_{ep}}{a_{max}}$), с.

Ускорение при пуске не превышает $0,5 \text{ м/с}^2$. В практических расчетах величина пускового момента может быть определена с достаточной точностью от статического момента, приведенного к валу электродвигателя, так как величина инерционных моментов на порядок меньше статического момента:

$$T_{пуск} = (1,2 - 1,25)T_{CT}.$$

При включении механизма на спуск груза величина крутящего момента на валу электродвигателя становится отрицательной, т. е. электродвигатель работает на торможение

$$T_T = T_{ин.1} + T_{ин.2} - T_{CT}.$$

При остановке поднимаемого груза крутящий момент на валу электродвигателя также будет отрицательным и в действие вступает тормозное устройство.

При остановке опускаемого груза на валу электродвигателя создается момент, несколько меньший пускового, в результате положительного влияния сил трения.

Расчет привода грузоподъемного механизма начинают с определения мощности приводного электродвигателя:

$$N'_{ЭД} = \frac{Q_{ном} g v_{ep}}{1020 \eta_{np}},$$

где $Q_{ном}$ – номинальная грузоподъемность, кг; v_{ep} – скорость подъема груза, м/с; η_{np} – КПД приводного механизма.

КПД приводного механизма из-за отсутствия данных по его составу принимается ориентировочно ($\eta_{np} = 0,8...0,9$).

Выбор электродвигателя проводится из условия $N_{ЭД} \geq N'_{ЭД}$ и в соответствии с ПВ, %, работы грузоподъемного механизма.

В грузоподъемных машинах используются крановые электродвигатели серии МТФ и МТКФ, обладающие повышенным пусковым моментом, превышающим номинальный крутящий момент в 1,8 - 3,2 раза, что необходимо для преодоления моментов инерции массы груза и вращающихся деталей привода в момент пуска машины.

Для выбранного электродвигателя необходимо иметь некоторые параметры, которые используются в дальнейших расчетах:

$N_{ЭД}$ – мощность электродвигателя, кВт;

$n_{ЭД}$ – частота вращения, мин⁻¹;

T_{max} – максимальный крутящий момент, Н·м;

I_p – момент инерции ротора, кг·м².

После выбора элементов привода электродвигатель проверяется по пусковому моменту:

$$\psi = \frac{T_{пуск}}{T_{ном}} \leq [\psi],$$

где ψ – коэффициент перегрузки электродвигателя при пуске; $[\psi]$ – допускаемый коэффициент перегрузки (определяется по каталогу для выбранного электродвигателя); $T_{ном}$ – номинальный крутящий момент на валу электродвигателя, Н·м ($T_{ном} = 9550 \frac{N_{ЭД}}{n_{ЭД}}$).

Пример. Рассчитать грузоподъемный механизм крановой тележки.

Задано: номинальная грузоподъемность $Q_{ном} = 10$ т, скорость подъема груза $v_{gp} = 9$ м/мин, высота подъема груза $H = 8$ м. Режим работы – средний.

Решение

1. Выбор типа подвески и полиспаста

Для снижения нагрузки на канат выбираем сдвоенный полиспаст (см. рис. 18.6, б) с кратностью $k_n = 2$ и укороченный тип подвески с грузоподъемностью до 12,5 т (по данным ВНИИПТМаш) с основными параметрами: $d_F = 17,5$; $D = 450$; $b = 270$.

2. Выбор каната

Считая КПД полиспаста $\eta_{П} = 0,9$, определяем максимальную нагрузку на канат, Н,

$$S_{max} = \frac{Q_{ном}}{2k_n \cdot \eta_{П}} = \frac{10 \cdot 10^4}{2 \cdot 2 \cdot 0,9} = 27 \cdot 10^3.$$

Расчетная нагрузка на канат для среднего режима ($n = 5,5$) работы, Н,

$$S_{расч} = n \cdot S_{max} = 5,5 \cdot 27000 = 148,5 \cdot 10^3.$$

По расчетной нагрузке выбираем канат (ГОСТ 2688 – 80) диаметром $d_k = 16,5$ мм, с разрывной нагрузкой $S_p = 152 \cdot 10^3$ Н марковочной группы 1770 МПа.

3. Определение расчетных диаметров блоков

Расчетный диаметр блока подвески для среднего режима ($e = 25$) работы, мм,

$$D'_{\delta l} = ed_k = 25 \cdot 16,5 = 412,5.$$

Из нормального ряда размеров ближайший больший диаметр блока $D_{\delta l} = 450$ мм, что соответствует диаметру $D = 450$ крюковой подвески. Диаметр уравнительного блока, мм

$$D'_{\delta l, up} = 0,6D_{\delta l} = 0,6 \cdot 450 = 270.$$

4. Выбор крюка

Для заданной грузоподъемности $Q_{nom} = 10$ т и среднего режима работы по табл. 18.2 выбираем крюк № 16, имеющий следующие данные:

грузоподъемность $Q = 100$ кН;

диаметр резьбы хвостовика $M 56 \times 5,5$;

диаметр цилиндрической части хвостовика $d_{yx} = 60$ мм.

Для данного крюка выбираем упорный подшипник типа 8212 со статической грузоподъемностью $C_0 = 118$ кН, $d = 60$ мм; $D = 95$ мм; $H = 26$ мм (табл. 18.3).

5. Расчет барабана

Диаметр барабана принимаем равным диаметру блока

$$D_{\delta ap} = D_{\delta l} = 450 \text{ мм.}$$

Расчетный диаметр барабана, мм,

$$D_{\delta ap,p} = D_{\delta ap} + d_k = 450 + 16,5 = 466,5.$$

Общая длина барабана для сдвоенного полиспаста с кратностью $k_n = 2$ мм (рис. 18.7, б)

$$L_{\delta ap} = 2(l_1 + l_2) + l_3.$$

Принимаем $l_1 = 50$ мм, а $l_3 = B = 270$ мм (по параметрам подвески).

Тогда

$$l_2 = z_6 t_H = \left[\frac{k_n H}{(\pi D_{\delta ap,p})} + 3 \right] \cdot [d_F + 2,5] = \left[\frac{2 \cdot 8 \cdot 10^3}{(3,14 \cdot 466,5)} + 3 \right] \cdot [16,5 + 2,5] \approx 265; \quad L_{\delta ap} = 2(50 + 265) + 270 = 900.$$

Предварительно толщина стенки чугунного барабана, мм

$$\delta = 0,02D_{\delta ap} + (5...7) = 14...16.$$

Принимаем $\delta = 14$ мм.

Проверка толщины стенки барабана из условия прочности на сжатие:

$$\sigma_{c*} = \frac{S_{max}}{t_H \cdot \delta} = \frac{27 \cdot 10^3}{(16 + 2,5) \cdot 14} = 101,5;$$

$$\sigma_{c*} < [\sigma_{c*}]$$

Так как отношение длины барабана к диаметру $\frac{L_{\text{бара}}}{D_{\text{бара}}} = \frac{900}{450} = 2 < 3$,

необходимости проверки стенки барабана на совместное действие изгиба и крутящего момента нет.

6. Расчет крепления каната к барабану прижимной планкой

Принимаем: $f = 0,1$; $\alpha = 3\pi$.

Усилие прижатия каната к барабану, Н,

$$N = \frac{S_{\max}}{2f \cdot e^{f\alpha}} = \frac{27 \cdot 10^3}{(2 \cdot 0,1 \cdot 2,71^{0,1 \cdot 9,42})} = 52,7 \cdot 10^3.$$

Для определения размеров шпильки используем метод подбора.
Принимаем шпильку с резьбой $M 24 \times 3$, с внутренним диаметром

$$d_1 = 20,75 \text{ мм.}$$

Тогда

$$F = \pi d_1^2 = \frac{(3,14 \cdot 20,75^2)}{4} = 338 \text{ мм}^2;$$

$$W \approx 0,1d_1^2 = 0,1 \cdot 20,75^2 = 893 \text{ мм}^3.$$

Момент, изгибающий шпильку выскальзывающим канатом, Н·мм,

$$M_{\text{изг}} = S_o l_{\text{изг}} = \left(\frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}} \right) \left(\frac{2d_k}{3} + 20 \right) = \left(\frac{27 \cdot 10^3}{2,71^{0,1 \cdot 9,42}} \right) \left(\frac{2d_k}{3} + 20 \right) = 326,9 \cdot 10^3.$$

Суммарное напряжение материала шпильки, МПа,

$$\sigma = 1,5 \left(\frac{1,3N}{F} + \frac{M_{\text{изг}}}{W} \right) = 1,5 \left(\frac{1,3 \cdot 52,7 \cdot 10^3}{338} + \frac{326,9 \cdot 10^3}{893} \right) = 0,85 \cdot 10^3.$$

Так как расчетное напряжение значительно больше допустимой величины $[\sigma_P] = 220$ МПа, увеличиваем размер шпильки до $M 30$ и принимаем вид крепления с тремя прижимными планками. Внутренний диаметр резьбы $M 30 \times 3,5 - d_1 = 26,2$ мм.

Тогда

$$F = \pi d_1^2 = \frac{(3,14 \cdot 26,2^2)}{4} = 686 \text{ мм}^2;$$

$$W \approx 0,1d_1^2 = 0,1 \cdot 26,2^2 = 1798 \text{ мм}^3.$$

Суммарное напряжение материала шпильки, МПа

$$\sigma = 1,5 \left(\frac{1,3N}{F} + \frac{M_{uz\sigma}}{W} \right) = 1,5 \left(\frac{1,3 \cdot 52,7 \cdot 10^3}{686} + \frac{326,9 \cdot 10^3}{1798} \right) = 0,09 \cdot 10^3.$$

Напряжение меньше допустимого.

7. Расчет привода

Потребная мощность электродвигателя, кВт,

$$N'_{ЭД} = \frac{Q_{ном} \cdot 10^4 v_{zp}}{1020 \cdot 60 \eta_{np}} = \frac{10 \cdot 10^4 \cdot 9}{1020 \cdot 60 \cdot 0,8} = 18,38.$$

По потребной мощности выбираем электродвигатель МТФ 312-6 крановой серии с учетом величины ПВ = 25%, соответствующей среднему режиму работы с характеристиками: $N_{ЭД} = 19,5$ кВт; $n_{ЭД} = 945$ мин⁻¹;

$$I_P = 0,115 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; T_{max} = 195 \text{ Н}\cdot\text{м}; d = 50 \text{ мм}; [\psi] = 2.$$

Расчетная частота вращения барабана, мин⁻¹,

$$n_{бap} = \frac{k_n v_{zp}}{\pi D_{бap}} = \frac{2 \cdot 9}{3,14 \cdot 0,45} = 12,73.$$

Передаточное число приводного механизма

$$u_o = \frac{n_{ЭД}}{n_{бap}} = \frac{945}{12,73} = 74,23.$$

Крутящий момент на приводном барабане, Н·м,

$$T_{бap} = \frac{2S_{max}D_{бap}}{2} = \frac{2 \cdot 27 \cdot 10^3 \cdot 0,45}{2} = 12,15 \cdot 10^3.$$

По исходным данным выбираем коническо-цилиндрический трехступенчатый редуктор (ГОСТ 21351 – 75) типоразмера КЦ2-400 с характеристиками: $u_p = 71$; $T_{Tux} = 16\,000$ Н·м; $d_1 = 60$ мм; $d_2 = 140$ мм.

8. Выбор муфт

Выбираем быстроходную втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом.

Номинальный момент на валу электродвигателя, Н·м

$$T_{ном} = 9550 \frac{N_{ЭД}}{n_{ЭД}} = 9550 \frac{19,5}{945} = 197.$$

Параметры муфты: $T_{max} = 500$ Н·м; $D_T = 200$ мм; $b = 95$ мм; $I_M = 0,125$ кг·м²; $d_1 = 50$ мм; $d_2 = 60$ мм.

В качестве тихоходной муфты выбираем зубчатую муфту № 8 с $T_{max} = 23\,600$ Н·м, $d = 140$ мм.

9. Проверка электродвигателя на пусковой момент

Ускорение при пуске грузоподъемного механизма $a_{max} = 0,1 \text{ м/с}^2$.

Тогда время разгона электродвигателя, с

$$t_n = \frac{v_{ep}}{a_{max}} = \frac{9}{60 \cdot 0,1} = 1,5.$$

Пусковой момент механизма при подъеме груза, Н·м

$$T_{пуск} = T_{CT} + T_{ин.1} + T_{ин.2} \approx 1,2 T_{CT};$$

$$T_{CT} = \frac{Q_{ном} g D_{бар}}{2 u_o k_n \eta_{np}} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 0,45}{2 \cdot 71 \cdot 2 \cdot 0,8} = 194,3;$$

$$T_{пуск} = 1,2 T_{CT} = 1,2 \cdot 194,3 = 233.$$

Коэффициент перегрузки при пуске

$$\psi = \frac{T_{пуск}}{T_{ном}} = \frac{233}{197} = 1,18.$$

Двигатель удовлетворяет коэффициенту перегрузки при пуске.

10. Выбор тормоза

Расчетный тормозной момент, приведенный к валу электродвигателя, Н·м

$$T_T = \frac{k_T Q_{ном} g D_{бар} \eta_{np}}{2 k_n u_o} = \frac{1,75 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 0,45 \cdot 0,8}{2 \cdot 2 \cdot 71} = 22,18.$$

По расчетной величине тормозного момента выбираем двух колодочный электромагнитный тормоз с пружинным замыканием ТКТ-200/100 с наибольшим тормозным моментом $T = 40 \text{ Н·м}$ при ПВ = 25%. Тормозной момент регулируется до величины $T = 22,18 \text{ Н·м}$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какова роль подъемно-транспортных устройств на промышленных предприятиях?

Что такое грузоподъемность?

Как влияет режим работы на проектный расчет?

Какие типы гибких органов применяются в грузоподъемных механизмах, их недостатки и преимущества?

Что такое полиспаст, назначение полиспастов?

Какие напряжения испытывает материал барабана при навивке каната?

Каково назначение тормозных устройств?

Как выбирается электродвигатель грузоподъемного механизма?

Как производится кинематический расчет привода грузоподъемного механизма?

Какие типы муфт используются для соединения быстроходных и тихоходных валов приводных механизмов?

19. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ

По принципу действия различают механизмы передвижения с приводными колесами и с приводом посредством гибкой тяги.

Механизм с приводными колесами монтируется непосредственно на тележке с грузоподъемным устройством и обеспечивает передвижение тележки благодаря сцеплению приводных колес с рельсами (*рис. 19.1*).

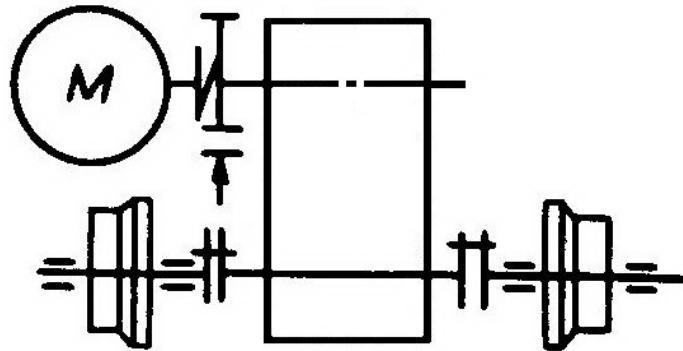


Рис. 19.1. Схема привода механизма передвижения крановой тележки

Привод механизма с гибкой тягой устанавливается вне тележки и приводит ее в движение канатом или цепью. Все колеса такой тележки являются опорными.

Общим исходным условием расчета механизмов передвижения тележек и кранов является определение сопротивления движению (*рис. 19.2*).

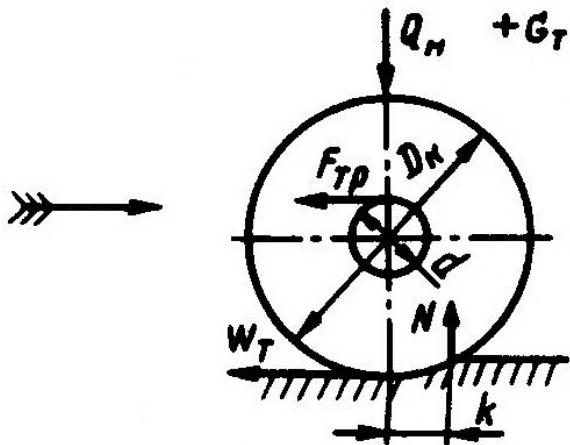


Рис. 19.2. Схема определения сопротивления движению

Сопротивление движению тележки рассчитывается с учетом потерь на трение в паре колесо – рельс (трение качения) и в опоре колеса (трение скольжения) путем составления уравнения моментов этих сил относительно центра вращения колеса, H ,

$$W_T = \frac{\frac{(Q_{nom} + G_T)}{D_K}}{2} + \frac{\frac{(Q_{nom} + G_T)g\left(\frac{d}{2}\right)f}{D_K}}{2} = \frac{(Q_{nom} + G_T)(2k + fd)g}{D_K}.$$

При использовании колес с ребордой, что необходимо для обеспечения надежного положения тележки на рельсах, во внимание принимается коэффициент, учитывающий дополнительные потери на трение о рельс реборды колеса, Н:

$$W = \frac{(Q_{nom} + G_T)(2k + fd)gk_P}{D_K},$$

где G_T – масса ориентировочная тележки с грузоподъемным механизмом, кг; $G_T = (0,3...0,4)Q_{nom}$; k – коэффициент трения качения ($k = 0,4...0,8$ мм); f – коэффициент трения скольжения (для подшипников скольжения $f = 0,08...0,10$, для качения $f = 0,015...0,02$); d – диаметр цапфы колеса, мм ($d = 0,25...0,3D_K$); D_K – диаметр колеса крановой тележки, мм; k_P – коэффициент, учитывающий дополнительные потери от трения реборды о рельсы (для колес на подшипниках скольжения $k_P = 1,3...1,5$; на подшипниках качения $k_P = 2,5...4$).

Диаметр колеса рекомендуется выбирать по расчетной нагрузке, приходящейся на одно колесо:

$$P = \frac{(Q_{nom} + G_T)gk_H k_D}{i_k},$$

где (кроме уже известных величин) $k_H = 1,2$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки на колеса; k_D – коэффициент динамической нагрузки (от прохождения стыков), принимаемой в зависимости от скорости движения тележки ($k_D = 1...1,3$ при $v_T = 60...180$ м/мин); i_k – количество колес тележки ($i_k = 4$).

Ниже приведены рекомендации по выбору диаметра колеса в зависимости от нагрузки:

P , кН	10	≤ 25	≤ 50	> 50
D_K , мм	200	250	320	400

Количество приводных колес тележки определяется в зависимости от величины коэффициента сцепления колеса с рельсом, нагрузки на колесо при известном сопротивлении перемещению тележки без груза:

$$i'_{np,k} = \frac{W'_T}{\varphi P'},$$

где φ – коэффициент сцепления колеса с рельсом ($\varphi = 0,15...0,20$).

В случае если $i'_{np,k} \leq 2$, то количество приводных колес принимается $i_{np,k} = 2$, при $i'_{np,k} > 2$ – $i_{np,k} = 4$, т. е. все колеса тележки являются приводными.

Пуск (разгон) тележки без пробуксовки колес обеспечивается при достижении коэффициента запаса сцепления не менее

$$k_{cu} = \frac{\varphi}{\left\{ \left[\frac{a_{max}}{g} + \frac{(2k + fd)k_P}{D_K} \right] i_{np,k} - \frac{fd}{D_K} \right\}} \geq 1,2,$$

где a_{max} – максимальное ускорение при пуске ($a_{max} = 0,6...0,2$ м/с²).

В случае если величина коэффициента запаса сцепления оказывается меньше принятого значения, необходимо выбрать менее мощный приводной электродвигатель или увеличить количество приводных колес.

Расчет привода механизма передвижения проводится следующим образом.

По известной величине сопротивления движению тележки (W_T , Н) и заданной скорости ее перемещения (v_T , м/с) рассчитывают статическую мощность приводного электродвигателя, кВт:

$$N'_{ЭД} = \frac{W_T \cdot v_T}{1020 \eta_{np}},$$

где η_{np} – общий КПД приводного механизма ($\eta_{np} = 0,85...0,9$).

По каталогу выбирается электродвигатель при выполнении условия

$$N_{ЭД} \geq N'_{ЭД}.$$

Выбранный электродвигатель проверяется по аналогии с проверкой электродвигателя грузоподъемного механизма.

После удовлетворения выбранного электродвигателя условиям пуска в обеспечением разгона без пробуксовки колес приступают к выбору кинематических элементов привода. В механизмах передвижения тележек используются специальные крановые редукторы типа ВК с двумя концами выходного вала, что необходимо для передачи крутящего момента на приводные колеса тележки, находящиеся по разные стороны тележки.

Величина расчетного общего передаточного числа приводного механизма

$$u'_o = \frac{n_{\mathcal{D}}}{n_K},$$

где n_K – частота вращения приводного колеса по заданной скорости движения тележки и известном диаметре колеса ($n_K = \frac{v_T}{\pi D_K}$, мин⁻¹).

Редуктор выбирается с учетом режима работы при выполнении условий

$$u_p \approx u'_o; \quad n_{ex} \approx n_{\mathcal{D}}; \quad T_{T.max} \geq \frac{T' u_p}{\eta_{np}},$$

где u_p – передаточное число редуктора; n_{ex} – частота вращения быстроходного (входного) вала редуктора, мин⁻¹; $T_{T.max}$ – максимальный крутящий момент на тихоходном (выходном) валу редуктора, Н·м; T' – крутящий момент на валу приводных колес, Н·м.

Величина крутящего момента на валу приводных колес, Н·м,

$$T' = \frac{W_T D_K}{2}.$$

При расхождении передаточного числа редуктора и общего расчетного более чем на 5 % необходимо ввести в приводной механизм дополнительную зубчатую передачу:

$$u'_o = u_p u_{3.n}.$$

Фактическая скорость передвижения тележки уточняется после выбора редуктора, м/мин:

$$v_{T\phi} = \frac{\pi D_K n_{\mathcal{D}}}{u_p}.$$

Фактический запас сцепления колес с рельсами при торможении

$$k'_{cu} = \frac{\varphi}{\left\{ \left[\frac{j_{max}}{g} - \frac{(2k + fd)}{D_K} \right] \frac{i_{np.k}}{i_k} + \frac{fd}{D_K} \right\}}$$

и должен быть не менее допустимой величины $[k'_{cu}] = 1,2$.

Замедление при останове $j_{max} = 0,6 \dots 0,2$ м/с².

Так как при торможении реборды колес могут не касаться рельсов, то величина коэффициента $k_P = 1$ (см. ситуацию при пуске).

Необходимость применения тормозного устройства в механизмах передвижения тележки устанавливается без груза на тележке (с грузом сопротивление движению резко возрастает).

Расчетный тормозной момент механизма передвижения определяется по уравнению

$$T_{pT} = T_{uh.1}^T + T_{uh.2}^T - T_{CT}^T,$$

где $T_{uh.1}^T$ – момент инерции массы тележки без груза при остановке, приведенный к валу электродвигателя, Н·м; $T_{uh.2}^T$ – момент инерции вращающихся масс приводного механизма, Н·м; T_{CT}^T – статический момент от массы тележки без груза, приведенный к валу электродвигателя, Н·м.

Сопротивление движению тележки без груза определяется из соотношения нагрузок

$$W'_T = \frac{W_T G_T}{(Q_{nom} + G_T)}.$$

Тогда величина моментов при торможении (Н·м):

$$T_{uh.1}^T = \frac{G_T D_K^2 n_{\mathcal{E}D} \eta_{np}}{38,2 t_T u_o^2};$$

$$T_{uh.2}^T = \frac{(1,1 \dots 1,2)(I_p + I_m) n_{\mathcal{E}D}}{9,55 t_T};$$

$$T_{CT}^T = \frac{W'_T D_K \eta_{np}}{2 u_o}.$$

Время торможения определяется по известной скорости движения тележки v_T , м/мин, и величине максимального замедления j_{max} , м/с²

$$t_T = \frac{v_T}{(60 j_{max})}.$$

В случаях $T_{pT} \leq 0$ – необходимости в применении тормозного устройства нет.

Пример. Рассчитать механизм передвижения крановой тележки.

Задано: грузоподъемность $Q_{nom} = 3$ т, скорость $v_T = 30$ м/мин.

Решение

1 . Определение параметров ходового колеса

Расчетная нагрузка на одно колесо ($i_k = 4$) с учетом собственной массы тележки с грузоподъемным механизмом ($G_T = 0,3 Q_{nom}$) и неравномерности распределения нагрузки ($k_H = 1,2$), кН,

$$P = \frac{(Q_{nom} + G_T) g k_H k_D}{i_k} = \frac{(3 \cdot 10^3 + 0,3 \cdot 3 \cdot 10^3) 9,81 \cdot 1,2 \cdot 1}{4} = 11,47.$$

В соответствии с расчетной нагрузкой принимаем $D_K = 250$ мм. Тогда диаметр цапфы колеса, мм,

$$d = 0,25 D_K = 0,25 \cdot 250 \approx 60.$$

Нагрузка на колесо тележки без груза, Н,

$$P' = \frac{G_T g k_H k_D}{i_k} = \frac{0,3 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 1,2 \cdot 1}{4} \approx 2,64 \cdot 10^3.$$

2. Сопротивление движению груженой тележки при $k = 0,6$ мм и $f = 0,08$ Н:

$$W = \frac{(Q_{nom} + G_T)(2k + fd) g k_P}{D_K} =$$

$$= \frac{(3 \cdot 10^3 + 0,3 \cdot 3 \cdot 10^3)(2 \cdot 0,6 + 0,08 \cdot 60) 9,81 \cdot 1,4}{250} = 1,07 \cdot 10^3;$$

без груза, Н:

$$W'_T = \frac{W_T G_T}{(Q_{nom} + G_T)} = \frac{1,07 \cdot 10^3 \cdot 0,3 \cdot 3 \cdot 10^3}{(3 \cdot 10^3 + 0,3 \cdot 3 \cdot 10^3)} \approx 0,25 \cdot 10^3.$$

3. Количество приводных колес тележки

$$i'_{np.k} = \frac{W'_T}{\varphi P'} = \frac{0,25 \cdot 10^3}{0,15 \cdot 2,64 \cdot 10^3} = 0,63.$$

Принимаем $i_{np.k} = 2$.

4. Проверка пуска тележки без пробуксовки колес

Считая ускорение при пуске $a_{max} = 0,5$ м/с², определяем действительный коэффициент сцепления колеса с рельсом:

$$k_{cu} = \frac{\varphi}{\left\{ \left[\frac{a_{max}}{g} + \frac{(2k + fd)k_P}{D_K} \right] \frac{i_{np,\kappa}}{i_\kappa} - \frac{fd}{D_K} \right\}} =$$

$$= \frac{0,15}{\left\{ \left[\frac{0,5}{9,81} + \frac{(2 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} + 0,08 \cdot 60 \cdot 10^{-3})1,4}{0,25} \right] \frac{2}{4} - \frac{0,08 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}{0,25} \right\}} =$$

$$= 6,25.$$

Таким образом, запас сцепления больше минимального ($k_{cu} > 1,2$).

5. Выбор электродвигателя

Мощность приводного электродвигателя (кВт)

$$N'_{ЭД} = \frac{W_T \cdot v_T}{1020 \eta_{np}} = \frac{0,07 \cdot 10^3 \cdot 30}{1020 \cdot 60 \cdot 0,8} = 0,65.$$

По мощности выбираем электродвигатель 4A80A6У3 с характеристиками: $N_{ЭД} = 0,75$ кВт; $n_{ЭД} = 915$ мин⁻¹; $I_p = 6,75 \cdot 10^{-3}$ кг·м²; $[\psi] = 1,6$; $d = 24$ мм.

6. Расчет приводного механизма

Расчетная частота вращения приводных колес, мин⁻¹:

$$n_K = \frac{v_T}{\pi D_K} = \frac{30}{3,14 \cdot 0,25} = 38,2.$$

Передаточное число приводного механизма:

$$u'_o = \frac{n_{ЭД}}{n_K} = \frac{915}{38,2} = 23,95.$$

Расчетный крутящий момент, Н·м, на выходном валу редуктора (вал колес):

$$T' = \frac{W_T D_K u'_o}{2 \eta_{np}} = \frac{1,07 \cdot 10^3 \cdot 0,25 \cdot 23,95}{2 \cdot 0,8} = 4004.$$

По исходным данным выбираем редуктор с двумя концами выходного вала вертикальной конструкции (см. рис. 19.1) типоразмера ВК-475 с характеристиками: $u_p = 19,68$; $T_{T,наиб} = 4700$ Н·м.

Фактическая скорость перемещения тележки, м/мин,

$$v_{T\phi} = \frac{\pi D_K n_{ЭД}}{u_p} = \frac{3,14 \cdot 0,25 \cdot 915}{19,68} = 36,49.$$

Так как расхождение между величинами заданной и фактической скоростью тележки $100 \cdot \frac{36,49}{30} - 100 = 21\%$, что больше допустимого значения 5 %, необходимо ввести в приводной механизм зубчатые передачи с передаточным числом $u_{3.n} = 1,2$.

7. Определение необходимости установки тормозного устройства

При замедлении тележки $j_{max} = 0,5$ м/с² фактический запас сцепления колес с рельсами при торможении:

$$\begin{aligned} k_{cu} &= \frac{\varphi}{\left\{ \left[\frac{j_{max}}{g} - \frac{(2k + fd)}{D_K} \right] \frac{i_{np.k}}{i_k} + \frac{fd}{D_K} \right\}} = \\ &= \frac{0,15}{\left\{ \left[\frac{0,5}{9,81} - \frac{(2 \cdot 0,6 + 0,08 \cdot 60)}{250} \right] \frac{2}{4} + \frac{0,08 \cdot 60}{250} \right\}} = 4,6. \end{aligned}$$

Таким образом, запас сцепления больше минимального ($k_{cu} > 1,2$).

Предполагая необходимость установки тормоза, выбираем быстроходную втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом по крутящему моменту электродвигателя (Н·м):

$$T_{ном} = 9550 \frac{N_{ЭД}}{n_{ЭД}} = 9550 \frac{0,75}{915} = 7,82.$$

Номер муфты – 1, наибольший крутящий момент $T_{max} = 700$ Н·м, диаметр тормозного шкива $D_T = 200$ мм, ширина шкива $b_T = 95$ мм, момент инерции $I_m = 0,1$ кг·м².

Расчетное время торможения тележки (с):

$$t_T = \frac{v_T}{(60 j_{max})} = \frac{30}{(60 \cdot 0,5)} = 1.$$

Моменты инерции (Н·м):

$$T_{u\eta.1}^T = \frac{G_T D_K^2 n_{\mathcal{D}} \eta_{np}}{38,2 t_T u_o^2} = \frac{0,3 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 0,25^2 \cdot 915 \cdot 0,8}{38,2 \cdot 1 \cdot 23,95^2} = 1,88;$$

$$T_{u\eta.2}^T = \frac{(1,1 \dots 1,2)(I_p + I_m)n_{\mathcal{D}}}{9,55 t_T} = \frac{1,2(6,75 \cdot 10^{-3} + 0,1)915}{9,55 \cdot 1} = 12,27;$$

$$T_{CT}^T = \frac{W'_T D_K \eta_{np}}{2 u_o} = \frac{0,25 \cdot 10^3 \cdot 0,25 \cdot 0,8}{2 \cdot 23,95} = 1,04.$$

Момент на быстроходном валу, Н·м:

$$T_{pT} = T_{u\eta.1}^T + T_{u\eta.2}^T - T_{CT}^T = 1,88 + 12,27 - 1,04 = 13,11.$$

Необходимый тормозной момент для среднего режима работы, Н·м:

$$T_T = \beta \cdot T_{pT} = 1,75 \cdot 13,11 = 22,9.$$

По величине тормозного момента выбираем тормоз двухколодочный электромагнитный с пружинным замыканием ТКТ-200 с наибольшим тормозным моментом $T = 40$ Н·м при ПВ = 25% с регулировкой тормозного момента до величины $T = 22,9$ Н·м.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какие виды трения и параметры учитываются при определении сопротивления движению?

Какова роль коэффициента сцепления колеса с рельсом?

Как определяется потребная мощность приводного электродвигателя механизма передвижения?

Когда возникает необходимость применения тормоза в механизме передвижения крановых тележек?

Раздел VI. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ

20. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

20.1. Общие сведения

В некоторых случаях конвейерные устройства являются составной частью основного технологического оборудования, в других служат для передачи грузов между группами оборудования. Сохраняется потребность решения чисто транспортных задач предприятий: доставка грузов со складов сырья, полуфабрикатов с распределением их по рабочим зонам и отправка грузов на склады готовой продукции или для последующей переработки.

С совершенствованием основного технологического оборудования к устройствам непрерывного транспорта предъявляются более высокие требования по снижению энергоемкости и металлоемкости, по повышению надежности, обеспечению быстрой заменяемости узлов и деталей. Важными условиями работы конвейерных устройств являются бесшумность хода, безопасность для окружающего персонала, обеспечение автоматизированной загрузки и разгрузки.

Конвейерные устройства непрерывного транспорта предприятий легкой и текстильной промышленности не имеют существенных конструктивных отличий от подобных машин других отраслей, но при их разработке должны учитываться некоторые специфические условия, такие как легкая повреждаемость и снижение качества грузов при попадании на них смазочных материалов и продуктов износа, при зацепах, от трения при транспортировке и погрузке. Конвейерные устройства обслуживают большое количество рабочих зон с однотипным оборудованием, с ограниченными возможностями применения стационарных загрузочных и разгрузочных устройств. Основная доля транспортируемых грузов имеет малую собственную массу при значительных габаритах. Как правило, конвейерные устройства легкой и текстильной промышленности имеют сложную пространственную трассу с обслуживанием оборудования на больших площадях и на разных уровнях с ограничением габаритов поворотных устройств, приводов и натяжных механизмов.

Классификация транспортирующих машин осуществляется по различным признакам. Наиболее характерной является классификация по конструктивному признаку, по которому транспортирующие машины делятся на две группы:

конвейеры с тяговым элементом: ленточные, пластинчатые, подвесные, элеваторы;

конвейеры без тягового элемента: винтовые, роликовые, гравитационные, вращающиеся транспортирующие трубы, инерционные и др.

В дальнейшем будут рассматриваться наиболее часто применяющиеся транспортирующие машины.

20.2. Выбор типа транспортирующей машины

Выбор типа конвейерного транспортирующего устройства определяется не только его стоимостью, но и представляемыми преимуществами в использовании. Факторами, влияющими на выбор, являются: объем и характер перемещения грузов, протяженность и сложность профиля пути транспортировки, разветвленность грузопотоков, характеристика транспортируемых грузов, возможность применения автоматических и механических устройств загрузки и разгрузки, особенности помещения, возможность обслуживания и ремонта транспортного средства и вспомогательного оборудования. Важным моментом с точки зрения лучшей организации труда является возможность применения на конвейерном устройстве средств автоматического адресования грузов по направлениям движения и рабочим зонам.

Некоторые типы конвейерных устройств изготавливаются серийно, в других случаях промышленность производит только отдельные узлы, тяговые элементы, элементы приводных механизмов. В большинстве случаев использования конвейерных транспортирующих устройств существует необходимость проектирования и последующего изготовления элементов трассы, грузонесущих подвесок, разгрузочных и загрузочных устройств, предназначенных для конкретного случая. При проектировании конвейерных транспортирующих машин рассматриваются узлы, общие для всех типов, но обладающие некоторыми конструктивными отличиями и особенностями расчета.

К общим моментам проектирования конвейерных транспортирующих устройств относят: производительность, условия работы, тяговый расчет, проверку тягового элемента на прочность, расчет привода и натяжного механизма, необходимость применения тормозного устройства.

20.3. Производительность

В зависимости от назначения конвейерного транспортирующего устройства в расчет принимается производительность или емкость машины.

При проектировании конвейерного устройства, предназначенного для решения транспортных задач, различают проектную (P), расчетную ($P_{расч}$) и конструктивную (P_k) производительность. Проектная производительность, предусмотренная заданием на расчет, и расчетная связаны зависимостью

$$P_{расч} = xP,$$

где x – коэффициент запаса производительности.

При заданном цикле прохождения грузов по технологической цепочке (швейный, обувной конвейеры) $x = 1$.

В конвейерных транспортирующих устройствах с автоматическими средствами загрузки и разгрузки величина коэффициента запаса производительности принимается равной $x = 1,1 \dots 1,2$, что учитывает непредвиденные задержки в работе конвейера.

В случае ручной и механизированной загрузки и разгрузки, а также в случаях разветвленных грузопотоков величина коэффициента запаса, производительности принимается более высокой ($x = 1,5 \dots 2,0$), что должно обеспечить надежность транспортной системы с учетом непредвиденных задержек в поступлении грузов, аварийных остановок транспортирующего устройства, а также обеспечить возможно меньшие потери времени на ожидание груза или свободного места в рабочих зонах, на переходных и погрузочных участках.

Производительность конвейерных транспортирующих устройств выражается как штучная (P_z) или массовая (P_m):

$$P_z = 3600 \frac{v}{t} \text{ (шт./ч);}$$

$$P_m = 3,6m_{zp} \frac{v}{t} \text{ (т/ч),}$$

где v – скорость перемещения груза, м/с; t – шаг груза, м; m_{zp} – масса груза (единичного или партии), кг.

Так как большинство грузов на предприятиях легкой и текстильной промышленности являются штучными (единичными или тарными) и не имеют строго контролируемой массы, целесообразно использовать в расчетах понятие штучной производительности. При заданной массовой производительности переход к штучной осуществляется по формуле

$$P_z = 1000 \frac{P_m}{m_{zp}}.$$

Конструктивная производительность конвейерного транспортирующего устройства определяется после окончательного выбора шага груза (подвесок) и уточнения скорости движения.

В большинстве случаев проектного расчета конвейерных транспортирующих устройств, исключая технологические линии, величину скорости движения груза рекомендуется принимать в соответствии со значениями нормализованного ряда: 0,01; 0,016; 0,025; 0,040; 0,050; 0,063; 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400 и т. д., а затем определять величину расчетного шага груза, который после того уточняется.

В конвейерных устройствах, предназначенных для хранения или накопления грузов, емкость машины определяется исходя из величины

минимального шага расположения грузов, а скорость принимается в зависимости от планируемого времени на ожидание груза или продолжительности цикла загрузки - разгрузки, определяемого другими применяемыми механизмами и устройствами.

20.4. Условия работы

При расчете или выборе табличных значений коэффициентов сопротивлений движению во внимание принимаются три вида условий работы конвейерных транспортирующих устройств: хорошие, средние и тяжелые.

Под хорошими условиями понимают работу устройств при нормальных температуре и влажности, отсутствии пыли и химически активных испарений и газов, при продолжительности работы не более 16 ч в сутки с возможностями для профилактического осмотра, текущего ремонта и замены изношенных деталей и узлов.

Средними условиями работы конвейерного устройства считаются незначительные и кратковременные перепады температур и влажности, небольшая запыленность и отсутствие химически активных испарений при двух- или трехсменной работе с ограниченными возможностями профилактического осмотра и ремонта.

Тяжелые условия характеризуются низкими или высокими температурами, повышенной влажностью и запыленностью, наличием химически активных испарений и газов при круглосуточной работе с отсутствием возможностей профилактического осмотра, текущего ремонта и замены деталей.

20.5. Тяговый расчет

Тяговый расчет конвейерных транспортирующих устройств, необходимый для расчета приводного и натяжного механизмов, проверки тягового элемента на прочность и расчета элементов подвижной системы и ходовых путей, производится методом обхода по контуру. Сущность метода состоит в последовательном суммировании сопротивлений движению на различных участках конвейерного устройства при отсутствии натяжений меньших начальных.

При проведении тягового расчета используются два основных уравнения:

– для горизонтальных или наклонных прямолинейных участков

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1)-i};$$

– для криволинейных

$$S_i = C_i S_{i-1},$$

где S_{i-1} – натяжение в начале участка, Н; S_i – натяжение в конце участка, Н;

$W_{(i-1)-i}$ – сопротивление движению, Н; C_i – сосредоточенный коэффициент сопротивления движению; i – индекс границы участка.

Сопротивление движению на участках рассчитывается при известных параметрах пути транспортировки (длина, разность уровней), коэффициентах сопротивления движению и нагрузках.

При проведении тягового расчета нагрузки от транспортируемого груза учитываются как линейные, т. е. равномерно распределенные по длине.

Линейная нагрузка от массы транспортируемого штучного груза (партии груза) рассчитывается по формуле, Н/м,

$$q = \frac{m_{gp}g}{t},$$

где m_{gp} – масса единичного груза, кг; t – шаг груза, м; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Линейная нагрузка от насыпных и навалочных грузов, перемещаемых сплошным потоком, зависит от насыпной плотности материала и площади сечения потока.

Сопротивление движению на прямолинейных и криволинейных участках рассчитывается по уравнениям, представляемым в каждом отдельном случае рассмотрения типа конвейерного устройства.

20.6. Проверка тяговых элементов на прочность

Перед проведением тягового расчета конвейерного транспортирующего устройства тяговый элемент в большинстве случаев выбирается исходя из конструктивных особенностей машины, протяженности и сложности пути транспортировки и массы груза.

После завершения тягового расчета, имея максимальное расчетное напряжение, производят проверку тягового элемента на прочность.

Тяговые цепи и канаты проверяются на прочность из условия

$$S_{max} \leq \frac{S_p}{y} = S_{don},$$

где S_p – разрушающая нагрузка, Н; y – коэффициент запаса прочности.

Величины коэффициентов запаса прочности зависят от типа тягового элемента: для разборных цепей $y = 10\dots13$, для пластинчатых и аналогичных им по строению цепей $y = 6\dots10$, для круглозвеневые цепей $y = 6\dots8$. Большие значения рекомендуется принимать для конвейеров со сложной трассой. Для стальных канатов коэффициент запаса прочности принимается $y = 5\dots6$.

При скорости движения конвейерного транспортирующего устройства с приводной звездочкой более 0,166 м/с проверка цепей на прочность проводится с учетом динамической нагрузки:

$$S_{don} \geq S_{max} + S_{dyn}.$$

Величина динамической нагрузки зависит от множества факторов: типа цепи, наличия смазки, износа шарниров и звездочек, профиля трассы,

жесткости криволинейных участков и рам поворотных устройств, скорости движения, шага зацепления цепи, массы конвейера, участвующей в неравномерном движении. При отсутствии резонанса вынужденных и собственных колебаний динамическая нагрузка не превышает 20 % статической нагрузки, т. е. проверка на прочность тяговой цепи может быть проведена в соответствии с зависимостью

$$S_{don} \geq 1,2 S_{max}.$$

В ленточных конвейерах проверка ленты на прочность проводится по количеству прокладок в зависимости от удельной прочности материала прокладок.

20.7. Привод конвейерных устройств

Расчет приводных механизмов конвейерных транспортирующих устройств проводится по единой методике. После окончания тягового расчета определяется мощность приводного электродвигателя, кВт,

$$N'_{ЭД} = \frac{W_o \cdot v}{1020 \eta_{np}},$$

где W_o – тяговое усилие на приводном элементе (звездочке, барабане), Н; v – скорость конвейера, м/с; η_{np} – ориентировочный КПД приводного механизма (0,8 - 0,85).

Тяговое усилие на приводном валу, Н

$$W_o = (S_{h\bar{o}} - S_{c\bar{o}}) + k_n (S_{h\bar{o}} + S_{c\bar{o}}),$$

где $S_{h\bar{o}}$ – натяжение набегающей на привод ветви тягового элемента, Н; $S_{c\bar{o}}$ – натяжение сбегающей ветви тягового элемента, Н; k_n – коэффициент, учитывающий потери на трение на приводном валу ($k_n = 0,03...0,05$). По потребной мощности выбирается приводной электродвигатель, пригодный к длительной непрерывной работе ($ПВ = 100 \%$)

$$N_{ЭД} \geq N'_{ЭД}.$$

Основные характеристики выбранного электродвигателя, необходимые для дальнейших расчетов приводного механизма:

$N_{ЭД}$ – мощность электродвигателя, кВт;

$n_{ЭД}$ – частота вращения, мин⁻¹;

I_p – момент инерции ротора, кг·м².

$[\psi]$ – допустимый коэффициент кратковременной перегрузки при пуске

$$\left(\frac{T_{пуск}}{T_{ном}} \right).$$

Общее передаточное число приводного механизма от вала электродвигателя до приводного вала

$$u_o = \frac{n_{ЭД}}{n_b}.$$

Частота вращения приводного вала машины определяется в зависимости от типа устройства, мин^{-1} :

– для звездочек

$$n_b = \frac{60v}{(t_{зач} \cdot z_{зв})};$$

– для барабана

$$n_b = \frac{60v}{\pi D},$$

где v – скорость устройства, м/с; $t_{зач}$ – шаг зацепления тяговой цепи, м; $z_{зв}$ – число зубьев приводной звездочки; D – диаметр блока (барабана), м.

В приводных механизмах конвейерных устройств используются редукторы общего назначения типа Ц2, РМ, РЦ 1, РЦ Д, КЦ 1, КЦ 2 и многоступенчатые типа КДВ-М1 (с горизонтальным расположением входного вала и вертикальным – выходного вала), выбранные в зависимости от величины общего передаточного числа приводного механизма. При выборе редуктора во внимание принимается:

$n_{бх}$ – частота вращения быстроходного (выходного) вала редуктора, мин^{-1} ;

$T_{T,max}$ – максимальный крутящий момент на тихоходном (выходном) валу редуктора, Н·м;

ПВ в % – продолжительность включения.

При проектировании конвейерного транспортирующего устройства, производительность которого принимается с коэффициентом запаса производительности $x=1$, подбор редуктора допускается осуществлять с расхождением необходимого расчетного передаточного числа и реального не более 5 %.

В случаях, когда применение одного редуктора не обеспечивает необходимого расчетного передаточного числа приводного механизма ($u_o \geq u_p$), в привод вводятся дополнительные механические передачи: зубчатые, цепные, ременные, клиноременные:

$$u_o = u_{3,n} \cdot u_p; \quad u_o = u_{4,n} \cdot u_p; \quad u_o = u_{k,p,n} \cdot u_p \cdot u_{3,n}.$$

По завершении кинематического расчета приводного механизма проводится проверка электродвигателя по пусковому моменту:

$$T_{пуск} \leq T_{ном} \cdot [\psi].$$

При пуске конвейера электродвигатель привода должен преодолеть статический момент (T_{CT}), момент инерции от масс, перемещающихся поступательно ($T_{ин.1}$), и момент инерции от вращающихся масс приводного механизма ($T_{ин.2}$).

Ускорение при пуске конвейера не должно превышать величины $a_{max} = (0,2...0,1)$, м/с², где меньшие значения принимаются для тяжелых и протяженных конвейеров.

Продолжительность периода разгона, с,

$$t = \frac{v}{a}.$$

Величины составляющих моментов, приведенных к валу приводного электродвигателя, рассчитываются по уравнениям

$$\begin{aligned} T_{CT} &= \frac{W_o D}{2u_o \eta_{np}}; \\ T_{ин.1} &= \frac{\sum q_i D^2 n_{ЭД}}{375 t_n u_o^2 \eta_{np}}; \\ T_{ин.2} &= \frac{(1,1...1,2)(I_p + I_m) n_{ЭД} g}{375 t_n}, \end{aligned}$$

где $\sum q_i$ – суммарная линейная нагрузка в конвейерном устройстве, Н/м; D – диаметр приводной звездочки, блока или барабана, м; $I_p + I_m$ – суммарный момент инерции ротора электродвигателя и быстроходной муфты (шкива), кг·м²; (1,1...1,2) – коэффициент, учитывающий моменты инерции быстровращающихся деталей (входной вал редуктора, шкив или звездочка на входном валу редуктора).

В тяжелых и протяженных конвейерах для плавного пуска машин используются вариаторы скорости или другие устройства (муфты скольжения).

Общим правилом выбора места расположения приводного механизма является его установка в конце загруженной ветви конвейера для горизонтального строения трассы транспортировки и в верхней плоскости конвейера после участка подъема для пространственных транспортирующих машин.

В протяженных или тяжелозагруженных конвейерах для снижения собственной массы подвижной системы в результате использования легких типов тяговых элементов устанавливаются два и более приводных механизма, что позволяет снизить нагрузку на тяговый элемент. В случае близко расположенных отдельных приводных механизмов для сохранения постоянной

скорости движения на всех участках трассы используется один приводной электродвигатель с обеспечением передачи механической энергии через дополнительные цепные передачи. При невозможности использования одного приводного электродвигателя для отдельных приводных механизмов применяют собственные приводные электродвигатели повышенного скольжения или обычные электродвигатели с муфтами скольжения или другими устройствами, регулирующими частоту вращения валов электродвигателей в зависимости от нагрузки.

20.8. Натяжные механизмы

Для обеспечения нормального зацепления тяговой цепи со звездочками конвейера и тяговой способности фрикционного привода необходимо создать начальное натяжение тягового элемента и поддерживать его на заданном уровне во время работы независимо от его удлинения. Причиной удлинения тяговых цепей является износ шарниров и деформация звеньев.

Стальные канаты вытягиваются при длительном действии растягивающего усилия. Для создания начального натяжения и поддержания его на заданном уровне применяются натяжные механизмы автоматического действия или с ручной регулировкой натяжения. К автоматически действующим относятся гидравлические, пневматические и грузовые. Последние используются наиболее часто из-за отсутствия дополнительного оборудования (гидро- и пневмосистем).

Натяжение тягового элемента создается силой тяжести свободно подвешенного натяжного груза. Ход натяжного механизма (длина пути перемещения натяжной звездочки, блока или барабана) может достигать нескольких метров. Недостатками грузовых натяжных механизмов являются значительные габариты и необходимость отвода натяжного груза в безопасную зону.

Масса натяжного груза с учетом КПД системы отклоняющих блоков, кг,

$$m_{n.gr} = \frac{(S'_{n\bar{b}} + S'_{c\bar{b}} + T_T)}{gn_{bl}^n},$$

где $S'_{n\bar{b}}$, $S'_{c\bar{b}}$ – натяжение тягового элемента в зонах набегания и сбегания с натяжной звездочки, блока или барабана, Н; T_T – сопротивление перемещению тележки (100 - 150), Н; n_{bl}^n – КПД блока на подшипнике скольжения (0,95); n – количество блоков в системе отклонения грузов; $g = 9,81$ м/с².

Винтовые натяжные механизмы и пружинно-винтовые относятся к устройствам ручной регулировки натяжения тягового элемента. Имея незначительные габариты, такие натяжные механизмы нуждаются в контроле и периодическом регулировании натяжения. Ход натяжных винтовых и пружинно-винтовых механизмов ограничивается длиной винта и обычно не

превышает 0,8 - 1 м. При использовании винтовых натяжных механизмов возможен перекос оси натяжного устройства.

В пружинно-винтовых натяжных механизмах в зоне упругой работы пружины обеспечивается автоматическое действие прилагаемой силы натяжения, но величина натяжения не является постоянной, поэтому эти механизмы применяются в коротких конвейерных устройствах.

Расчетная нагрузка на винт (и пружину) определяется из условия, Н,

$$F_h = (S'_{hb} + S'_{cb} + T)k_e,$$

где k_e – коэффициент распределения нагрузки на винты для одно- или двухвинтового механизма (1 или 0,55 - 0,65 соответственно); $T = (200...300)$ Н – сопротивление перемещению ползуна.

Натяжные механизмы конвейерных транспортирующих устройств размещаются в зонах наименьших натяжений тягового элемента. В подвесных грузонесущих, толкающих щелевых и люлечных конвейерах натяжные механизмы рекомендуется устанавливать в зонах после привода или после участка спуска за приводом. В элеваторах натяжными звездочками являются нижние. В ленточных, пластинчатых и тележечных конвейерах натяжной механизм размещается в противоположном конце машины по отношению к приводу. В многоприводных конвейерах натяжные механизмы устанавливаются в каждой отдельной секции конвейера. Не имея существенных отличий по принципу действия, натяжные механизмы различных конвейерных устройств имеют некоторые конструктивные особенности.

20.9. Тормозные устройства

Использование тормозного устройства рассматривается только в конвейерах, предназначенных для перемещения грузов с изменением уровня или для точной остановки грузов при пульсирующем характере движения. Под действием силы тяжести грузов на наклонных или вертикальных участках конвейерное устройство может прийти в произвольное движение при остановленном электродвигателе привода.

Условие необходимости установки тормоза

$$q \sum h > k_T \sum W,$$

где q – линейная полезная нагрузка, Н/м; $\sum h$ – суммарная разность уровней наклонных или вертикальных участков с действием нагрузок в одном направлении, м; k_T – коэффициент возможного падения сопротивления движению в контуре конвейерного устройства (0,6 - 0,75); $\sum W$ – суммарное сопротивление движению в контуре конвейера при наличии грузов только на наклонных и вертикальных участках одного направления движения груза, Н.

Величина тормозного момента, приведенного к валу электродвигателя, в случае применения тормоза рассчитывается по уравнению

$$T_T = \frac{\left[q \sum h - k_T (W_o - q \sum h) \right] D \cdot \eta_{np}}{2u_o},$$

где D – диаметр приводной звездочки, блока или барабана, м; η_{np} – КПД приводного механизма.

Для предотвращения противохода конвейерного устройства могут применяться храповые, шариковые или роликовые остановы, а также противоходные ловители, устанавливаемые на участках подъемов.

При нормальной работе конвейерного устройства ловитель утапливается в прорези ходового пути под действием катка тягового элемента и пропускает его без задержки. В случае остановки электродвигателя или обрыва цепи каток изменяет направление движения и опирается на ловитель.

На участках спусков для предотвращения критических ситуаций при обрыве цепи или движении с большей скоростью применяются инерционные (попутные) ловители, связанные через конечный выключатель с электросхемой приводного электродвигателя. При превышении номинальной скорости движения ловитель опрокидывается и воздействует на конечный выключатель, прерывая питание приводного электродвигателя.

20.10. Загрузочные и разгрузочные устройства

Большинство загрузочных и разгрузочных устройств разрабатывается и изготавливается как нестандартное оборудование, привязываемое к конкретным условиям производства и применяемым транспортным средствам. Решающими факторами выбора типа загрузочного и разгрузочного устройств являются форма и состояние поверхности транспортируемых грузов, наличие элементов для захвата грузов, особые требования. К загрузочным и разгрузочным устройствам механического и автоматического действий предъявляются требования высокой надежности в работе, так как в случае задержки груза и его преждевременного перемещения возникает опасность повреждения груза, загрузочного или разгрузочного устройства и даже транспортирующей машины.

Наиболее простыми и надежными являются загрузочные и разгрузочные устройства с перемещением грузов под действием силы тяжести и использованием направления движения конвейерных установок и ограничительно-стопорных механизмов. Такие устройства устанавливаются стационарно в зонах загрузки и разгрузки или монтируются непосредственно на грузонесущих подвесках и тележках. В наклонных механических устройствах грузы перемещаются скольжением или качением.

Угол наклона элементов загрузочных и разгрузочных устройств зависит от коэффициента трения скольжения или сопротивления движению из состояния покоя или движения.

При перемещении скольжением угол наклона рассчитывается из условия
 $\alpha = \operatorname{tg} f + (5...7^\circ)$,

где f (или $f_{\partial\theta}$) – теоретический коэффициент трения скольжения из состояния покоя или движения; $(5...7^\circ)$ – константа обеспечения надежности.

На практике углы наклона определяются по результатам экспериментальных исследований (табл. 20.1).

Т а б л и ц а 20.1. Коэффициенты трения скольжения (сухого) для тарных грузов

Вид груза	Материал поверхности скольжения					
	Сталь		Дерево полированное		Резина	
	f	$f_{\partial\theta}$	f	$f_{\partial\theta}$	f	$f_{\partial\theta}$
Металлические ящики	0,3	0,25	0,6	-	0,6	0,56
Деревянные ящики	0,6	0,5	0,5	-	0,65	0,6
Пластмассовые ящики	0,25	0,3	-	-	0,5	-
Мешки, рулоны	0,62	0,5	0,7	0,28	0,6	0,6

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какая разница между проектной, расчетной и конструктивной производительностями?

Что такое коэффициент запаса производительности, для чего он используется?

Какие условия работы существуют на предприятиях для действия транспортирующих конвейерных устройств, как они влияют на проектный расчет?

В чем состоит сущность тягового расчета методом обхода по контуру?

Для чего проводится тяговый расчет?

Для чего проводится проверка необходимости установки тормозного устройства в конвейерном устройстве?

21. КОНВЕЙЕРЫ С ТЯГОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

21.1. Общие сведения

Простые по устройству, надежные в работе, бесшумные, имеющие пониженную металлоемкость и стоимость по сравнению с другими, ленточные конвейеры широко применяются в разных сферах производства, бытового обслуживания и складского хозяйства. На предприятиях легкой промышленности ленточные конвейеры служат для транспортировки тканей, применяются в качестве технологического оборудования швейных и обувных конвейеров. Из-за легкой повреждаемости грузов (холстов, бобин ровницы и пряжи) ленточные конвейеры на прядильных фабриках применяются только в виде встроенных узколенточных конвейеров, предназначенных для распределения полуфабрикатов по длине машин (ровничные) и доставки изделий в торцевую часть машины для загрузки в тару. Скорость ленточных конвейеров в зависимости от назначения может быть минимальной или достигать 2-3 м/с, длина конвейеров – от нескольких метров до 2-3 км. Трасса транспортировки может быть горизонтальной, наклонной или комбинированной.

21.2. Конструктивные особенности

В общем случае ленточный конвейер (*рис. 21.1*) состоит из приводного 1 и натяжного 2 барабанов, ленты 3, огибающей барабаны и являющейся тяговым и несущим элементом, роликоопор 4, поддерживающих ленту и перемещаемые грузы. Барабаны и роликоопоры устанавливаются на сборной или сварной раме. Лента приводится в движение силой трения, возникающей на приводном барабане. Необходимая сила прижатия ленты к барабану с обеспечением тягового усилия и предупреждения провисания ленты между роликоопорами достигается перемещением натяжного барабана.

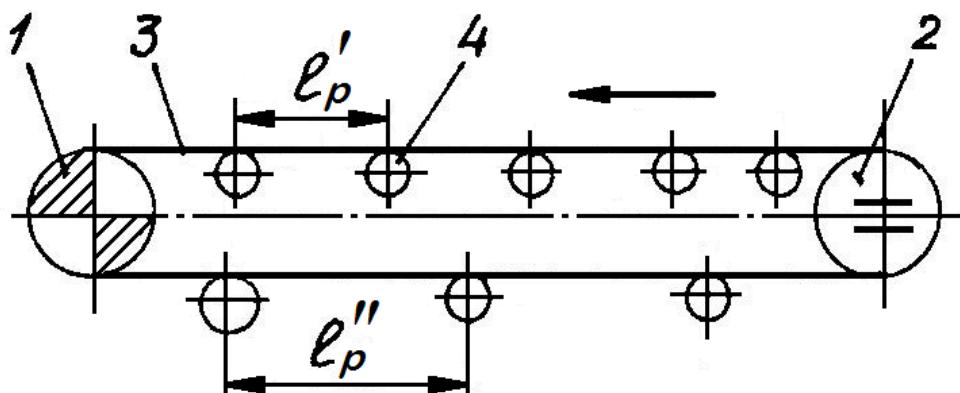


Рис. 21.1. Схема ленточного конвейера

При наличии на трассе наклонных участков, за исключением специальных крутонаклонных конвейеров, максимально возможный угол наклона (β) зависит от угла трения (φ) транспортируемого материала о поверхность ленты

$$\beta = \varphi - (5...7^\circ).$$

Угол трения определяется в зависимости от величины коэффициента трения груза о ленту

$$\varphi = \arctg(f).$$

Лента изготавливается из тканевых прокладок, прочность и толщина которых зависит от типа ткани и материала нитей, с обкладками из резины на внутренней и наружной поверхностях, предохраняющих прокладки от воздействия влажности, температуры и механических повреждений и повышающих коэффициент трения ленты с барабаном и транспортируемым грузом (табл. 21.1).

Таблица 21.1. Характеристика резинотканевых лент

Тип ткани	Ширина ленты B_l , мм	Прочность прокладки σ_p , Н/мм	Количество прокладок i	Толщина Прокладок δ_{np} , мм	Толщина резиновых обкладок δ_1 и δ_2 , мм
БКНД 65	100, 200	65	1-4	1,15	1-3
	300, 400				
	100		1-5	1,30	1-3
150	500, 650	100	1-8	1,60	2-4,5
TA 100	300, 1000, 1200	150	1-5	1,2	2-4,5
150	100-650	100	3,4	1,3	2-6
300	800-1600	150	3-5	1,9	2-6
ТА 150	800-1600	300	3-8	1,3	2-8
200	800-1000	150	3-8	1,4	2-6
ТЛК 150	800-1000	200	3-8	1,3	2-6
200	800-1000	150	3-8	1,4	2-6
		200			

Для повышения равномерности нагружения прокладок ленты изготавливаются с резиновыми прослойками. Толщина резиновой защитной обкладки на рабочей поверхности ленты (δ_1), контактирующей с транспортируемым грузом, принимается больше, чем на внутренней поверхности (δ_2).

Расчетная толщина ленты определяется как сумма толщин прокладок и обкладок

$$\delta_l = \delta_1 + \delta_2 + i\delta_{np}.$$

Предварительно ширина ленты рассчитывается в зависимости от характера расположения груза (рис. 21.2). При ориентированном расположении груза расчетная ширина ленты определяется по размеру груза (поперек или вдоль ленты, мм):

$$B'_l = b_{ep} + (100...200)$$

или

$$B'_l = l_{ep} + (100...200).$$

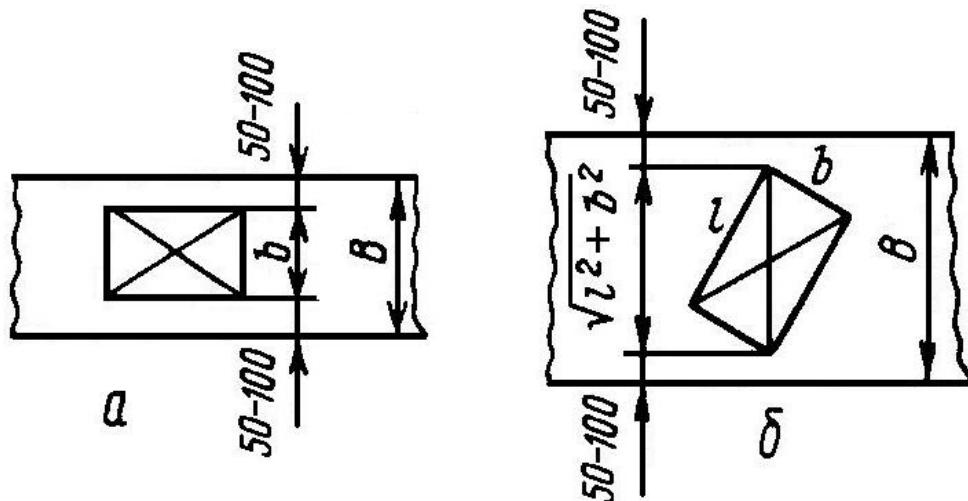


Рис. 21.2. К определению ширины ленты для штучных грузов:
а – ориентированное положение груза; б – хаотическое

При хаотическом расположении груза на ленте расчетная ширина определяется по диагонали груза, сориентированной поперек ленты, мм,

$$B'_l = \sqrt{l_{ep}^2 + b_{ep}^2} + (50...100).$$

По расчетной ширине B'_l выбирается ширина ленты B_l – из нормального ряда: 400, 500, 650, 800, 1000 мм и т. д.

При проведении тягового расчета количество прокладок выбирается ориентировочно, а затем по завершении расчета проводится проверка ленты на прочность с определением необходимого количества прокладок.

Величина коэффициента запаса прочности лент зависит от количества прокладок и профиля трассы конвейера (табл. 21.2).

Т а б л и ц а 21.2. Выбор коэффициента запаса прочности

Количество прокладок i	Количество прокладок при угле наклона конвейера (участка) $\beta \leq 10^\circ$	Количество прокладок при угле наклона конвейера (участка) $\beta > 10^\circ$
≤ 5	8	9
> 5	9	10

При движении лента и груз опираются на роликоопоры, конструкция которых зависит от вида транспортируемого груза. В конвейерах, предназначенных для транспортирования штучных грузов (ящики, мешки, коробки), применяются прямые роликоопоры для загруженной и холостой ветвей конвейера. При транспортировке сыпучих и кусковых грузов применяются желобковые роликоопоры для загруженной ветви конвейера и прямые – для холостой.

Параметры роликоопор принято считать зависящими только от ширины ленты и типа роликоопоры (табл. 21.3).

Т а б л и ц а 21.3. Параметры роликоопор

Ширина ленты, мм	Прямые роликоопоры		
	Диаметр, мм	Длина, мм	Масса m_{zp} , кг
400	89	500	5,2
500	108	600	8,0
650	108	750	11,0
800	108	950	16,0
1000	133	1150	22,5
1200	133	1400	27,2
1400	159	1600	40,0

Шаг установки роликоопор l'_p на загруженной ветви конвейера зависит от габаритов и массы штучных грузов.

При ограниченной массе штучного груза ($m_{zp} < 20$ кг) роликоопоры устанавливаются с шагом 1 - 1,2 м с последующей проверкой дистанции между ними на провисание ленты. В зоне загрузки шаг роликоопор применяется в 2 - 2,5 раза меньшим. При транспортировке тяжелых грузов (кип, ящиков) шаг роликоопор определяется из условия опоры груза при движении не менее чем на две роликоопоры. Шаг роликоопор конвейера для сыпучих, кусковых и навалочных грузов принимается по аналогии со случаем транспортировки грузов ограниченной массы.

Шаг установки роликоопор на возвратной (холостой) ветви конвейера принимается конструктивно:

$$l_p'' = (2 \dots 2,5) i_p.$$

Радиус дуги, по которой размещаются роликоопоры на криволинейном участке, и расстояние между ними зависит от ширины ленты (ее жесткости), направления выгнутости участка и его загруженности.

Для вогнутых линейных участков (прогиб дуги вниз) радиус размещения осей роликоопор принимается из условия сохранения контакта ленты с роликоопорами (см. ниже).

B_π , мм	100	650	1000
	500	800	1400
R , м	50 – 60	75 – 90	100 – 150

Для криволинейных участков выпуклостью вверх величина максимального радиуса размещения роликоопор определяется по ширине ленты:

$$R \geq 12B_\pi.$$

Шаг установки роликоопор на криволинейных участках принимается меньшим, чем на прямолинейных участках, при условии, что перегиб ленты на одной роликоопоре не превышает 5° .

Загрузка и разгрузка ленточных конвейеров может осуществляться вручную в любой зоне трассы, а также с помощью стационарных и передвижных устройств (наклонные, загрузочные и разгрузочные устройства, лотки, бункера, плужковые сбрасыватели).

21.3. Проектный расчет

Для проведения проектного расчета ленточного конвейера необходимо:
составить схему конвейера; определить параметры ленты;
определить линейные нагрузки на участках;
проводить тяговый расчет;
проверять ленту на прочность;
проверять шаг роликоопор по допустимому провисанию;
рассчитать привод;
выбрать тип и рассчитать натяжной механизм.

Схема конвейера должна иметь указания по размещению зон загрузки, разгрузки и параметры участков (рис. 21.3). Приводным выбирается барабан в конце загруженного участка конвейера, натяжным является барабан в противоположном конце конвейера или дополнительный барабан на возвратной ветви конвейера после привода.

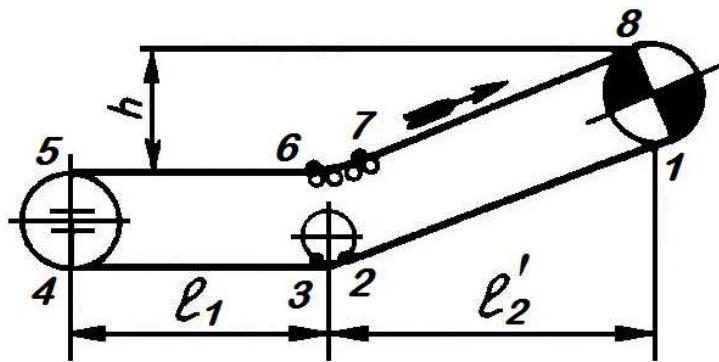


Рис. 21.3. Схемы ленточного конвейера с параметрами участков

Линейные нагрузки для проведения тягового расчета определяются в зависимости от массы транспортируемых грузов (см. п. 20.5), ленты и роликоопор на груженой и холостой ветвях конвейера.

Шаг транспортируемого штучного груза с размерами определяется в соответствии с общими положениями (см. п. 20.3) и принимается окончательным при выполнении условия $t \geq t_{min}$.

Величина минимального шага груза зависит от характера его размещения на ленте. При ориентированном положении груза величина минимального шага, м,

$$t_{min} = l_{ep} + (0,1 \dots 0,3)$$

или

$$t_{min} = b_{ep} + (0,1 \dots 0,3)$$

в зависимости от ориентации груза.

При хаотическом расположении груза на ленте величина минимального шага определяется в зависимости от размера груза по диагонали, м,

$$t_{min} = \sqrt{l_{ep}^2 + b_{ep}^2} + (0,1 \dots 0,2).$$

При отсутствии справочных данных линейная нагрузка от массы ленты рассчитывается по эмпирической формуле, Н/м

$$q_l \approx 1,1 \delta_l B_l g$$

где δ_l – толщина ленты, мм; B_l – ширина ленты, м; $g = 9,81$ м/с². Нагрузка от вращающихся частей роликоопор, Н/м:

– для загруженной ветви

$$q_p = \frac{m_p g}{l'_p};$$

– для холостой ветви

$$q_{p.x} = \frac{m_p g}{l''_p}.$$

Тяговый расчет проводится после разбивки контура конвейера на участки прямолинейные и криволинейные с присвоением границам участков по ходу конвейера порядковых номеров, начиная с зоны схода ленты с привода: 1, 2, 3 и т. д. до зоны набегания ленты на приводной барабан (см. *рис. 21.3*).

Сопротивление движению на прямолинейных участках трассы рассчитывается по уравнениям, Н:

– для холостого горизонтального

$$W_{(i-1)-i} = (q_l + q_{p.x}) l_{(i-1)-i} \cdot c_o;$$

– для загруженного горизонтального

$$W_{(i-1)-i} = (q + q_l + q_p) l_{(i-1)-i} \cdot c_o;$$

– для холостого наклонного

$$W_{(i-1)-i} = (q_l + q_{p.x}) l'_{(i-1)-i} \cdot c_o \pm q_l h_{(i-1)-i};$$

– для загруженного наклонного

$$W_{(i-1)-i} = (q + q_l + q_p) l'_{(i-1)-i} \cdot c_o \pm (q + q_l) h_{(i-1)-i},$$

где i – номер границы участка; $l_{(i-1)-i}$ – длина участка; $l'_{(i-1)-i}$ – проекция участка на горизонталь, м; $h_{(i-1)-i}$ – разность уровней начала и конца наклонного участка, м; c_o – коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам.

Знак "плюс" подставляется в уравнение для наклонных участков при движении с подъемом, знак "минус" – при спуске.

Величина коэффициента сопротивления движению на прямолинейных участках принимается в зависимости от условий работы конвейера и типа роликоопор (*табл. 21.4*).

Т а б л и ц а 21.4. Коэффициенты сопротивления движению ленты по роликоопорам на прямолинейных участках

Условия работы	Тип роликоопоры	
	Прямой	Желобковый
Легкие	0,018	0,020
Средние	0,022	0,025
Тяжелые	0,030 – 0,035	0,030 – 0,040

Силы натяжения ленты в контуре конвейера рассчитываются по уравнениям:

– для прямолинейных участков

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1)-i};$$

– для криволинейных участков

$$S_i = c_\beta \cdot S_{i-1},$$

где S_{i-1} – натяжение ленты в начале участка, Н; c_β – коэффициент сопротивления движению на криволинейных участках.

Величина коэффициентов сопротивления движению на криволинейных участках, образованных с помощью роликоопор, рассчитывается по уравнению

$$c_\beta = e^{c_o \beta},$$

где $e = 2,718$ – основание натурального логарифма; c_o – коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам; β – угол поворота ленты, рад.

На криволинейном холостом участке выпуклостью вниз потерями на трение можно пренебречь, т. е. $c_\beta = 1$.

Величина коэффициентов сопротивлений движению на натяжных барабанах принимается в зависимости от условий работы конвейера: $c_\beta = 1,06 \dots 1,09$ ($\beta = 180 \dots 210^\circ$), для отклоняющих барабанов $c_\beta = 1,03 \dots 1,06$ ($\beta \leq 90^\circ$).

При проведении тягового расчета ленточного конвейера начальное натяжение ленты определяется после решения двух уравнений, из которых первое является результатом тягового расчета, второе представляет тяговую способность приводного барабана (уравнение Эйлера):

$$S_{n\bar{o}} = AS_{c\bar{o}} + B;$$

$$S_{n\bar{o}} = S_{c\bar{o}} e^{\mu\beta},$$

где $S_{n\bar{o}}$ – натяжение ленты в зоне набегания на приводной барабан, Н; $S_{c\bar{o}}$ – натяжение ленты в зоне сбегания с приводного барабана, Н; A – произведение всех коэффициентов сопротивлений движению на криволинейных участках конвейера; B – суммарное сопротивление движению ленты на всех участках конвейера с учетом повышения нагрузки на криволинейных участках, Н; $e^{\mu\beta}$ – тяговый фактор приводного барабана.

Величина тягового фактора может быть определена расчетным путем или выбирается по табл. 21.5.

Пример изменения натяжения ленты в контуре конвейера показан на рис. 21.4.

Угол обхвата барабана $\beta > 180^\circ$ создается для снижения начального натяжения ленты с помощью отклоняющих барабанов.

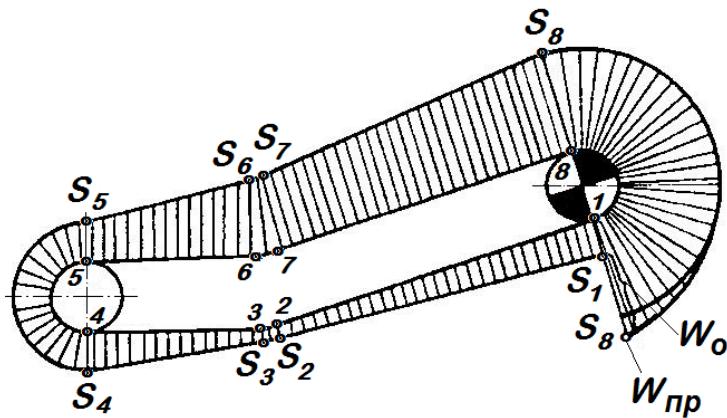


Рис. 21.4. Эпюра натяжения ленты в контуре конвейера

Т а б л и ц а 21.5. Тяговый фактор приводных барабанов в зависимости от коэффициента трения ленты о барабан и угла обхвата

Коэффициент трения	Угол обхвата приводного барабана, град/рад			
	180/3,14	190/3,22	200/3,50	210/3,67
0,1	1,37	1,39	1,42	1,44
0,15	1,6	1,65	1,69	1,73
0,2	1,88	1,94	2,01	2,08
0,25	2,2	2,29	2,4	2,5
0,3	2,57	2,71	2,85	3,01
0,35	3,01	3,20	3,4	3,61
0,4	3,52	3,78	4,05	4,34

Проверка ленты на прочность проводится определением необходимого количества прокладок:

$$i' = \frac{S_{max} [n]}{\sigma_p B_l},$$

где S_{max} – максимальное натяжение ленты в контуре конвейера, Н; $[n]$ – коэффициент запаса прочности ленты (см. табл. 21.2); σ_p – прочность прокладок шириной 1 мм, Н/мм (см. табл. 21.1); B_l – ширина ленты, мм.

В случаях, если имеются существенные расхождения в расчетном количестве прокладок (i') и принятом количестве прокладок (i) перед проведением тягового расчета, проводится повторный тяговый расчет конвейера с уточненным количеством прокладок.

Шаг установки роликоопор в зоне действия наименьшего натяжения ленты на загруженной ветви проверяется из условия ограничения провисания:

$$[f] \geq \frac{(q + q_l)l'_p}{8S_{zp,min}},$$

где $[f]$ – допустимое провисание ленты, мм; q, q_l – линейные нагрузки от массы груза и ленты, Н/м; $S_{zp,min}$ – наименьшее натяжение ленты на нагруженной ветви конвейера, Н.

Стрела провисания ленты между роликоопорами на груженой ветви не должна превышать

$$[f] = (0,025 \dots 0,012)l'_p.$$

Расчет привода проводится в соответствии с общим положением (см. п. 20.6) после окончания тягового расчета и определения диаметра приводного барабана.

Расчетный диаметр приводного барабана зависит от толщины ленты и принимается пропорциональным числу прокладок, мм,

$$D'_{\text{бап}} = ci,$$

где c – коэффициент, зависящий от прочности (жесткости) тканевых прокладок (см. ниже).

σ_p , Н/м	60	100	150	200	300
c	125 – 130	150 – 180	160 – 200	200 – 230	240 – 280

Окончательный диаметр приводного барабана рекомендуется принимать в соответствии с величинами нормализованного ряда: 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 и т. д., мм.

После окончания тягового расчета выбранный диаметр барабана проверяют по допустимому удельному давлению ленты на поверхность барабана:

$$p = \frac{360(S_{h\delta} + S_{c\delta})}{(\beta\pi B_l D_{\text{бап}})} \leq [p],$$

где β – угол обхвата лентой приводного барабана, град; $[p]$ – допустимое удельное давление (0,2…0,3), МПа.

Выбор типа натяжного механизма проводится в зависимости от длины конвейера. В коротких конвейерах $L_k \leq 60$ м рекомендуется применять винтовые натяжные устройства (рис. 21.5). В более протяженных конвейерах используются грузовые натяжные устройства (рис. 21.6). Расчет натяжных устройств осуществляется в соответствии с общими положениями (см. п. 20.7).

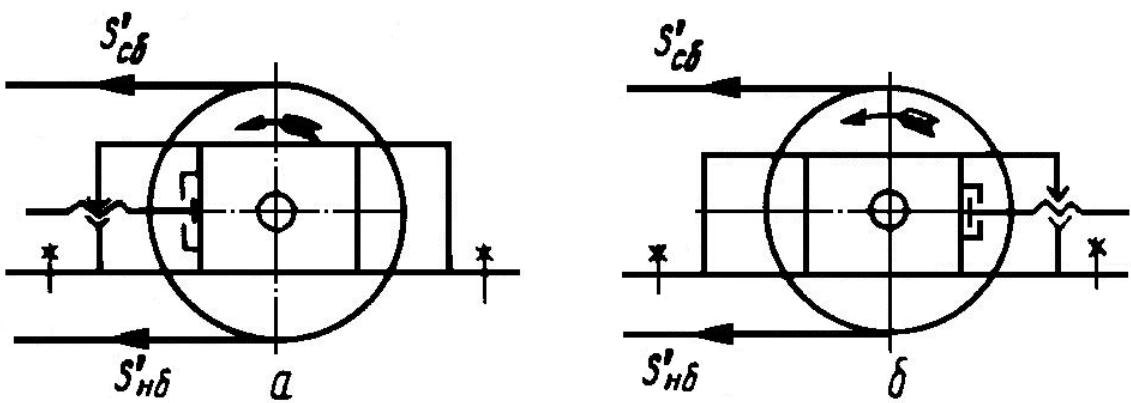


Рис. 21.5. Схемы винтовых натяжных механизмов:
а – винт работает на сжатие; б – на растяжение

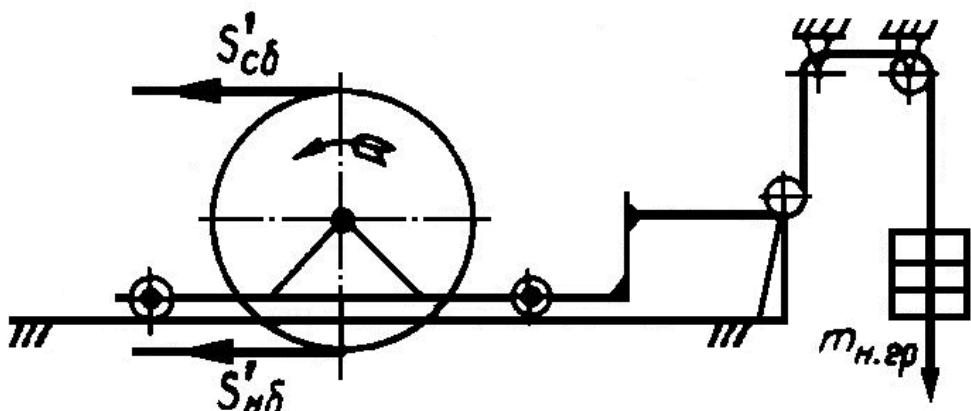


Рис. 21.6. Грузовой натяжной механизм

Величина хода натяжного устройства зависит от монтажного резерва и длины конвейера, м,

$$L_h = L_m + (0,01 \dots 0,02) L_k.$$

Монтажный резерв:

– для винтовых натяжных устройств

$$L_m = (0,3 \dots 0,5) B_n,$$

– для грузовых

$$L_m = (1 \dots 2) B_n.$$

Пример. Рассчитать ленточный конвейер (см. рис. 21.3).

Задано: конвейер предназначен для транспортировки металлических ящиков с габаритами $l_{ep} \cdot b_{ep} \cdot h_{ep} = 0,5 \cdot 0,4 \cdot 0,3$ м и массой $m_{ep} = 10$ кг.

Заданная производительность $P_z = 200$ шт./ч. Параметры конвейера: $l_1 = 50, l'_2 = 50, h = 5$ м. Условия работы средние.

Решение

1. Уточнение параметров конвейера

Угол наклона участка подъема

$$\beta = \arctg \left(\frac{h}{l'_2} \right) = \arctg \left(\frac{5}{70} \right) = 4^\circ 05'.$$

Угол трения (см. табл. 20.1) $\varphi = \arctg 0,56 \approx 34^\circ$. Так как $\beta < \varphi$, обеспечивается надежное положение груза на наклонном участке.

2. Выбор ленты

Считая расположение груза на ленте произвольным, определяем расчетную ширину ленты, м,

$$B'_l = \sqrt{l_{zp}^2 + b_{zp}^2} + (0,05...0,1) = \sqrt{0,5^2 + 0,4^2} + (0,05...0,1) = 0,69...0,74.$$

По расчетной ширине выбираем ленту шириной $B_l = 0,8$ м, с количеством прокладок $i = 2$, с пределом прочности $\sigma_p = 65$ Н/мм (см. табл. 20.1). Толщина прокладки $\delta_{np} = 1,15$ мм, обкладок – $\delta_1 = 2$ мм и $\delta_2 = 1$ мм.

Тогда расчетная толщина ленты, мм,

$$\delta_l = \delta_1 + \delta_2 + i\delta_{np} = 2 + 1 + 2 \cdot 1,15 = 5,3.$$

Линейная нагрузка от ленты на роликоопоры, Н/м,

$$q_l \approx 1,1\delta_l B_l g = 1,1 \cdot 5,3 \cdot 0,8 \cdot 9,81 = 45,7.$$

Запас прочности ленты $n = 9$ (см. табл. 21.2).

3. Линейные нагрузки на участках

Принимая запас производительности $x = 1,2$ (см. п. 20.2), имеем расчетную производительность, шт./ч,

$$P_{расч} = xP_z = 1,2 \cdot 200 = 240.$$

При скорости движения конвейера $v = 0,15$ м/с принимаем ориентировочный шаг груза на ленте, м,

$$t_{op} = \frac{3600v}{P_{расч}} = \frac{3600 \cdot 0,15}{240} = 2,25.$$

Минимальный шаг груза на ленте при хаотическом расположении, м,

$$t_{min} = \sqrt{l_{zp}^2 + b_{zp}^2} + (0,1...0,2) = \sqrt{0,5^2 + 0,4^2} + 0,1 = 0,74.$$

Так как $t_{op} > t_{min}$, считаем шаг груза на конвейере $t = t_{op}$.

Линейная нагрузка от груза на загруженных участках, Н/м,

$$q = \frac{m_{zp}g}{t} = \frac{10 \cdot 9,81}{2,25} = 43,6.$$

Учитывая малую массу транспортируемого груза ($m_{ep} > 20$ кг), принимаем шаг установки роликоопор на загруженной ветви $l'_p = 1$ м, тогда шаг роликоопор на холостой ветви, м,

$$l''_p = 2l'_p = 2 \cdot 1 = 2.$$

Линейная нагрузка от масс вращающихся прямых роликоопор диаметром 108 мм и длиной $l_p = 950$ мм при ширине ленты $B_\pi = 0,8$ м (см. табл. 21.3):

– для загруженной ветви, Н/м,

$$q_p = \frac{m_p g}{l'_p} = \frac{16 \cdot 9,81}{1} = 157,96;$$

– для холостой ветви, Н/м,

$$q_{p.x} = \frac{m_p g}{l''_p} = \frac{16 \cdot 9,81}{2} = 78,5.$$

4. Тяговый расчет

Для средних условий работы величины коэффициентов сопротивлений движению на характерных участках: $c_o = 0,022$ (см. табл. 21.4), $c_{\beta<90^\circ} = 1,03$; $c_{\beta=180^\circ} = 1,07$.

После разбивки контура конвейера на участки (см. рис. 21.3) определяем сопротивление движению ленты на прямолинейных участках, Н,

$$W_2 = (q_\pi + q_{p.x}) l'_2 \cdot c_o - q_\pi h_2 = (45,7 + 78,5) 70 \cdot 0,022 - 45,7 \cdot 5 = -37,23;$$

$$W_4 = (q_\pi + q_{p.x}) l_4 \cdot c_o = (45,7 + 78,5) 50 \cdot 0,022 = 136,6;$$

$$W_6 = (q + q_\pi + q_p) l_6 \cdot c_o = (43,6 + 45,7 + 157,9) 50 \cdot 0,022 = 270,9;$$

$$W_8 = (q + q_\pi + q_p) l'_8 \cdot c_o + (q + q_\pi) h_8 = (43,6 + 45,7 + 157,9) 70 \cdot 0,022 + (43,6 + 45,7) 5 = 825,8.$$

Натяжение ленты в точках контура в общем виде, Н,

$$S_1 = S_{c\bar{o}} = ?$$

$$S_2 = S_1 + W_2 = S_1 - 37,2;$$

$$S_3 = c_b S_2 = 1(S_1 - 37,2) = S_1 - 37,2;$$

$$S_4 = S_3 + W_4 = S_1 - 37,2 + 136,6 = S_1 + 99,4;$$

$$S_5 = c_b S_4 = 1,07(S_1 + 99,4) = 1,07 \cdot S_1 + 106,4;$$

$$S_6 = S_5 + W_6 = 1,07 \cdot S_1 + 106,4 + 270,9 = 1,07 \cdot S_1 + 377,3;$$

$$S_7 = c_b S_6 = 1,03(1,07 \cdot S_1 + 377,3) = 1,1 \cdot S_1 + 388,6;$$

$$S_8 = S_7 + W_8 = 1,1 \cdot S_1 + 388,6 + 825,8 = 1,1 \cdot S_1 + 1214,4.$$

Начальное натяжение ленты в точке схода с приводного барабана после решения последнего уравнения тягового расчета и уравнения Эйлера ($\mu = 0,3; \beta = \pi$, см. табл. 21.5)

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{h\bar{o}} = AS_{c\bar{o}} + B; \\ S_{h\bar{o}} = S_{c\bar{o}} e^{\mu\beta}; \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} S_{h\bar{o}} = 1,1S_{c\bar{o}} + 1214,4; \\ S_{h\bar{o}} = S_{c\bar{o}} 2,71^{0,3 \cdot 3,14}; \\ S_{c\bar{o}} = S_1 = 520,7. \end{array} \right.$$

Натяжение ленты в точках контура, Н,

$$S_2 = S_1 + W_2 = 520,7 - 21,4 = 499,3;$$

$$S_3 = S_2 = 499,3;$$

$$S_4 = S_3 + W_4 = 499,3 + 136,6 = 635,9;$$

$$S_5 = c_b S_4 = 1,07 \cdot 635,9 = 680,4;$$

$$S_6 = S_5 + W_6 = 680,4 + 270,9 = 951,3;$$

$$S_7 = c_b S_6 = 1,03 \cdot 951,3 = 979,8;$$

$$S_8 = S_7 + W_8 = 979,8 + 825,8 = 1805,6;$$

$$S_8 = S_{h\bar{o}} = S_{\max}; \quad S_1 = S_{c\bar{o}}; \quad S_{h\bar{o}} = S_5; \quad S_{c\bar{o}} = S_6.$$

5. Проверка на прочность

$$i' = \frac{S_{max}[n]}{\sigma_p B_L} = \frac{1805,6 \cdot 9}{65 \cdot 800} = 0,31;$$

$$i > i'.$$

Прочность ленты достаточна, но существует возможность использования ленты с числом прокладок $i = 1$, для чего необходимо сделать перерасчет, начиная со второго пункта расчета.

6. Проверка ленты на провисание в зоне загрузки

Шаг роликоопор в зоне загрузки, м,

$$l''' = \frac{l'_p}{2} = \frac{1}{2} = 0,5;$$

$$[f] \geq \frac{(q + q_L) l'''_p}{8 S_{ep,min}};$$

$$[f] = (0,025 - 0,012) 0,5 = (0,012 - 0,06) \text{ м};$$

$$f = \frac{(q + q_L) l'''_p}{8 S_{ep,min}} = \frac{(43,6 + 45,7) 0,5}{8 \cdot 1101,35} = 0,0005 \text{ м};$$

$$f < [f].$$

Провисание ленты в зоне загрузки при установке роликоопор с шагом $l''' = 0,5$ м не превышает допустимого значения.

7. Расчет привода

Расчетный диаметр приводного барабана, мм,

$$D'_{\delta ap} = ci = 125 \cdot 2 = 250.$$

Согласно нормализованному ряду, имеем $D_{\delta ap} = 250$ мм. Удельное давление на поверхности приводного барабана, МПа,

$$p = \frac{360(S_{h\bar{b}} + S_{c\bar{b}})}{(\beta \pi B_L D_{\delta ap})} = \frac{360(1805,6 + 520,7)}{(180^\circ \cdot 3,14 \cdot 800 \cdot 250)} = 0,007;$$

$$p < [p].$$

Тяговое усилие на приводном барабане, Н,

$$W_o = (S_{h\bar{b}} - S_{c\bar{b}}) + k_n (S_{h\bar{b}} + S_{c\bar{b}}) = (S_8 - S_1) + k_n (S_8 + S_1) = \\ = (1805,6 - 520,7) + 0,04(1805,6 + 520,7) = 1377,9.$$

Мощность приводного электродвигателя, кВт,

$$N'_{\mathcal{E}D} = \frac{W_o \cdot v}{1020 \eta_{np}} = \frac{1377,9 \cdot 0,15}{1020 \cdot 0,8} = 0,25.$$

По мощности $N'_{\mathcal{E}D}$ выбираем электродвигатель (ГОСТ 19523 – 81) 4А71А6У3 с характеристиками: $N_{\mathcal{E}D} = 0,37$ кВт; $n_{\mathcal{E}D} = 910$ мин⁻¹; $I_p = 1,67 \cdot 10^{-3}$ кг·м²; $d = 22$ мм.

Частота вращения приводного барабана, мин⁻¹,

$$n_{\delta ap} = \frac{60v}{\pi D_{\delta ap}} = \frac{60 \cdot 0,15}{3,14 \cdot 0,25} = 11,4.$$

Расчетное передаточное число приводного механизма

$$u'_o = \frac{n_{\mathcal{E}D}}{n_{\delta ap}} = \frac{910}{11,4} = 79,8.$$

Имея расчетное передаточное число $u'_o > 40$, кроме двухступенчатого цилиндрического редуктора в приводной механизм вводим дополнительную клиноременную передачу

$$u_o = u_{kp} \cdot u_p.$$

Выбираем для приводного механизма редуктор (ГОСТ 20758 – 75) типа Ц2У-100 с передаточным числом $u_p = 40$ и крутящим моментом на выходном валу $T = 250$ Н·м.

Крутящий момент на приводном барабане, Н·м,

$$T_{\delta ap} = \frac{W_o D_{\delta ap}}{2} = \frac{1377,9 \cdot 0,25}{2} = 172,2,$$

т. е. условие $T \geq T_{\delta ap}$ выполнено.

Расчетное передаточное клиноременной передачи

$$u_{kp} = \frac{u'_o}{u_p} = \frac{79,8}{40} \approx 2.$$

8. Выбор типа и расчет натяжного механизма

Длина конвейера, м,

$$L_k = l_1 + \frac{l_2}{\cos \beta} = 50 + \frac{70}{\cos 4^\circ 05'} = 120,17.$$

При длине конвейера $L_k > 60$ м выбираем грузовой тип натяжного устройства (см. рис. 23.6).

Монтажный резерв для грузового натяжного устройства, м,

$$L_m = 1,5B_l = 1,5 \cdot 0,8 = 1,2.$$

Ход натяжного устройства, м,

$$L_h = L_m + (0,01...0,02)L_k = 1,2 + (0,01...0,02)120,17 = 2,4...3,6.$$

Масса натяжного груза, кг,

$$m_{h,ep} = \frac{(S'_{hb} + S'_{cb} + T_T)}{gn_{bl}^n} = \frac{(635,9 + 680,4 + 100)}{9,81 \cdot 0,95^3} \approx 168.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Из каких элементов состоит ленточный конвейер?

Как устроена лента?

От чего зависит ширина ленты?

Какое влияние на запас прочности ленты оказывает количество тканевых прокладок?

Для чего применяются роликоопоры и как определяется шаг их установки?

Какие линейные нагрузки принимаются в расчет при проведении тягового расчета ленточного конвейера?

На какие характерные участки разбивается контур ленточного конвейера?

Каким путем определяется начальное натяжение ленты?

Какие типы натяжных механизмов используются в ленточных конвейерах и почему?

22. ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

22.1. Общие сведения

В промышленности пластинчатые конвейеры применяются для транспортировки тяжелых штучных и кусковых грузов, используются в конвейерных сборочных или технологических линиях (операции проводят непосредственно на пластинах). К преимуществам следует отнести повышенную прочность тяговых цепей, допускающих большую длину конвейера. Недостатками пластинчатых конвейеров считают высокую металлоемкость, шум при движении и ограничение скорости из-за возникновения динамических нагрузок. Скорость движения обычно не превышает $v = 1$ м/с, но наиболее часто находится в пределах $v = 0,01..0,3$ м/с. В легкой промышленности конвейеры используются для транспортировки ящиков, кип, рулонов. К модификациям пластинчатых конвейеров относят реечные конвейеры и тележечные вертикально замкнутые конвейеры, применяемые в обувной промышленности.

22.2. Конструктивные особенности

Основным конструктивным признаком пластинчатых конвейеров (рис. 22.1) является перемещение грузов на настиле 1, прикрепленном к двум тяговым цепям 2, замкнутым в параллельных контурах с приводными 3 и натяжными 4 звездочками. Опорные катки тяговых цепей перемещаются по направляющим 5. Привод, натяжной механизм и направляющие устанавливаются на сборной или сварной раме. В зависимости от типа транспортируемого груза настилы выполняются с разомкнутыми и сомкнутыми пластинаами (рис. 22.2).

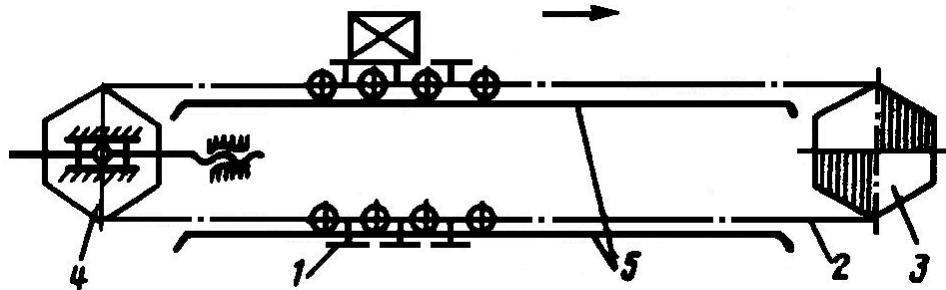


Рис. 22.1. Схема пластинчатого конвейера

При транспортировке сыпучих и штучных грузов настил конвейера выполняется с бортами для увеличения сечения потока.

В крутонаклонных конвейерах настилы выполняются коробчатыми.

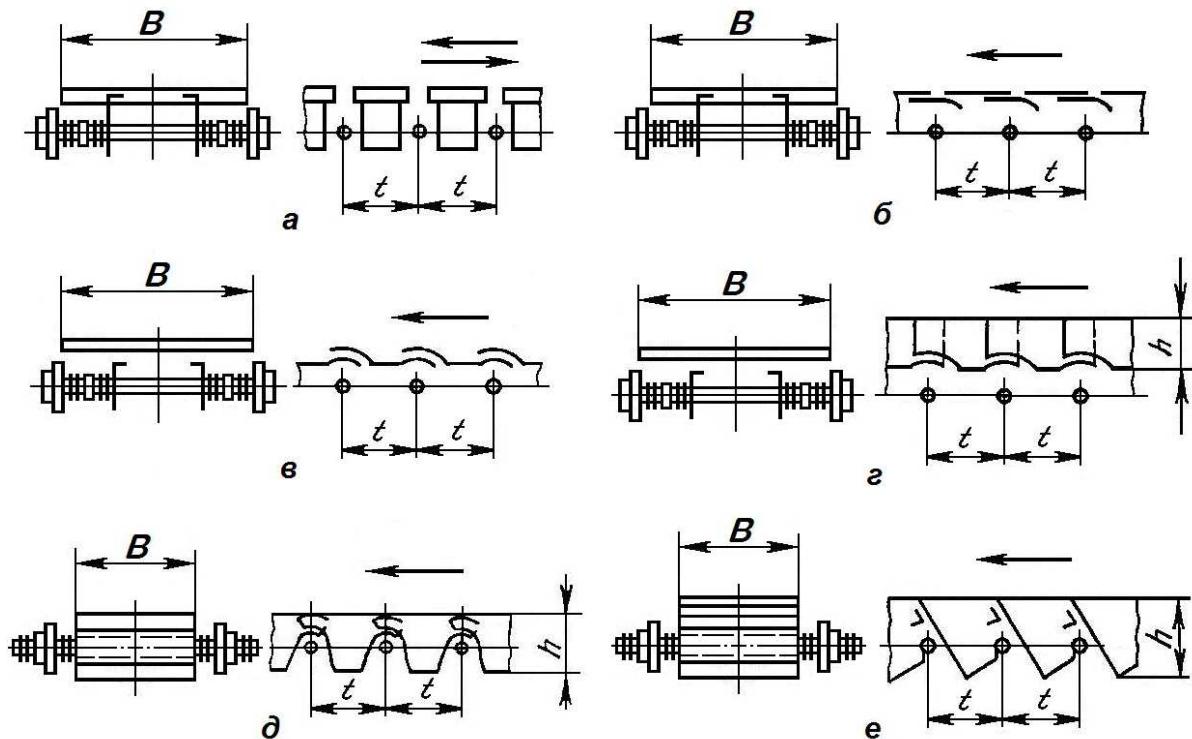


Рис. 22.2. Типы настилов: *а* – плоский разомкнутый; *б* – плоский сомкнутый; *в* – безбортовой волнистый; *г* – бортовой волнистый; *д* – коробчатый мелкий; *е* – коробчатый глубокий

В качестве тяговых элементов применяются цепи пластинчатые, катковые, втулочные и втулочно-роликовые с шагом не менее 80 мм.

Трасса конвейера может быть простой горизонтальной или наклонной, а также может быть со сложным профилем с включением горизонтальных, наклонных и криволинейных участков, называемых вертикальными перегибами.

22.3. Проектный расчет

Проектный расчет пластинчатого конвейера включает следующие разделы:

- составление расчетной схемы конвейера;
- определение шага грузов (для штучных грузов);
- выбор тяговых цепей и типа настила;
- расчет линейных нагрузок;
- определение величины коэффициентов сопротивления движению (КСД) на участках;
- тяговый расчет;
- проверка цепей на прочность;
- расчет привода;
- выбор типа и расчет натяжного механизма;
- расчет тормозного момента и выбор тормоза (конвейеры с наклонными участками).

Расчетная схема представляется в виде контура, состоящего в общем случае из прямолинейных горизонтальных и наклонных участков, а также вертикальных перегибов. На схеме приводятся параметры участков, указываются направление движения и место нахождения зон загрузки и разгрузки (рис. 22.3).

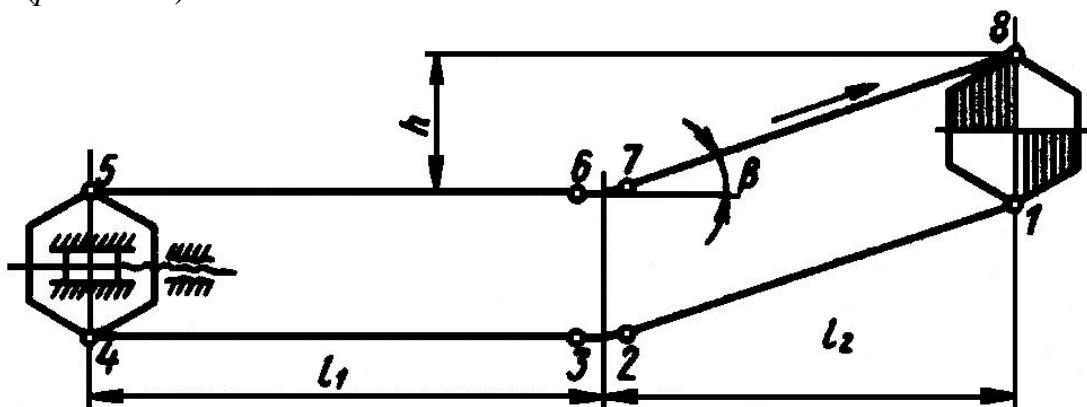


Рис. 22.3. Расчетная схема пластинчатого конвейера

Шаг груза при транспортировке штучных грузов определяется в соответствии с общими положениями (см. п. 20.3) при заданной или принимаемой скорости движения и считается при выполнении условия

$$t \geq t_{min}.$$

Величина минимального шага зависит от габаритов груза и характера его расположения на настиле (*рис. 22.4*).

При ориентированном положении груза на настиле, м,

$$t_{min} = l_{gp} + (0,2...0,3),$$

где l_{gp} – размер груза по длине конвейера, м; $(0,2...0,3)$ – гарантированный зазор между единицами груза, м.

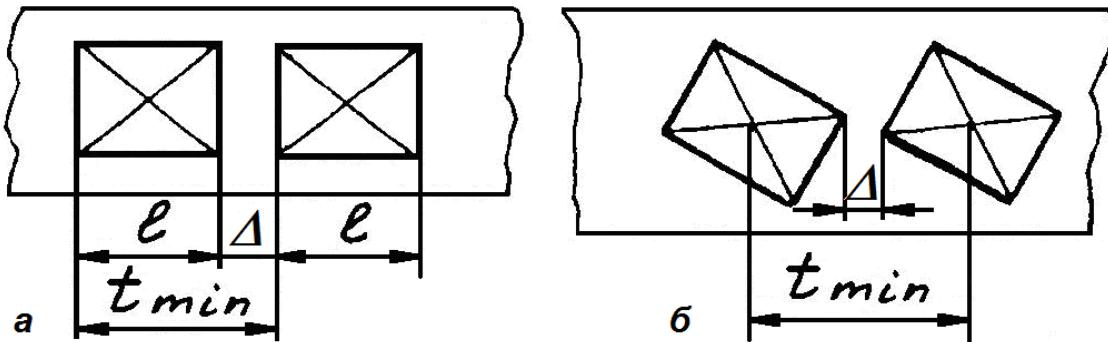


Рис. 22.4. К определению минимального шага груза на настиле:
а – ориентированное положение; б – хаотическое

При свободном расположении груза на настиле рассматривается случай наиболее "неудобного" положения груза по длине конвейера:

$$t_{min} = \sqrt{l_{gp}^2 + b_{gp}^2} + (0,1...0,15),$$

где l_{gp} и b_{gp} – размеры груза по длине и ширине, м.

Выбор тяговых цепей зависит от протяженности конвейера, сложности трассы и линейных полезных нагрузок. В конвейерах с простой по профилю и ограниченной скоростью движения рекомендуется использовать более легкие пластинчатые катковые цепи с шагом t_u не менее 200 мм.

В случаях сложных пространственных трасс и при повышенных скоростях движения обычно применяются пластинчатые катковые цепи с шагом до 200 мм.

Линейные нагрузки определяются раздельно от массы транспортируемого груза (q) и от подвижной системы конвейера (q_o).

Полезная нагрузка рассчитывается в зависимости от вида груза. При транспортировке штучных грузов линейная нагрузка определяется по общей методике (см. п. 20.5).

Линейная нагрузка от подвижной системы конвейера, состоящей из двух тяговых цепей, настила и элементов крепления настила к цепям, зависит от ширины настила и его материала. Ориентировочно для металлического настила линейная нагрузка определяется по эмпирической формуле, Н/м,

$$q_o = (60B_h + A)g,$$

где B_H – ширина настила, м.

Величина А зависит от ширины настила (см. ниже).

B_H	A
0,4; 0,5	30
0,65; 0,8	40
>1	60

Ширина настила для штучных грузов рассчитывается по аналогии с методикой определения минимального шага груза и принимается ближайшей из нормального ряда: 0,4; 0,5; 0,65; 0,80; 1,0; 1,2 м и т. д.

Величина КСД для прямолинейных и криволинейных участков может быть определена расчетным путем или выбирается по таблицам (табл. 22.1).

Т а б л и ц а 22.1. КСД на прямолинейных (c_o) и криволинейных (c_β) участках для пластинчатых конвейеров

Условия работы	c_o		c_β	
	Подшипник качения	Подшипник скольжения	$\beta = 180^\circ$	$\beta \leq 20^\circ$
Хорошие	0,02	0,04 – 0,06	1,03 – 1,04	1,010 – 1,015
Средние	0,025	0,08 – 0,10	1,045 – 1,055	1,020 – 1,025
Тяжелые	0,04	0,12 – 0,15	1,050 – 1,08	1,030 – 1,040

При определении расчетных величин КСД используется уравнение

$$c_o = (1,1 \dots 1,2) \frac{(fd + 2k)}{D_k},$$

где (1,1...1,2) – коэффициент дополнительного сопротивления движению от трения реборд катков о направляющие пути; f – коэффициент трения на ступице катка ($f_{ck} = 0,1 \dots 0,2$; $f_{kach} = 0,025 \dots 0,060$); k – коэффициент трения качения катка по направляющей, см (0,05...0,1); d – диаметр оси (втулки) катка или диаметр поверхности качения внутреннего кольца подшипника, см; D_k – наружный диаметр катка, см.

Тяговый расчет проводится по уравнениям общего раздела (см. п. 20.5) в зависимости от характера участка с заменой КСД на c_β после разбивки трассы на прямолинейные и криволинейные участки.

Сопротивление движению на прямолинейных участках, Н:

– горизонтальный без груза

$$W_{(i-1)-i} = q_o c_o l_{(i-1)-i};$$

– горизонтальный загруженный

$$W_{(i-1)-i} = (q + q_o) c_o l_{(i-1)-i};$$

– наклонный без груза

$$W_{(i-1)-i} = q_o \left(c_o l'_{(i-1)-i} \pm h_{(i-1)-i} \right);$$

– наклонный загруженный

$$W_{(i-1)-i} = (q + q_o) \left(c_o l'_{(i-1)-i} \pm h_{(i-1)-i} \right),$$

где $l_{(i-1)-i}$ – длина участка, м; $l'_{(i-1)-i}$ – проекция на горизонталь наклонного участка, м; $h_{(i-1)-i}$ – разность уравнений наклонного участка, м.

В последних двух уравнениях знак "плюс" используется при движении с подъемом, знак "минус" – при спуске.

Если при расчете натяжение цепей после участка спуска меньше принятого начального $S_{min} = 1500...2000$ Н, то тяговый расчет проводится с новой исходной точки. Уравнения общего характера (см. п. 20.5) используют для расчетов по ходу конвейера, а натяжения от начальной точки против хода рассчитывают по перестроенным уравнениям:

– для прямолинейных участков

$$S_{i-1} = S_i - W_{(i-1)-i};$$

– для криволинейных участков

$$S_{i-1} = \frac{S_i}{c_\beta}.$$

Пример эпюры натяжения цепей в контуре конвейера показан на рис. 22.5.

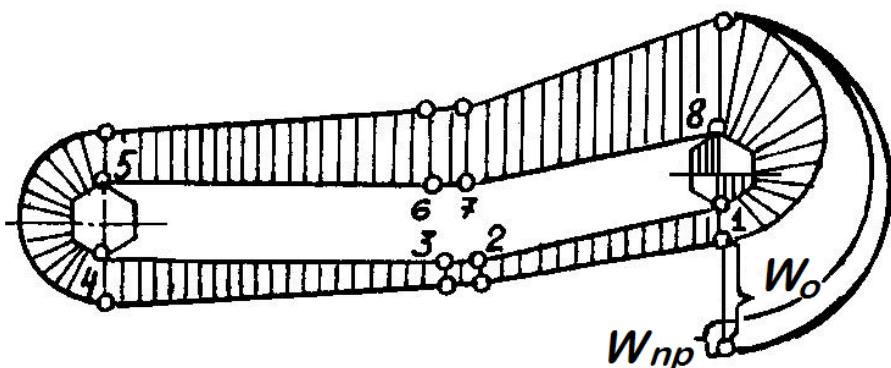


Рис. 22.5. Эпюра натяжения цепей в контуре конвейера

Проверка цепей на прочность проводится по единой методике (см. п. 20.6). С учетом коэффициента неравномерности распределения нагрузки между цепями максимальная нагрузка на одну цепь составит

$$S_{max1} = 0,6S_{max},$$

где S_{max} – максимальная нагрузка на цепи в контуре конвейера, Н.

Расчет привода проводится согласно общим положениям теории расчета машин непрерывного транспорта (см. п. 20.7).

Выбор типа натяжного механизма зависит от скорости конвейера. При ограниченных скоростях движения ($v \leq 0,3$ м/с), малых шагах цепи ($t_u = 0,08...0,2$ м) и числах зубьев приводных звездочек $z = 9...16$ для создания начального натяжения цепей применяются винтовые натяжные механизмы (рис. 22.6). В других случаях используются пружинно-винтовые натяжные механизмы (рис. 22.7).

Ход натяжного механизма выбирается в зависимости от шага цепи и протяженности конвейера:

$$L_h = (1,6...2)t_u.$$

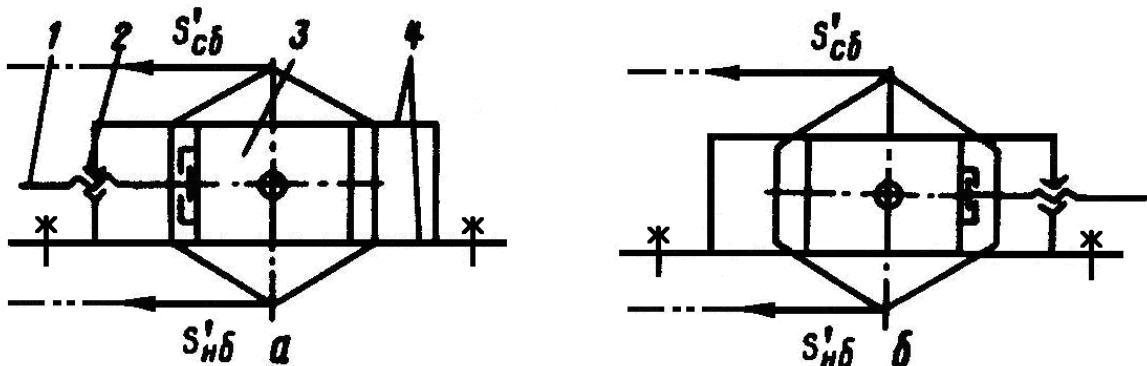


Рис. 22.6. Схемы винтовых натяжных механизмов: *а* – винт работает на сжатие (1 – винт; 2 – гайка; 3 – ползун; 4 – рама); *б* – на растяжение

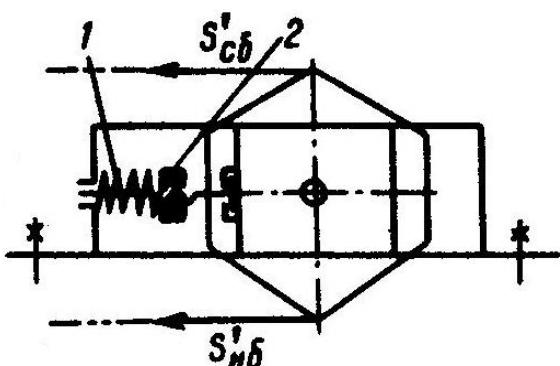


Рис. 22.7. Схема пружинно-винтового натяжного механизма:
1 – пружина; 2 – гайка

Необходимость установки тормоза проверяется только для работы конвейеров, имеющих протяженные участки спусков или подъемов. При определении тормозного момента все участки на конвейере, кроме наклонных, считаются свободными от груза (см. п. 20.9).

Пример. Рассчитать пластиначатый конвейер (см. рис. 22.3).

Задано: конвейер для транспортировки металлических ящиков массой $m_{ep} = 40$ кг с размерами $l_{ep} \cdot b_{ep} \cdot h_{ep} = 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,4$ м, производительностью $P_z = 400$ шт./ч. Параметры конвейера: $l_1 = 50, l'_2 = 70, h = 5$ м. Условия работы средние. Положение груза на настиле ориентированное.

Решение

1. Уточнение параметров конвейера

$$\beta = \arctg \left(\frac{h}{l'_2} \right) = \arctg \left(\frac{5}{70} \right) = 4^\circ 05'.$$

Угол трения металлического ящика по стальному настилу

$$\alpha = \arctg f_{\partial e} = \arctg 0,5 = 26^\circ 33'.$$

Так как $\beta < \alpha$, груз на настиле будет иметь устойчивое положение.

2. Определение шага груза на конвейере

Расчетная производительность конвейера

$$P_{расч} = x P_z = 1,2 \cdot 400 = 480 \text{ шт./ч.}$$

Ориентировочный шаг груза на настиле при скорости конвейера $v = 0,12$ м/с (принимаем)

$$t_{op} = \frac{3600v}{P_{расч}} = \frac{3600 \cdot 0,12}{480} = 0,9 \text{ м.}$$

Минимальный шаг груза на настиле в ориентированном положении

$$t_{min} = l_{ep} + (0,2...0,3) = 0,6 + (0,2...0,3) = 0,8...0,9 \text{ м.}$$

Ориентировочный шаг груза может считаться приемлемым, т. е.

$$t = t_{op}.$$

3. Выбор тяговых цепей и типа настила

Учитывая значительную массу груза ($m_{ep} > 20$ кг), выбираем металлический настил. В качестве тяговых цепей выбираем катковые цепи (ГОСТ 588 – 81) М160 тип 4 с шагом $t_u = 0,2$ м и разрушающей нагрузкой $S_p = 160$ кН.

Расчетная ширина настила при ориентированной укладке груза, м,

$$B'_h = b_{ep} + 2D = 0,6 + 2 \cdot 0,2 = 1.$$

Из ряда нормализованных размеров $B_h = 1$ м.

4. Линейные нагрузки

Линейная нагрузка от транспортируемого груза, Н/м,

$$q = \frac{m_{ep}g}{t} = \frac{40 \cdot 9,81}{1} = 392,4.$$

Линейная нагрузка от масс настила и цепей, Н/м,

$$q_o = (60B_h + A)g = (60 \cdot 1 + 60)9,81 = 1177,2.$$

5. Коэффициенты сопротивлений движению на участках

Для средних условий работы имеем (см. табл. 22. 1)

$$c_o = 0,08; \quad c_{\beta \leq 20^\circ} = 1,02; \quad c_{\beta=180^\circ} = 1,05.$$

6. Тяговый расчет

Сопротивления движению на прямолинейных участках, Н,

$$W_2 = q_o(c_o l'_2 - h_2) = 1177,2(0,08 \cdot 70 - 5) = 706,2;$$

$$W_4 = q_o c_o l_4 = 1177,2 \cdot 0,08 \cdot 50 = 4708,8;$$

$$W_6 = (q + q_o)c_o l_6 = (392,4 + 1177,2)0,08 \cdot 50 = 6278,4;$$

$$W_8 = (q + q_o)(c_o l'_8 + h_8) = (392,4 + 1177,2)(0,08 \cdot 70 + 5) = 180207.$$

Натяжение в точках контура, Н,

$$S_1 = S_{c\bar{o}} = 2000 \text{ (принимаем);}$$

$$S_2 = S_1 + W_2 = 2706,2;$$

$$S_3 = c_b S_2 = 1,02 \cdot 2706,2 = 2760,3;$$

$$S_4 = S_3 + W_4 = 2760,3 + 4708,8 = 7469,1;$$

$$S_5 = c_b S_4 = 1,05 \cdot 7469,1 = 7842,5;$$

$$S_6 = S_5 + W_6 = 7842,5 + 6278,4 = 14120,9;$$

$$S_7 = c_b S_6 = 1,02 \cdot 14120,9 = 14403,3;$$

$$S_8 = S_7 + W_8 = 14403,3 + 18207 = 32610,3;$$

$$S_8 = S_{h\bar{o}} = S_{max}; \quad S_1 = S_{c\bar{o}}; \quad S_4 = S'_{h\bar{o}}; \quad S_5 = S'_{c\bar{o}}.$$

7. Проверка цепи на прочность

$$S_{max1} = 0,6 S_{max} = 0,6 \cdot 32610,3 = 19566 \text{ Н;}$$

$$S_{don} = \frac{S_p}{y} = \frac{160000}{8} = 20000 \text{ Н.}$$

Условию прочности цепь удовлетворяет, так как $S_{don} > S_{max}$.

8. Расчет привода

Тяговое усилие на приводных звездочках, Н,

$$\begin{aligned} W_o &= (S_{h\bar{o}} - S_{c\bar{o}}) + k_n(S_{h\bar{o}} + S_{c\bar{o}}) = \\ &= (32610,3 - 2000) + 0,04(32610,3 + 2000) = 31990. \end{aligned}$$

Мощность приводного электродвигателя, кВт,

$$N'_{\mathcal{E}D} = \frac{W_o \cdot v}{1020 \eta_{np}} = \frac{31990 \cdot 0,12}{1020 \cdot 0,8} = 4,7.$$

По мощности $N'_{\mathcal{E}D}$ выбираем электродвигатель (ГОСТ 19523 – 81) 4А132М8У3 с характеристиками: $N_{\mathcal{E}D} = 5,5$ кВт; $n_{\mathcal{E}D} = 720$ мин⁻¹; $I_p = 5,75 \cdot 10^{-2}$ кг·м²; $[\psi] = 1,8$; $d = 22$ мм.

Принимая число зубьев приводных звездочек $z = 6$, определяем частоту вращения приводного вала, мин⁻¹,

$$n_{36} = \frac{60v}{t_u z} = \frac{60 \cdot 0,12}{0,2 \cdot 6} = 6.$$

Расчетное передаточное число приводного механизма

$$u'_o = \frac{n_{\mathcal{E}D}}{n_{36}} = \frac{720}{6} = 120.$$

В состав приводного механизма включаем двухступенчатый редуктор ($u_p = 40$) и дополнительную передачу (цепную или зубчатую), устанавливаемую после редуктора:

$$u_o = u_p u_{don}.$$

Крутящий момент на выходном валу редуктора не менее, Н·м,

$$T = \frac{\left(9550 \frac{N_{\mathcal{E}D}}{n_{\mathcal{E}D}}\right) u_p}{\eta_p} = \frac{\left(9550 \frac{5,5}{720}\right) 40}{0,9} = 3242.$$

Согласно крутящему моменту, выбираем редуктор (ГОСТ 20758 – 75) типа Ц2У-250 с характеристиками: $u_p = 40$; $T = 4000$ Н·м.

Передаточное число дополнительной передачи

$$u_{don} = \frac{u'_o}{u_p} = \frac{120}{40} = 3.$$

9. Выбор типа и расчет натяжного устройства

При скорости движения $v = 0,12$ м/с выбираем винтовое натяжное устройство.

Ход натяжного устройства, м,

$$L_h = 1,8 t_u = 1,8 \cdot 0,2 = 0,36.$$

Нагрузка на один винт, Н,

$$F_h = (S'_{h\delta} + S'_{c\delta} + T) k_e = (7469,1 + 7842,5 + 250) 0,6 = 9336,9.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Каковы основные элементы пластиначатого конвейера?

Как определяется ширина настила при транспортировке штучных грузов?

Какие линейные нагрузки используются при проведении тягового расчета пластиначатого конвейера?

На какие участки разбивается контур конвейера?

Какие типы натяжных механизмов используются в пластиначатых конвейерах? От чего зависит ход натяжного механизма?

23. ПОЛОЧНЫЕ ЭЛЕВАТОРЫ

23.1. Общие сведения

Полочные элеваторы применяются на предприятиях различных отраслей промышленности для перемещения штучных грузов малой и средней масс в вертикальной или круглонаклонной плоскости. С использованием наклонных загрузочных устройств и направления движения полок сравнительно легко решаются операции загрузки и разгрузки без участия рабочих. Применение загрузочных и разгрузочных устройств с отсекающими отдельные грузы механизмами позволяет использовать полочные элеваторы в автоматических транспортных системах. Для уменьшения динамических нагрузок на цепи и обеспечения надежности работы загрузочного и разгрузочного устройств скорость движения элеваторов ограничивается до 0,2 м/с. На предприятиях легкой и текстильной промышленности элеваторы применяются для транспортировки и накопления штучных грузов (рулонов, ящиков, холстов, пакетов).

23.2 Конструктивные особенности

Конструктивным признаком полочного элеватора (*рис. 23.1*) является расположение центров тяжести полок 1 и перемещаемого груза вне плоскости действия тягового усилия, создаваемого двумя тяговыми цепями 2, замкнутыми в параллельных контурах с приводными 3 и натяжными 4 звездочками. Полки консольно закрепляются на осях или пластинах тяговых цепей. Для предотвращения опрокидывания полок применяются катковые тяговые цепи или опорные катки устанавливаются непосредственно на полках. Катки при движении на прямолинейных участках перемещаются в направляющих, воспринимающих нагрузки от опрокидывающего момента, созданного консольным расположением полки.

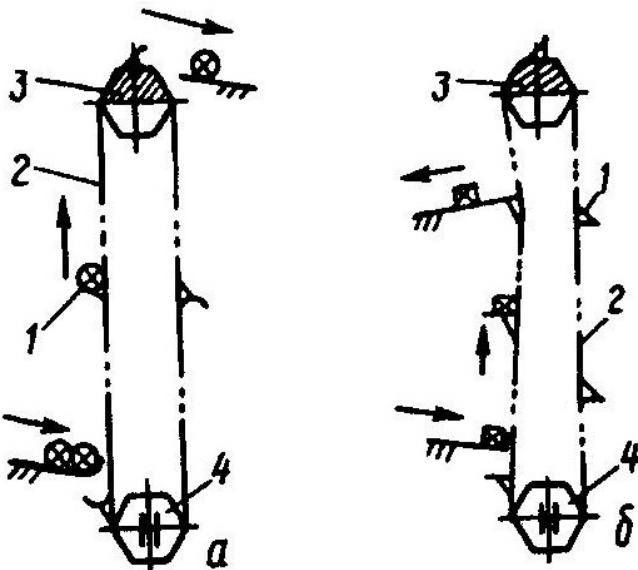


Рис. 23.1. Устройство полочного элеватора:
 a – разгрузка над приводным валом; b – разгрузка на ветви подъема

Устанавливать опорные катки на полках рекомендуется в случаях больших расстояний между полками, что позволяет использовать пластинчатые втулочно-роликовые цепи, имеющие значительно меньшую массу по сравнению с катковыми цепями. Консольные загрузочные устройства, устанавливаемые на ветви подъема, выполняются в виде одностороннего гребня, между зубьями которого проходят зубья несущей части полки. Разгрузка может осуществляться на ветви подъема при помощи отклоняющих цепь звездочек или над приводным валом в зависимости от особенностей транспортируемых грузов. При нагрузке полок на различных уровнях (этажах) применяются пневматические или гидравлические сталкивающие механизмы.

23.3. Проектный расчет

Проектный расчет полочного двухцепного элеватора включает следующие операции:

составление схемы элеватора;

определение шага полок и уточнение длины цепи в контуре элеватора;

определение линейных нагрузок;

тяговый расчет;

проверку цепей на прочность;

расчет привода;

выбор типа и расчет натяжного устройства;

выбор тормоза.

Схема элеватора должна содержать параметры участков с привязкой по высоте зон загрузки и разгрузки. Размеры участков элеватора считаются предварительными и уточняются после выбора тяговой цепи и определения шага полок (рис. 23.2).

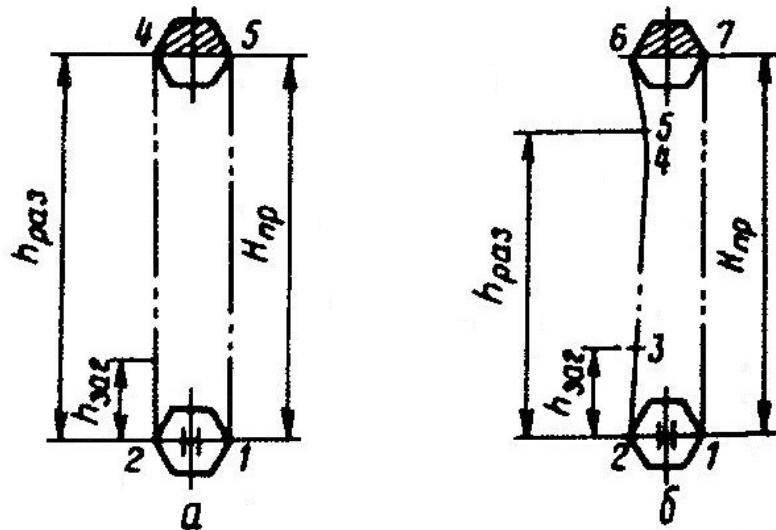


Рис. 23.2. Расчетные схемы полочных элеваторов:
а – с разгрузкой над приводным валом; б – на ветви подъема

Шаг полок (t) определяется после расчета его ориентировочной величины (см. п. 20.5) при выполнении условия

$$t_{op} \geq t_{min}.$$

Затем рассматриваются два возможных случая выбора величины шага полок:

$$t \leq t_{op} \text{ при } t = t_u A;$$

$$t > t_{op} \text{ при } t = 2t_u B,$$

где t_u – шаг цепи; A, B – целые числа парных звеньев.

Первый вариант определения шага полок используется в случае значительного превышения величины ориентировочного шага по сравнению с минимальным шагом, второй – близких значениях сравниваемых величин.

При небольших скоростях движения элеватора ($v < 0,1$ м/с) рекомендуется выбирать пластинчатые цепи с шагом $t_u = 200$ или 250 мм, с числом зубьев звездочек $z = 8 \dots 13$.

В контуре элеватора полки размещаются с равным шагом по всей длине цепи.

В соответствии с общей величиной проектной высоты элеватора H_{np} и принятым числом зубьев звездочек определяется расчетная длина цепи в контуре элеватора, м,

$$L_p = 2H_{np} + zt_u.$$

Затем определяет длину цепи в контуре элеватора при условии размещения по длине цепи целого числа шага полок по двум вариантам:

$$L_1 = Ct \geq L_p; \quad L_2 = Dt < L_p,$$

где C, D – целые числа.

Окончательной длиной цепи в контуре принимается величина L_1 или L_2 , имеющая меньшее расхождение с расчетной длиной цепи.

Разность между расчетной и принимаемой длинами цепи в контуре должна учитываться при сохранении разности уровней зон загрузки и разгрузки путем изменения второстепенных параметров элеватора по высоте.

Линейные нагрузки в полочном элеваторе определяются следующим образом.

1. Полезная от массы транспортируемого груза (см. п. 20.5).
2. От собственной массы подвижной системы элеватора, Н/м,

$$q_o = \left(2m_u + \frac{m_n}{t} \right) g,$$

где m_u – масса 1 м цепи, кг/м; $m_n = (0,3...0,4)m_{zp}$ – ориентировочная масса полки, кг; $g = 9,81$ м/с².

3. От давления катков на направляющие и возникающих потерь на трение (рис. 23.3), Н/м:

– от полок без груза

$$q_{k,x} = \frac{2m_n S g}{(t_o t)};$$

– от загруженных полок

$$q_{k,zp} = \frac{2(m_n + m_{zp}) S g}{(t_o t)},$$

где S – расстояние от плоскости движения цепей до центра тяжести полки и груза, м; t_o – расстояние между опорными катками, м.

Тяговый расчет полочного элеватора проводится после разбивки контура на участки прямолинейные и криволинейные. Границы участков, начиная с зоны набегания цепей на натяжные звездочки по ходу движения, получают порядковые номера. Границами участков считаются и зоны загрузки и разгрузки полок (см. рис. 23.2).

Принимая начальное натяжение цепей в контуре $S_1 = S_{min} = (1500...2000)$ Н, рассчитывают натяжение во всех точках контура с использованием уравнений, Н,

– для криволинейных участков

$$S_i = c_\beta S_{i-1},$$

где i – индекс участка; c_β – величина КСД на криволинейном участке;

– для прямолинейных участков

$$S_i = S_{i-1} + (q_i + q_{ki}c_o)h_i,$$

где q_i – линейная нагрузка от перемещаемых масс груза, Н/м; q_{ki} – линейная нагрузка от давления катков на направляющие, Н/м; c_o – величина КСД катков в направляющих.

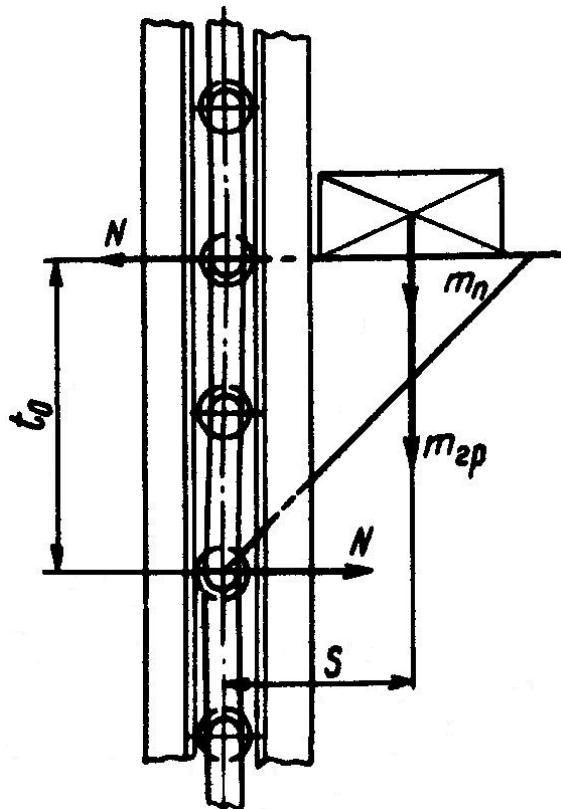


Рис. 23.3. К определению дополнительного сопротивления движению от консольного расположения полок

Величины коэффициентов сопротивлений движению на участках прямолинейных c_o и криволинейных c_β определяются расчетным путем или принимаются ориентировочными (табл. 23.1).

Т а б л и ц а 23.1. Ориентировочные значения КСД для полочных элеваторов

Условия работы	c_o		c_β	
	Подшипник качения	Подшипник скольжения	$\beta = 180^\circ$	$\beta \leq 20^\circ$
Хорошие	0,03	0,8	1,02	1,01
Средние	0,04	0,1	1,025	1,012
Тяжелые	0,06	0,12	1,03	1,015

Натяжение цепей возвратной ветви элеватора рассчитывают с учетом величины начального натяжения, H ,

$$S_n = S_i + (q_o + q_{k,x} c_o) H,$$

где S_n – натяжение цепей в зоне схода с приводных звездочек.

Проверка цепей на прочность проводится по общей методике (см. п. 20.6) при условии, что нагрузка на одну цепь

$$S_{max1} = 0,6 S_{max},$$

где S_{max} – максимальная нагрузка на цепи в контуре элеватора, Н; 0,6 – коэффициент неравномерности нагрузки на цепи.

Расчет привода полочного элеватора проводится в соответствии с общими положениями (см. п. 20.7). Возможные варианты выполнения привода показаны на рис. 23.4.

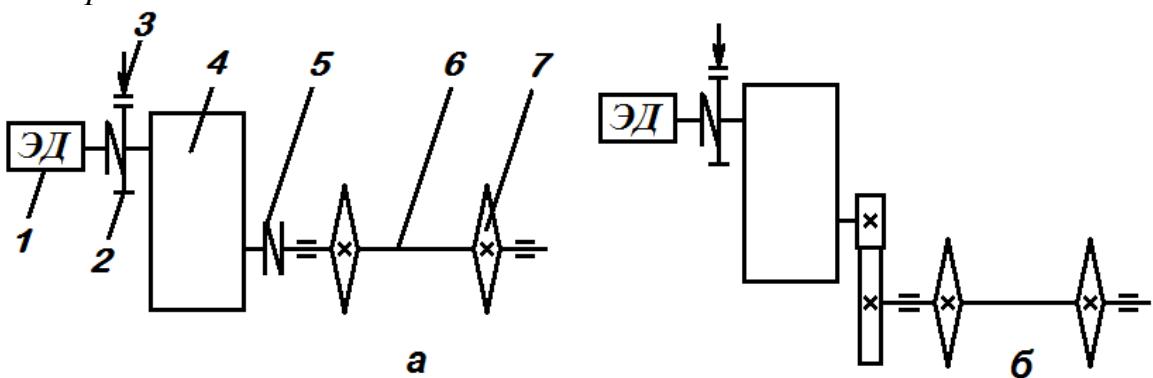


Рис. 23.4. Схемы приводных механизмов: *а* – без дополнительной передачи (1 – электродвигатель; 2 – муфта быстроходная с тормозным шкивом; 3 – электротормоз; 4 – редуктор; 5 – тихоходная муфта; 6 – вал; 7 – звездочки приводные); *б* – с дополнительной передачей

Выбор типа натяжного механизма зависит от скорости движения элеватора. При ограниченной скорости движения ($v \leq 0,2$ м/с) применяются винтовые натяжные механизмы (рис. 23.5). При увеличении скорости движения рекомендуется использовать пружинно-винтовые натяжные механизмы (рис. 23.6).

Тормозное устройство в полочных элеваторах, работающих на подъем грузов, необходимо для предотвращения противохода под действием силы тяжести груза на ветви подъема. При определении величины тормозного момента (см. п. 20.9) можно пренебречь сопротивлением движению на возвратной ветви элеватора и на натяжных звездочках. Вместо тормоза в элеваторах могут быть использованы ловители, устанавливаемые на ветви подъема со сдвинутым шагом через 2 – 3 м.

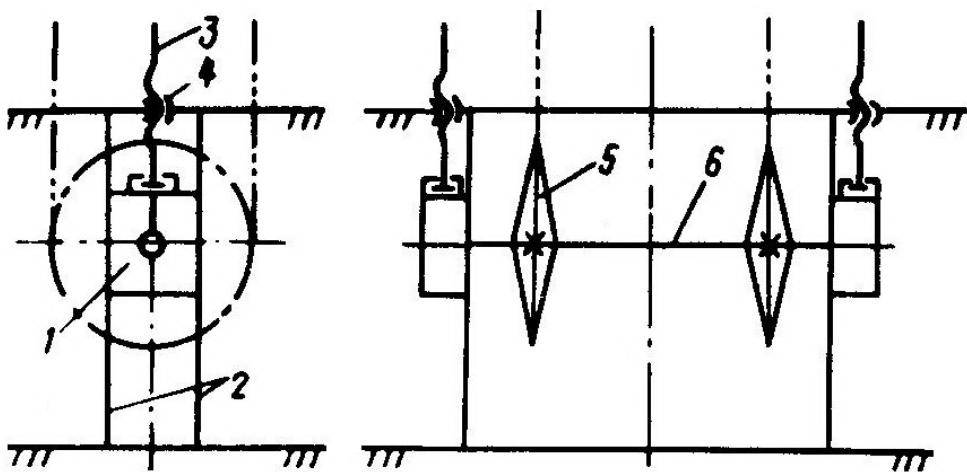


Рис. 23.5. Схема винтового натяжного механизма:

1 – ползун; 2 – направляющие; 3 – винт; 4 – гайка; 5 – звездочка;
6 – натяжная ось

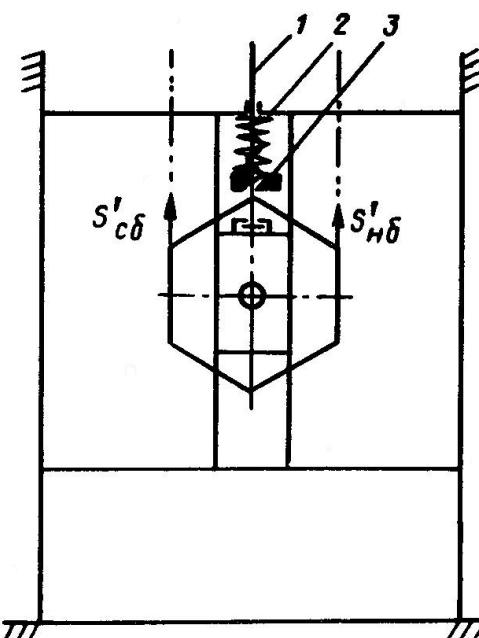


Рис. 23.6. Схема пружинно-винтового натяжного механизма:

1 – винт; 2 – пружина; 3 – гайка

Пример. Рассчитать полочный элеватор (см. рис. 23.2, б).

Задано: производительность $P_z = 100$ шт./ч, ящики массой $m_{zp} = 20$ кг с размерами $l_{zp} \cdot b_{zp} \cdot h_{zp} = 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,3$ м. Проектная высота элеватора $H_{np} = 14$, уровень зоны загрузки $h_{заг} = 2$, уровень зоны разгрузки $h_{раз} = 10$ м. Условия работы средние.

Решение

1. Определение шага полок и уточнение длины цепи в контуре элеватора
Проектная производительность элеватора, шт./ч,

$$P_{np} = xP_z = 1,3 \cdot 100 = 130 \text{ шт./ч.}$$

Ориентировочный шаг полок, м, при скорости движения $v = 0,1$ м/с (принимаем)

$$t_{op} = \frac{3600v}{P_{np}} = \frac{3600 \cdot 0,1}{130} = 2,76.$$

Минимальный шаг полок, м,

$$t_{min} = 2h_{ep} = 2 \cdot 0,3 = 0,6 \text{ м.}$$

Условие $t_{op} > t_{min}$ выполнено.

В качестве тяговых выбираем цепи катковые М40, тип 4 с характеристиками: $t_u = 0,2$; $m_u = 2,18$; $S_p = 40$ кН (ГОСТ 588–81).

Шаг полок при размещении в нем двойного шага цепи

$$A' = \frac{t_{op}}{2t_u} = \frac{2,76}{2 \cdot 0,2} = 6,92 \quad (A = 7);$$

$$t = A2t_u = 7 \cdot 2 \cdot 0,2 = 2,8 \text{ м.}$$

Конструктивная производительность элеватора, шт./ч,

$$P_\kappa = \frac{3600v}{t} = \frac{3600 \cdot 0,1}{2,8} = 128,5.$$

Запас производительности элеватора

$$x = \frac{P_\kappa}{P_z} = \frac{128,5}{100} = 1,28.$$

Длина цепи в контуре элеватора ($z = 6$)

$$L_p = 2H_{np} + zt_u = 2 \cdot 14 + 6 \cdot 0,2 = 29,2 \text{ м};$$

$$D' = \frac{L_p}{t} = \frac{29,2}{2,8} = 10,42 \quad (D = 10);$$

$$L = Dt = 10 \cdot 2,8 = 28 \text{ м.}$$

Окончательная высота элеватора, м,

$$H_o = \frac{(L - zt_u)}{2} = \frac{(28 - 6 \cdot 0,2)}{2} = 13,4.$$

Количество полок в элеваторе, шт.,

$$z_n = \frac{L}{t} = \frac{28}{2,8} = 10.$$

Делительный диаметр звездочек, м,

$$d = \frac{t_u}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} = \frac{0,2}{\sin\left(\frac{180^\circ}{6}\right)} = 0,4.$$

2. Линейные нагрузки

Полезная линейная нагрузка от массы транспортируемого груза, Н/м,

$$q = \frac{m_{zp}g}{t} = \frac{20 \cdot 9,81}{2,8} = 70,07.$$

От подвижной системы элеватора, Н/м,

$$q_o = \left(2m_u + \frac{m_n}{t}\right)g = \left(2 \cdot 2,18 + \frac{8}{2,8}\right)9,81 = 70,8.$$

От давления катков на направляющие (см. рис. 23.2) при расстоянии между опорными катками $t_o = 0,4$ м и длине вылета $S = 0,3$ м, Н/м:

– полки без груза

$$q_{k.x} = \frac{2m_n S g}{(t_o t)} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 0,3 \cdot 9,81}{(0,4 \cdot 2,8)} = 42,04;$$

– полки с грузом

$$q_{k.zp} = \frac{2(m_n + m_{zp})Sg}{(t_o t)} = \frac{2(20+8)0,3 \cdot 9,81}{(0,4 \cdot 2,8)} = 147,15,$$

3. Тяговый расчет

После разбивки контура на участки (рис. 23.2, б) принимаем начальное натяжение в точке 1, равным $S_1 = 2000$ Н. Тогда в остальных точках контура натяжение цепей, Н:

$$S_2 = c_\beta S_1 = 1,06 \cdot 2000 = 2120;$$

$$S_3 = S_2 + (q_o + q_{k.x}c_o)h_3 = 2120 + (70,8 + 42,04 \cdot 0,04)2 = 2264,95;$$

$$\begin{aligned} S_4 &= S_3 + [(q + q_o) + q_{k.zp}c_o]h_4 = \\ &= 2264,95 + [(70,07 + 70,8) + 147,15 \cdot 0,04]10 = 3732,51; \end{aligned}$$

$$S_5 = c_\beta S_4 = 1,012 \cdot 3732,51 = 3777,3;$$

$$S_6 = S_5 + (q_o + q_{k.x}c_o)h_6 = 3777,3 + (70,8 + 42,04 \cdot 0,04)1,4 = 3878,77;$$

$$S_7 = S_1 + (q_o - q_{k.x}c_o)h_7 = 2000 + (70,8 - 42,04 \cdot 0,04)13,4 = 2926,18.$$

4. Проверка цепей на прочность

Допустимая нагрузка на цепь, Н,

$$S_{don} = \frac{S_p}{y} = \frac{40\ 000}{8} = 5000.$$

Максимальная нагрузка на цепь в элеваторе, Н,

$$S_{max1} = 0,6S_{max} = 0,6 \cdot 3878 = 2327.$$

Цепь условию прочности удовлетворяет. Существует возможность выбора более легкой цепи.

5. Расчет привода

Тяговое усилие на приводных звездочках, Н,

$$\begin{aligned} W_o &= (S_{h\bar{o}} - S_{c\bar{o}}) + k_n (S_{h\bar{o}} + S_{c\bar{o}}) = \\ &= (3878 - 2926) + 0,04(3878 + 2926) = 1224. \end{aligned}$$

Мощность приводного электродвигателя, кВт,

$$N'_{ЭД} = \frac{W_o \cdot v}{1020 \eta_{np}} = \frac{1224 \cdot 0,1}{1020 \cdot 0,8} = 0,15.$$

По мощности $N'_{ЭД}$ выбираем электродвигатель (ГОСТ 19523 – 81) 4АА63А6У3 с характеристиками: $N_{ЭД} = 0,18$ кВт; $n_{ЭД} = 885$ мин⁻¹; $I_p = 1,73 \cdot 10^{-3}$ кг·м²; $[\psi] = 2$; $d = 14$ мм.

Частота вращения, мин⁻¹, приводного вала (звездочек)

$$n_{з\bar{o}} = \frac{60v}{t_u z} = \frac{60 \cdot 0,1}{0,2 \cdot 6} = 5.$$

Общее передаточное число привода

$$u'_o = \frac{n_{ЭД}}{n_{з\bar{o}}} = \frac{885}{5} = 177.$$

Включая в приводной механизм двухступенчатый цилиндрический редуктор типа Ц2У с $u_p = 40$ (ГОСТ 20758 – 75), рассчитываем передаточное число дополнительной передачи (зубчатой или цепной):

$$u_{don} = \frac{u'_o}{u_p} = \frac{177}{40} \approx 4,4.$$

Максимальный крутящий момент на выходном валу редуктора, Н·м,

$$T_{max} = \frac{\left(9550 \frac{N_{ЭД}}{n_{ЭД}}\right) u_p}{\eta_p} = \frac{\left(9550 \frac{0,18}{885}\right) 40}{0,9} = 86,3.$$

По величине T_{max} выбираем типоразмер редуктора Ц2У-100 с моментом на выходном валу $T = 250$ Н·м.

6. Выбор типа и расчет натяжного устройства

Из-за ограниченной по величине скорости элеватора $v = 0,1$ м/с выбираем двухвинтовой натяжной механизм.

Ход натяжного механизма, м,

$$L_h = 1,8t_u = 1,8 \cdot 0,2 = 0,36.$$

Усилие на один винт, Н,

$$F_h = (S'_{hb} + S'_{cb} + T)k_e = (2000 + 2120 + 200)0,6 = 2592.$$

7. Выбор тормоза

Расчетный тормозной момент, приведенный к валу электродвигателя, Н·м,

$$T_T = \frac{q \cdot h_4 \cdot d \cdot \eta_{np}}{2u_o} = \frac{70,07 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 0,8}{2 \cdot 177} = 1,59.$$

Из-за малой величины расчетного момента тормоз можно не устанавливать.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какой конструктивный признак полочного элеватора?

Каковы основные элементы полочного элеватора?

Какие линейные нагрузки используются при проведении проектного расчета?

Какие типы натяжных механизмов в полочных элеваторах (их выбор)?

24. ЛЮЛЕЧНЫЕ ДВУХЦЕПНЫЕ ЭЛЕВАТОРЫ

24.1. Общие сведения

Простые и надежные в работе люлечные двухцепные элеваторы применяются в промышленном производстве для транспортировки и накопления грузов средней и большой масс по вертикали. Люлечные элеваторы сравнительно легко оснащаются автоматической загрузкой люлек с использованием наклонных плоскостей (направляющих). Для снижения динамических нагрузок на тяговые цепи и обеспечения надежности работы загрузочных устройств скорость движения люлечных элеваторов ограничивается до 0,2 м/с. Высота двухцепного элеватора может достигать 30 м и более.

24.2. Конструктивные особенности

Конструктивным признаком люлечного двухцепного элеватора (*рис. 24.1*) является шарнирное крепление грузонесущих люлек 1 к двум тяговым цепям 2, замкнутым в параллельных вертикальных контурах с приводными 3 и натяжными 4 звездочками. Шарнирное крепление люлек обеспечивает расположение центров тяжести груза и люльки в плоскости действия тягового усилия с минимальными энергетическими затратами на перемещение (если груз размещается на люльке без смещения). Для предохранения люлек от раскачивания и ограничения отклонения от вертикали при смещении груза люльки оснащаются опорными катками, перемещающимися в вертикальных направляющих. В качестве тяговых цепей в люлечных элеваторах применяются пластинчатые втулочные и втулочно-роликовые цепи с шагом $t_u = 50...200$ мм. Привод элеватора, размещаемый в верхней части, имеет разрезной вал, т. е. приводные звездочки устанавливаются на соосных раздельных валах, приводимых от одного электродвигателя. Отсутствие общего вала обеспечивает прохождение люлек между приводными звездочками без опрокидывания. Натяжной механизм (винтовой или пружинно-винтовой) устанавливается в нижней части элеватора. Все элементы элеватора размещаются в закрытой шахте с окнами в зонах загрузки и разгрузки. Разгрузка может осуществляться как на ветви спуска, так и на ветви подъема с помощью криволинейного участка направляющих, отклоняющей люльку от вертикального положения на угол, обеспечивающий разгрузку. Несущая часть люлек, предназначенных для автоматической разгрузки, выполняется в виде двухстороннего гребня, змеевика или конструкции с боковыми захватами (*рис. 24.2*).

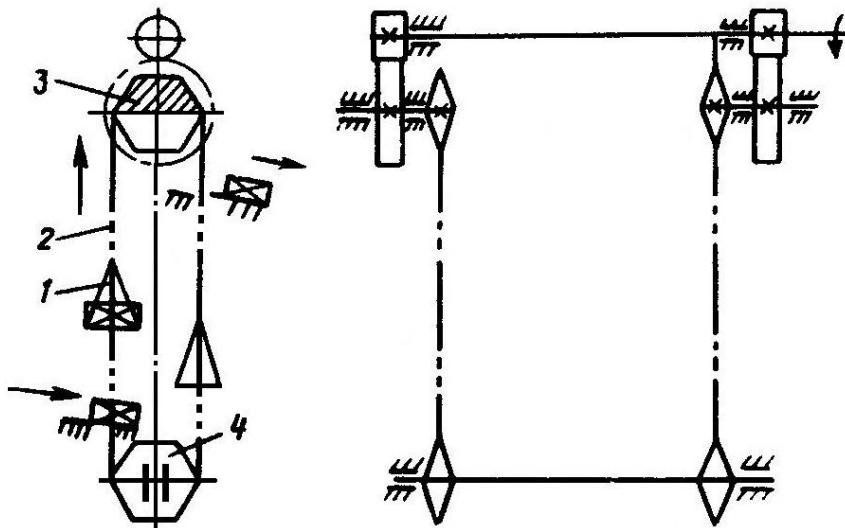


Рис. 24.1. Схема люлечного двухцепного элеватора

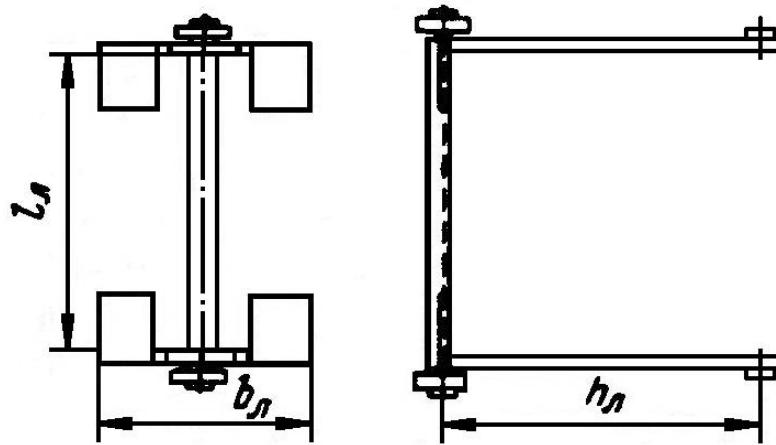


Рис. 24.2. Люлька с боковыми захватами

24.3. Проектный расчет

Проектный расчет люлечного двухцепного элеватора включает:

составление схемы элеватора;

определение шага размещения люлек и уточнение длины цепи в контуре элеватора;

определение линейных нагрузок;

тяговый расчет;

проверку цепи на прочность;

расчет привода;

выбор шага и расчет натяжного механизма;

выбор тормоза.

Схема элеватора должна содержать параметры участков с привязкой по высоте зон загрузки (рис. 24.3). При проектировании люлечного элеватора считается заданным и не подлежащим изменению уровень нахождения зон загрузки и разгрузки. Общая высота элеватора уточняется при определении длины цепи в контуре.

Шаг люлек предварительно определяется как ориентировочный (см. п. 23.3). Величина ориентировочного шага люлек \$t_{op}\$ считается приемлемой для дальнейших расчетов при выполнении условия

$$t_{op} \geq t_{\min},$$

где \$t_{op} = h + (0,1...0,3)\$ – минимальный шаг люлек при конструктивной высоте в два раза больше габарита груза элеватора по высоте (\$h_L \approx 2h_{gp}\$).

При ограниченной скорости движения люлек (\$v \leq 0,1\$ м/с) в качестве тяговых элементов применяются цепи с шагом \$t_u = 200\$ или \$250\$ мм. При больших скоростях рекомендуется использовать цепи с меньшим шагом (\$t_u = 50...160\$ мм).

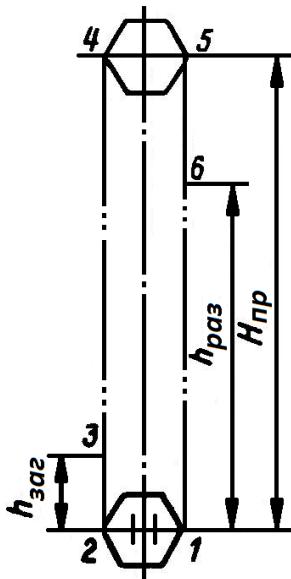


Рис. 24.3. Расчетная схема

Окончательная величина шага люлек принимается при выполнении условия

$$t = 2t_u A,$$

где A – целое число парных звеньев цепи, м.

При уменьшении величины шага люлек по сравнению с ориентировочным шагом ($t \leq t_{op}$; $t \geq t_{min}$) производится уточнение конструктивной производительности.

В случае выбора величины шага люлек, превышающей ориентировочный шаг ($t > t_{op}$), определение конструктивной производительности является обязательным. Считается приемлемым, если конструктивная производительность не менее заданной (P) или составляет не менее 90 % проектной ($P_k \geq 0,9P_{np}$). В противном случае необходимо увеличивать скорость элеватора.

При известной величине шага люлек переходят к определению длины цепи в контуре элеватора, рассчитав предварительно размеры звездочек. Делительный диаметр звездочки должен обеспечить свободное прохождение люлек на встречных ветвях элеватора (рис. 24.4), т. е.

$$d_{min} = b_{\pi} + (0,15...0,2),$$

где b_{π} – ширина люльки (груза), м; $(0,15...0,2)$ – гарантийный зазор, м.

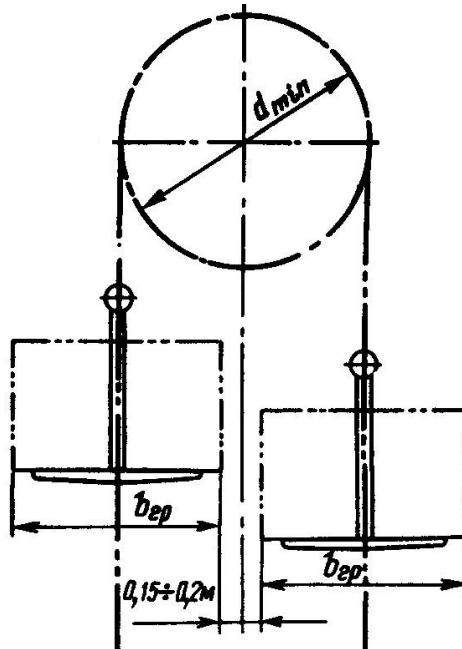


Рис. 24.4. К определению диаметра звездочек

Расчетное число зубьев определяется по формуле

$$z' = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{t_u}{d_{min}}\right)},$$

затем принимается окончательным ($z \geq z'$) и рассчитывается действительная величина делительного диаметра звездочки

$$d = \frac{t_u}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}.$$

Имея число зубьев звездочек и проектную высоту элеватора H_{np} , определяют расчетную длину цепи в контуре элеватора

$$L'_t = 2H_{np} + zt_u.$$

Для нахождения окончательной длины цепи в контуре элеватора нужно рассмотреть два варианта:

$$L_{max} \geq L'_t; \quad L_{min} < L'_t,$$

где L_{max}, L_{min} – соответственно максимальная и минимальная длина цепей в контуре элеватора при условии их пропорциональности шагу люлек.

Для рассматриваемых вариантов

$$L_{max} = Ct; \quad L_{min} = Dt,$$

где C, D – целые числа.

Сравнивая между собой относительную разницу длин по двум вариантам с расчетной величиной длины цепи, принимают окончательную длину цепи в контуре при условии ее возможно меньшего расхождения с расчетным значением:

$$\Delta L_1 = L_{max} - L'_t;$$

$$\Delta L_2 = L'_t - L_{min};$$

$$\Delta L_1 \geq \Delta L_2.$$

Линейные нагрузки рассчитывают от масс транспортируемого груза (см. п. 22.3) и подвижной системы элеватора q_o , Н/м, включающей массу тяговых цепей m_u и люльки m_l :

$$q_o = \left(2m_u + \frac{m_l}{t} \right) g.$$

Тяговый расчет люлечного двухцепного элеватора начинают с разбивки контура на участки прямолинейные и криволинейные с присвоением границам участков порядковых номеров и с включением в контур зон загрузки и разгрузки (см. рис. 24.3).

Величина начального натяжения цепей в зоне минимальной нагрузки S_1 принимается в пределах $S_{min} = 1000...1500$ Н в зависимости от типоразмера цепи.

Натяжение цепей после прохождения криволинейных участков определяются по уравнению, Н,

$$S_i = c_\beta S_{i-1},$$

где c_β – величина КСД на криволинейных участках (при $\beta = 180^\circ$ $c_\beta = 1,05...1,07$; при $\beta \leq 20^\circ$ $c_\beta = 1,01...1,02$).

На участках подъема натяжение цепей определяется в зависимости от загруженности по уравнениям, Н:

– для холостого участка

$$S_i = S_{i-1} + q_o h_i,$$

– для загруженного

$$S_i = S_{i-1} + (q + q_o) h_i.$$

Натяжение тяговых цепей на участках спусков определяют, исходя от начального натяжения цепей в точке 1.

Для элеватора с разгрузкой на ветви спуска используются уравнения

$$S_6 = S_1 + q_o h_o;$$

$$S_5 = S_6 + (q + q_o)(H - h_p).$$

Для случая разгрузки люлек на ветви подъема натяжения в зоне схода цепей с привода определяется по уравнению, Н,

$$S_7 = S_1 + q_o H_o.$$

Проверка цепей на прочность проводится по единой методике (см. п. 20.6), но величина максимальной расчетной нагрузки на одну цепь определяется с учетом коэффициента неравномерности распределения тягового усилия на цепи:

$$S_{max1} = \frac{(1,1 \dots 1,2) S_{max}}{2},$$

где S_{max} – максимальная нагрузка на цепи в контуре элеватора, Н.

Расчет привода по определению мощности приводного электродвигателя проводится в соответствии с общими положениями (см. п. 20.7), но при выполнении кинематического расчета необходимо учесть обязательное введение в приводной механизм распределительного вала и дополнительных обводных зубчатых или цепных передач, обеспечивающих проход люлек между звездочками (рис. 24.5).

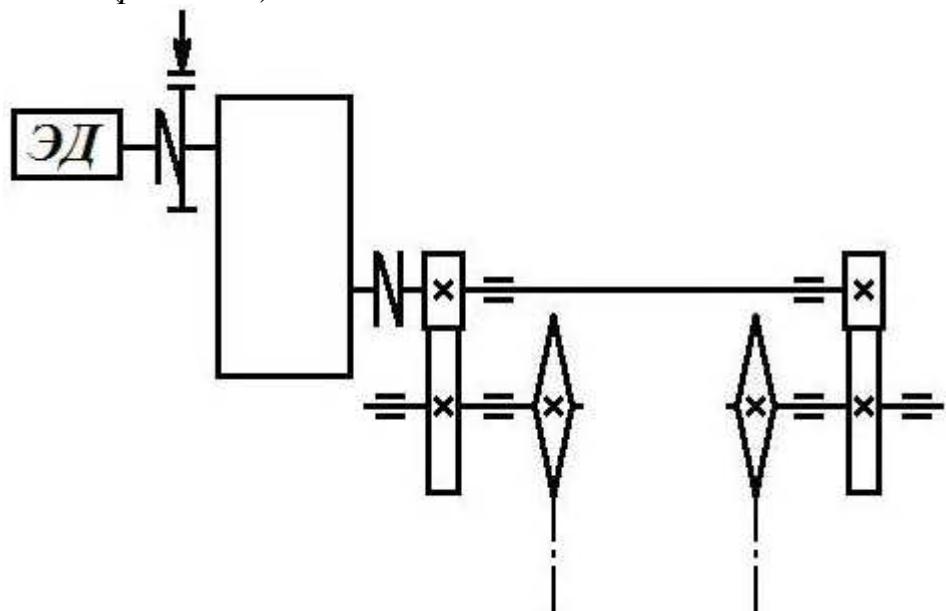


Рис. 24.5. Схема приводного механизма с соосными валами приводных звездочек

Тип натяжного устройства выбирается в зависимости от скорости движения элеватора. При ограниченных скоростях ($v \leq 0,1$ м/с) рекомендуется применять более простые по конструкции винтовые натяжные механизмы. В случаях более высоких скоростей применяются пружинно-винтовые натяжные механизмы, снижающие динамические нагрузки на цепь благодаря упругости пружин (см. рис. 23.6).

Ход натяжного механизма принимается в зависимости от шага тяговой цепи. При больших скоростях и значениях шага ($t_u > 200$ мм) ход натяжного механизма принимается равным

$$L_h = (1,6 \dots 2)t_u.$$

В случаях применения цепей с малым шагом ход натяжения

$$L_h = (2,5 \dots 4)t_u.$$

Тормозное устройство в люлечных двухцепных элеваторах предназначено для предотвращения произвольного движения под действием силы тяжести грузов на участках подъема или спуска. В расчет (см. п. 20.9) принимается ситуация полной загрузки одной ветви элеватора при отсутствии груза на другой.

Пример. Рассчитать люлечный двухцепной элеватор (см. рис. 24.3).

Задано: элеватор предназначен для транспортировки ящиков массой $m_{zp} = 40$ кг с размерами $l_{zp} \cdot b_{zp} \cdot h_{zp} = 0,6 \cdot 0,5 \cdot 0,4$ м. Производительность элеватора $P_z = 100$ шт./ч. Проектная высота элеватора $H_{np} = 24$ м, уровень зоны загрузки $h_{3az} = 1,5$ м, уровень зоны разгрузки $h_{par} = 22,5$ м. Условия работы средние.

Решение

1. Определение шага размещения люлек и уточнение длины в контуре элеватора

Проектная производительность (принимаем $x = 1,4$), шт./ч,

$$P_{np} = xP_z = 1,4 \cdot 100 = 140.$$

Определяем ориентировочный шаг люлек при скорости элеватора $v = 0,1$ м/с, м,

$$t_{op} = \frac{3600v}{P_{np}} = \frac{3600 \cdot 0,1}{140} = 2,57.$$

Минимальный шаг люлек ($\Delta = 0,2$ – гарантированный зазор), м,

$$t_{min} = 2h_{zp} + \Delta = 2 \cdot 0,4 + 0,2 = 1.$$

Так как $t_{op} > t_{min}$, определяем конкретный шаг размещенная люлек, кратный двойному шагу цепи. В качестве тяговой цепи выбираем пластинчатую цепь М56 (ГОСТ 588 – 81), тип 1 с шагом $t_u = 0,1$ м, массой $m_u = 2,82$ кг/м, разрушающей нагрузкой $S_p = 56\,000$ Н.

Шаг люлек, м,

$$A' = \frac{t_{op}}{2t_u} = \frac{2,57}{2 \cdot 0,1} = 12,85 \quad (A = 13);$$

$$t = A2t_u = 13 \cdot 2 \cdot 0,1 = 2,6.$$

Конструктивная производительность элеватора с увеличением шага люлек, шт./ч,

$$P_k = \frac{3600v}{t} = \frac{3600 \cdot 0,1}{2,6} = 138,4; \quad P_k > P_z.$$

Запас производительности элеватора

$$x = \frac{P_k}{P_z} = \frac{138,4}{100} = 1,38.$$

Характеристики звездочек при условии свободного прохождения люлек (см. рис. 24.4) на встречных ветвях:

$$d_{min} = b_{zp} + \Delta = 0,5 + 0,1 = 0,6;$$

$$z' = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{t_u}{d_{min}}\right)} = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{0,1}{0,6}\right)} = 18,75;$$

$$z = 19; \quad d = 0,60755 \text{ м.}$$

Расчетная длина цепи в контуре элеватора, м,

$$L_p = 2H_{np} + zt_u = 2 \cdot 24 + 0,1 \cdot 1,9 = 49,9.$$

Расчетное количество люлек в контуре

$$z_n = \frac{L_p}{t} = \frac{49,9}{2,6} = 19,14.$$

Принимаем $z_n = 19$.

Тогда длина цепи в контуре элеватора, м,

$$L = z_n t = 19 \cdot 2,6 = 49,4.$$

Окончательная высота элеватора, м,

$$H_o = \frac{(L - zt_u)}{2} = \frac{(49,4 - 19 \cdot 0,1)}{2} = 23,75.$$

Уменьшение высоты элеватора по сравнению с проектной, м,

$$\Delta H = H_{np} - H_o = 24 - 23,75 = 0,25.$$

2. Линейные нагрузки

От массы транспортируемого груза, Н/м,

$$q = \frac{m_{ep}g}{t} = \frac{40 \cdot 9,81}{2,6} = 150,9.$$

От подвижной системы элеватора, Н/м,

$$q_o = \left(2m_u + \frac{m_l}{t} \right) g = \left(2 \cdot 2,82 + \frac{16}{2,6} \right) 9,81 = 115,7.$$

3. Тяговый расчет

После разбивки контура элеватора на участки (см. рис. 24.3) переходим к определению натяжению цепей в точках контура. Натяжение в зоне схода цепей с привода принимаем равным начальному, Н,

$$S_1 = S_{c\bar{o}} = 1500.$$

Натяжение в точках контура, Н

$$S_2 = c_\beta S_1 = 1,06 \cdot 1500 = 1590;$$

$$S_3 = S_2 + q_o h_{3a\bar{z}} = 1590 + 115,7 \cdot 1,5 = 1763,5;$$

$$S_4 = S_3 + (q + q_o)(H_o - h_{3a\bar{z}}) =$$

$$= 1763,5 + (150,9 + 115,7)(23,75 - 1,5) = 7695,35;$$

$$S_6 = S_1 + q_o h_{pa\bar{z}} = 1500 + 115,7 \cdot 22,5 = 4103,25;$$

$$S_5 = S_6 + (q + q_o)(H_o - h_{pa\bar{z}}) =$$

$$= 4103,25 + (150,9 + 115,7)(23,75 - 22,5) = 4436,5;$$

$$S_4 = S_{h\bar{o}} = S_{max}; \quad S_5 = S_{c\bar{o}}; \quad S_1 = S'_{h\bar{o}}; \quad S_2 = S'_{c\bar{o}}.$$

4. Проверка цепей на прочность

Допускаемая нагрузка, Н,

$$S_{don} = \frac{S_p}{y} = \frac{56\,000}{10} = 5600.$$

Максимальное натяжение одной цепи, Н,

$$S_{max1} = 0,6 S_{max} = 0,6 \cdot 7695,35 = 4617.$$

Так как $S_{don} > S_{max1}$, цепь условию прочности удовлетворяет.

5. Расчет привода

Тяговое усилие на приводном валу, Н,

$$W_o = (S_{h\bar{o}} - S_{c\bar{o}}) + k_n (S_{h\bar{o}} + S_{c\bar{o}}) =$$

$$= (7695,35 - 4436,5) + 0,04(7695,35 + 4436,5) = 3744,09.$$

Мощность приводного электродвигателя, кВт,

$$N'_{\mathcal{E}D} = \frac{W_o \cdot v}{1020 \eta_{np}} = \frac{3744,09 \cdot 0,1}{1020 \cdot 0,8} = 0,45.$$

По мощности $N'_{\mathcal{E}D}$ выбираем электродвигатель (ГОСТ 19523 – 81) 4А80В8У3 с характеристиками: $N_{\mathcal{E}D} = 0,55$ кВт; $n_{\mathcal{E}D} = 700$ мин⁻¹; $I_p = 4,05 \cdot 10^{-3}$ кг·м²; $[\psi] = 1,6$; $d = 22$ мм.

Частота вращения приводных звездочек, мин⁻¹,

$$n_{36} = \frac{60v}{t_u z} = \frac{60 \cdot 0,1}{0,1 \cdot 19} = 3,15.$$

Общее расчетное передаточное число привода

$$u'_o = \frac{n_{\mathcal{E}D}}{n_{36}} = \frac{700}{3,15} = 222,2.$$

По условию прохождения люлек в зоне приводного вала необходимо введение в приводной механизм открытой зубчатой передачи с межосевым расстоянием не менее, м,

$$a'_W \geq \frac{d}{2} + (0,1...0,15) = \frac{0,607}{2} + (0,1...0,15) = 0,403...0,453.$$

Принимая в расчет двухступенчатый редуктор с передаточным числом $u_p = 40$, определяем максимальный крутящий момент на выходном валу редуктора, Н·м,

$$T_{max} = \frac{\left(9550 \frac{N_{\mathcal{E}D}}{n_{\mathcal{E}D}}\right) u_p}{\eta_p} = \frac{\left(9550 \frac{0,55}{700}\right) 40}{0,9} = 333,5.$$

По передаточному числу $u_p = 40$ и T_{max} выбираем двухступенчатый цилиндрический редуктор (ГОСТ 20758 – 75) типоразмера Ц2У-125 с моментом на выходном валу $T = 500$ Н·м.

Передаточное число зубчатой открытой передачи

$$u_{o.z.n} = \frac{u'_o}{u_p} = \frac{222,2}{40} = 5,5.$$

6. Выбор типа натяжного устройства и его расчет

Из-за ограниченной величины скорости элеватора $v = 0,1$ м/с выбираем натяжное устройство винтового типа (см. рис. 22.6).

Ход натяжного устройства, м,

$$L_h = 1,8 t_u = 1,8 \cdot 0,1 = 0,18.$$

Усилие на один винт, Н,

$$F_H = (S'_{hb} + S'_{cb} + T)k_e = (1500 + 1590 + 200)0,6 = 1974.$$

7. Определение тормозного момента и необходимости установки тормоза
Расчетный тормозной момент, приведенный к валу электродвигателя,

Н·м,

$$T_T = \frac{q(h_{pa3} - h_{za2})d}{2\eta_{np}u_o} = \frac{150,9(22,5 - 1,5)0,6}{2 \cdot 0,8 \cdot 222,2} = 5,3.$$

Из-за незначительности величины расчетного тормозного момента необходимости в установке тормоза нет.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какой конструктивный признак люлечного двухцепного элеватора?

От чего зависит минимальный диаметр звездочек?

Какие линейные нагрузки определяются перед проведением тягового расчета?

25. ОДНОЦЕПНЫЕ ЭЛЕВАТОРЫ

25.1. Общие сведения

Одноцепные элеваторы применяются для транспортировки по вертикали легких штучных грузов (швейные изделия, коробки, пакеты, книги). В зависимости от вида груза в качестве грузонесущих подвесок используются люльки или штыри.

Скорость элеваторов обычно не превышает 0,2 м/с, при транспортировке швейных изделий в подвешенном виде скорость не более 0,1 м/с.

25.2. Конструктивные особенности

Конструктивным признаком одноцепного элеватора (рис. 25.1) является торцевое крепление грузонесущих люлек 1 или штырей по отношению к тяговой цепи 2, замкнутой в контуре, включающем приводную 3 и натяжную 4 звездочки. Загрузка и разгрузка элеватора может осуществляться как вручную, так и с использованием загрузочных и разгрузочных устройств, работа которых основана на использовании самоходного перемещения грузов по наклонным направляющим. Все элементы одноцепного элеватора размещаются в закрытой шахте, имеющей окна для загрузки и разгрузки или прорези по высоте элеватора, обеспечивающие расположение грузозахватывающих деталей снаружи шахты. Для предотвращения отклонения люлек от вертикали и раскачивания используются направляющие катки, устанавливаемые на люльках и перемещающиеся в вертикальных ходовых путях. Высота элеватора обычно не превышает 16 – 20 м.

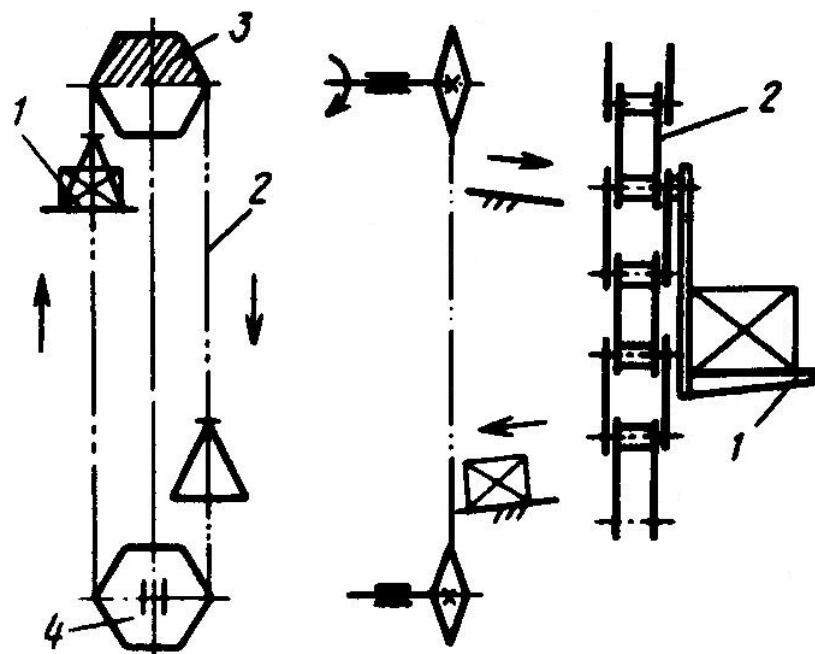


Рис. 25.1. Схема одноцепного элеватора

25.3. Проектный расчет

Проектный расчет включает последовательное выполнение следующих операций:

- составление схемы элеватора;
- выбор тяговой цепи;
- определение шага груза;
- расчет длины цепи в контуре;
- определение линейных нагрузок;
- тяговый расчет;
- проверка цепи на прочность;
- расчет привода;
- выбор типа и расчет натяжного механизма;
- расчет тормозного момента и выбор тормоза.

Схема элеватора должна включать параметры элеватора по высоте с указанием направления движения и уровней расположения зон загрузки и разгрузки.

В качестве тяговых элементов используются пластинчатые легкие цепи втулочные или втулочно-роликовые.

Ориентировочный шаг груза определяется при заданной (принимаемой) скорости движения элеватора с учетом коэффициента запаса производительности (см. п. 20.3).

Шаг груза принимается окончательным при выполнении условий:

$$t \geq t_{min};$$

$$t = 2t_u A,$$

где t_{min} – минимальный шаг груза, м; t_u – шаг цепи, м; A – целое число.

Минимальный шаг груза в элеваторе принимается в зависимости от габарита груза по высоте элеватора, м,

$$t_{min} = h_{zp} + (0,1 \dots 0,3).$$

Длина цепи в контуре рассчитывается после определения параметров звездочек при использовании проектной (заданной) высоты элеватора.

Минимальный диаметр звездочек определяется из условия свободного прохождения грузов на встречных ветвях элеватора при известном размере груза по длине (рис. 25.2), м,

$$d_{min} = l_{zp} + (0,15 \dots 0,2).$$

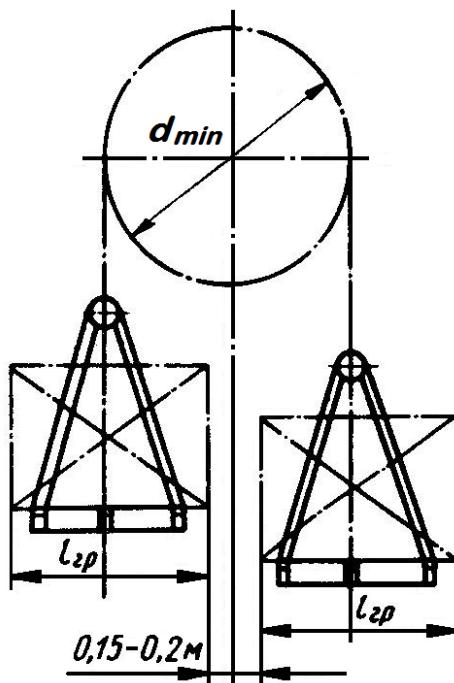


Рис. 25.2. К определению диаметра звездочек

Расчетное число зубьев звездочек в зависимости от шага цепи

$$z' = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{t_u}{d_{min}}\right)}.$$

Принимая число зубьев звездочек $z \geq z'$ при рекомендуемых значениях $z = 5, 6, 7, \dots, 40$, определяется диаметр делительной окружности

$$d = \frac{t_u}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)},$$

и тогда расчетная длина цепи в контуре элеватора, м,

$$L' = 2H_{np} + zt_u.$$

Окончательная длина цепи элеватора принимается при размещении в контуре целого числа шагов груза, м,

$$L = Bt > \leq L',$$

где B – целое число.

Затем уточняется общая высота элеватора:

$$H_o = \frac{L}{2} - zt_u.$$

Линейные нагрузки рассчитываются от массы транспортируемого груза (см. п. 23.3) и от подвижной системы элеватора, Н/м,

$$q_o = \left(m_u + \frac{m_l}{t} \right) g,$$

где m_u – масса 1 м цепи, кг/м; m_l – масса люльки (захвата), кг; $g = 9,81$ м/с².

Тяговый расчет элеватора проводится после разбивки контура на участки прямолинейные, вертикальные и криволинейные (перегибы на звездочках) с включением зон загрузки и разгрузки. Границам участков присваиваются порядковые номера 1, 2, 3 и т. д. по ходу движения, начиная с точки набегания цепи на натяжные звездочки (рис. 25.3).

Сопротивление движению на участках, Н:

– без груза

$$W_i = q_o h_i;$$

– с грузом

$$W_i = (q + q_o) h_i,$$

где h_i – разность уровней участка, м.

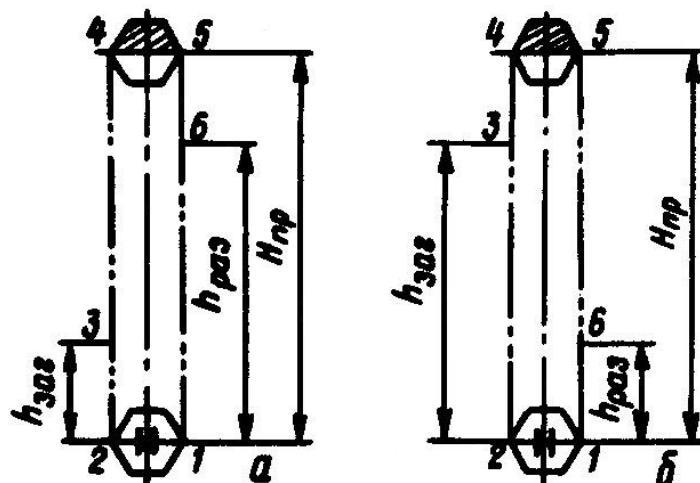


Рис. 25.3. Расчетная схема элеватора для подъема (а) и опускания (б) грузов

Натяжение цепи в исходной точке расчета принимается из условия обеспечения нормального характера зацепления цепи с натяжной звездочкой и преодоления поперечных по отношению к цепи моментов от масс люлек (захватов) и транспортируемого груза $S_1 = S_{min} = 1\ 000...15\ 000$ Н.

Натяжение в точках контура до зоны набегания цепи на приводную звездочку рассчитываются по уравнениям, Н:

$$S_2 = c_\beta S_1;$$

$$S_3 = S_2 + W_3;$$

$$S_4 = S_3 + W_4,$$

где c_β – сосредоточенный коэффициент сопротивления движению на натяжной звездочке в зависимости от условий работы (1,07...1,1).

В точках контура после приводной звездочки натяжения определяются по уравнениям:

$$S_6 = S_1 + W_6;$$

$$S_5 = S_6 + W_5.$$

Проверка цепи на прочность проводится в соответствии с общей методикой расчета цепных конвейерных устройств (см. п. 20.6).

Расчет привода проводится в соответствии с общими положениями (см. п. 20.7). Варианты исполнения приводных механизмов зависят от величины общего передаточного числа привода и передаточного числа используемого редуктора.

В элеваторах, работающих с остановками, допускается применение червячных редукторов, обеспечивающих большие передаточные числа и препятствующих самопроизвольному движению элеватора.

Выбор типа натяжного механизма зависит от скорости движения элеватора, числа зубьев приводной звездочки и шага цепи. При ограниченной скорости движения и малом шаге цепи применяются винтовые натяжные механизмы (рис. 25.4). С увеличением скорости ($v \geq 0,2$ м/с) и шага цепи ($t_u \geq 160$ мм) рекомендуется использовать пружинно-винтовые натяжные механизмы.

Тормозное устройство (электротормоз, храповой механизм) предназначено для противодействия самопроизвольному движению элеватора под действием масс груза на ветви подъема или спуска. Величина расчетного тормозного момента определяется при отсутствии груза на одной из ветвей элеватора, т. е. при наиболее неблагоприятной ситуации (см. п. 20.9).

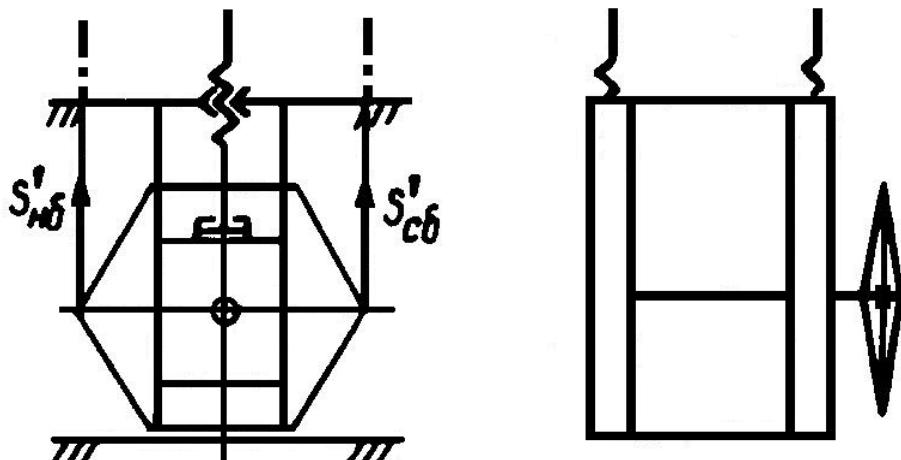


Рис. 25.4. Схема винтового натяжного механизма

Пример. Рассчитать одноцепной элеватор (см. рис. 25.3).

Задано: производительность $P_z = 300$ шт./ч, предназначен для транспортировки грузов с размерами $l_{zp} \cdot b_{zp} \cdot h_{zp} = 0,3 \cdot 0,12 \cdot 0,08$ м и массой $m_{zp} = 2$ кг. Параметры элеватора: $H_{np} = 14$ м; $h_{заг} = 1,5$ м; $h_{раз} = 12$ м.

Решение

1. Выбор тяговой цепи

В качестве тяговой цепи выбираем пластинчатую цепь с шагом $t_u = 0,08$ м, массой $m_u = 0,96$ кг/м и разрушающей нагрузкой $S_p = 20$ кН (М20 тип 1, ГОСТ 588 – 81).

2. Определение шага захватов (люлек)

Проектная производительность элеватора с учетом коэффициента запаса производительности $x = 1,2$, шт./ч,

$$P_{np} = xP_z = 1,2 \cdot 300 = 360.$$

Принимаем ориентировочный шаг захватов при скорости $v = 0,12$, м,

$$t_{op} = \frac{3600v}{P_{np}} = \frac{3600 \cdot 0,12}{360} = 1,2.$$

Минимальный шаг захватов, м,

$$t_{min} = h_{zp} + 0,2 = 0,08 + 0,2 = 0,28.$$

Так как $t_{op} > t_{min}$, переходим к определению шага захватов, кратного двойному шагу цепи:

$$A' = \frac{t_{op}}{2t_u} = \frac{1,2}{2 \cdot 0,08} = 7,5.$$

Имеется равная возможность увеличения и уменьшения шага захватов. Учитывая значительную разницу величин t_{op} и t_{min} , принимаем ($A = 7$).

Тогда величина окончательного шага захватов в контуре, м,

$$t = A \cdot 2t_u = 7 \cdot 2 \cdot 0,08 = 1,12 \quad (t_{min} < t < t_{op}).$$

Конструктивная производительность элеватора, шт./ч,

$$P_k = \frac{3600v}{t} = \frac{3600 \cdot 0,12}{1,12} = 385,7.$$

Истинный коэффициент запаса производительности

$$x = \frac{P_k}{P_z} = \frac{385,7}{300} = 1,28.$$

3. Длина цепи в контуре элеватора

Минимальный диаметр звездочек при условии свободного прохождения захватов (люлек) на встречных ветвях (см. рис. 25.2), м,

$$d_{min} = l_{ep} + 0,15 = 0,3 + 0,15 = 0,45.$$

Расчетное число зубьев звездочек

$$z' = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{t_u}{d_{min}}\right)} = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{0,08}{0,45}\right)} = 18,39.$$

Принимаем $z = 19$; $d = 0,4866$ м.

Расчетная длина цепи в контуре элеватора, м,

$$L_p = 2H_{np} + zt_u = 2 \cdot 14 + 19 \cdot 0,08 = 29,52.$$

Расчетное количество захватов в элеваторе

$$z'_3 = \frac{L_p}{t} = \frac{29,52}{1,12} = 26,35.$$

Принимаем количество захватов $z_3 = 26$.

Тогда общая длина цепи в контуре, м,

$$L = z_3 t = 26 \cdot 1,12 = 29,12.$$

Окончательная высота элеватора по осям звездочек, м,

$$H_o = \frac{(L - zt_u)}{2} = \frac{(29,12 - 19 \cdot 0,08)}{2} = 13,8.$$

Уменьшение общей высоты по сравнению с проектной, м,

$$\Delta H = H_{np} - H_o = 14 - 13,8 = 0,2.$$

4. Определение линейных нагрузок

От массы транспортируемого груза, Н/м,

$$q = \frac{m_{ep}g}{t} = \frac{2 \cdot 9,81}{1,12} = 17,51.$$

От подвижной системы элеватора, Н/м,

$$q_o = \left(m_u + \frac{m_l}{t} \right) g = \left(0,96 + \frac{3}{1,12} \right) 9,81 = 35,69.$$

5. Тяговый расчет

Принимая натяжение в точке 1 равным начальному $S_1 = S_{min} = 1000$ Н, определяем натяжение в остальных точках контура, Н,

$$S_2 = c_\beta S_1 = 1,07 \cdot 1000 = 1070;$$

$$S_3 = S_2 + W_3 = S_2 + q_o h_{3a\sigma} = 1070 + 35,69 \cdot 1,5 = 1123,53;$$

$$S_4 = S_3 + W_4 = S_3 + (q + q_o)(H_o - h_{3a\sigma}) =$$

$$= 1123,53 + (17,51 + 35,69)(13,8 - 1,5) = 1777,89;$$

$$S_6 = S_1 + W_6 = S_1 + q_o (h_{pa\sigma} - h_{3a\sigma}) = 1000 + 35,69(12 - 1,5) = 1374,74;$$

$$S_5 = S_6 + W_5 = S_6 + (q + q_o)(H_o - h_{pa\sigma}) =$$

$$= 1374,74 + (17,51 + 35,69)(13,8 - 12) = 1470,5;$$

$$S_4 = S_{h\bar{o}} = S_{max}; \quad S_5 = S_{c\bar{o}}; \quad S_1 = S'_{h\bar{o}}; \quad S_2 = S'_{c\bar{o}}.$$

6. Проверка цепи на прочность

Допускаемая нагрузка на цепь, Н,

$$S_{don} = \frac{S_p}{y} = \frac{20000}{10} = 2000.$$

Так как $S_{max} < S_{don}$, цепь условию прочности удовлетворяет.

7. Расчет привода

Частота вращения приводной звездочки, мин⁻¹,

$$n_{3\sigma} = \frac{60v}{t_u z} = \frac{60 \cdot 0,12}{0,08 \cdot 19} = 4,73.$$

Тяговое усилие на приводной звездочке, Н,

$$W_o = (S_{h\bar{o}} - S_{c\bar{o}}) + k_n (S_{h\bar{o}} + S_{c\bar{o}}) = (S_4 - S_5) + k_n (S_4 + S_5) = \\ = (1777,89 - 1470,5) + 0,04(1777,89 + 1470,5) = 437,32.$$

Мощность приводного электродвигателя, кВт,

$$N'_{ЭД} = \frac{W_o \cdot v}{1020 \eta_{np}} = \frac{437,32 \cdot 0,12}{1020 \cdot 0,8} = 0,06.$$

По мощности $N'_{ЭД}$ выбираем электродвигатель (ГОСТ 19523 – 81) 4АА63А6У3 с характеристиками: $N_{ЭД} = 0,18$ кВт; $n_{ЭД} = 885$ мин⁻¹; $I_p = 1,73 \cdot 10^{-3}$ кг·м²; $[\psi] = 2$; $d = 14$ мм.

Расчетное передаточное число приводного механизма

$$u'_o = \frac{n_{ЭД}}{n_{з6}} = \frac{885}{4,73} = 187,1.$$

Используя в приводном механизме двухступенчатый цилиндрический редуктор с передаточным числом $u_p = 40$, рассчитаем передаточное число дополнительной передачи (зубчатой, цепной):

$$u_{don} = \frac{u'_o}{u_p} = \frac{187}{40} = 4,67.$$

Максимальный крутящий момент на выходном валу редуктора, развиваемый электродвигателем, Н·м,

$$T_{max} = \frac{\left(9550 \frac{N_{ЭД}}{n_{ЭД}}\right) u_p}{\eta_p} = \frac{\left(9550 \frac{0,18}{885}\right) 40}{0,9} = 86,3.$$

По величине T_{max} выбираем типоразмер редуктора Ц2У-100 с моментом на выходном валу $T = 250$ Н·м.

8. Выбор типа и расчет натяжного устройства

Из-за ограничения скорости движения элеватора ($v = 0,1$ м/с) выбираем натяжное устройство винтового типа.

Ход натяжного механизма, м,

$$L_h = 1,8t_u = 1,8 \cdot 0,08 = 0,144.$$

Нагрузка на винт натяжного механизма, Н,

$$F_h = (S'_{hб} + S'_{cб} + T)k_e = (1000 + 1070 + 200)1 = 2270.$$

9. Определение тормозного момента и необходимости использования тормоза.

Расчетный тормозной момент, приведенный к валу электродвигателя, Н·м,

$$T_T = \frac{q(H_o + h_{заг})\eta_{np}d}{2u_o} = \frac{17,51(13,8 - 1,5)0,8 \cdot 0,486}{2 \cdot 187,1} = 0,223.$$

Из-за малого значения расчетного тормозного момента необходимости в установке тормоза не существует.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какой конструктивный признак одноцепных элеваторов?

От чего зависит размер минимального диаметра звездочек?

Какие линейные нагрузки учитываются при проведении проектного расчета?

Какие типы натяжных механизмов применяются в одноцепных элеваторах, как определяется ход натяжки?

26. ПОДВЕСНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

26.1. Общие сведения

Простые и надежные в работе подвесные грузонесущие конвейеры широко применяются на предприятиях легкой индустрии. С помощью одного конвейера или системы конвейеров полностью реализуются задачи внутрицехового и межцехового транспорта.

Преимуществами подвесных грузонесущих конвейеров являются:

возможность сравнительно несложного изменения трассы транспортировки при перестановке оборудования;

располагаясь над оборудованием или в проходах, трасса конвейера практически не занимает производственных площадей;

возможность создания подвижного склада полуфабрикатов на подвесках и резерва пустых подвесок для сокращения времени их подхода к рабочим местам;

возможность реализации механической и автоматической загрузки-разгрузки с адресованием грузов.

При наличии множества расширенных зон обслуживания применение стационарных загрузочных и разгрузочных устройств нерационально. Для облегчения операций загрузки-разгрузки грузов с массой больше 20 кг используются напольные тележки, которые имеют возможность присоединяться к подвеске и открепляться от нее с помощью рычажных механизмов на движущемся конвейере (ровница, пряжа) или имеют опрокидывающиеся платформы (рулоны, холсты).

К недостаткам подвесных грузонесущих конвейеров относят:

металлоемкость ходовых путей, поворотных рам, креплений и подвижной системы с подвесками;

некоторую загроможденность объема производственного помещения;

требование повышенного внимания к персоналу при прохождении трассы вблизи рабочих мест и в проходах;

опасность применения напольного транспорта в зонах пересечения трассы конвейера.

При ручной загрузке и разгрузке подвесок, при прохождении трассы конвейера в проходах и вблизи рабочих зон скорость движения ограничивается 0,2 м/с, но может достигать 0,5 м/с. Длина трассы одноприводных конвейеров достигает 400 – 500 м. На предприятиях легкой и текстильной промышленности подвесные конвейеры используются для перемещения пряжи, ровницы, бобин, швейных изделий.

26.2. Конструктивные особенности

В подвесных грузонесущих конвейерах (рис. 26.1) грузы перемещаются по подвесному ходовому пути 4 на подвесках 2, опирающихся на каретки с катками 3, соединенных в замкнутый контур тяговым элементом 1.

Строение ходового пути зависит от грузоподъемности подвесок, типа кареток и тягового элемента. Ходовой путь может быть одно-, двух- и четырехэлементным (рис. 26.2). Элементы пути и секции соединяются между собой и подвешиваются к перекрытиям и колоннам при помощи скоб, хомутов и накладок. Нижний уровень ходового пути не менее 1,8 – 2 м от пола. Прямолинейные секции пути рассчитываются на прогиб как одно- или многопролетные балки с допустимой величиной прогиба не более **1/400** длины участка. В общем случае трасса конвейера состоит из прямолинейных горизонтальных и наклонных участков и криволинейных, называемых горизонтальными поворотами и вертикальными перегибами.

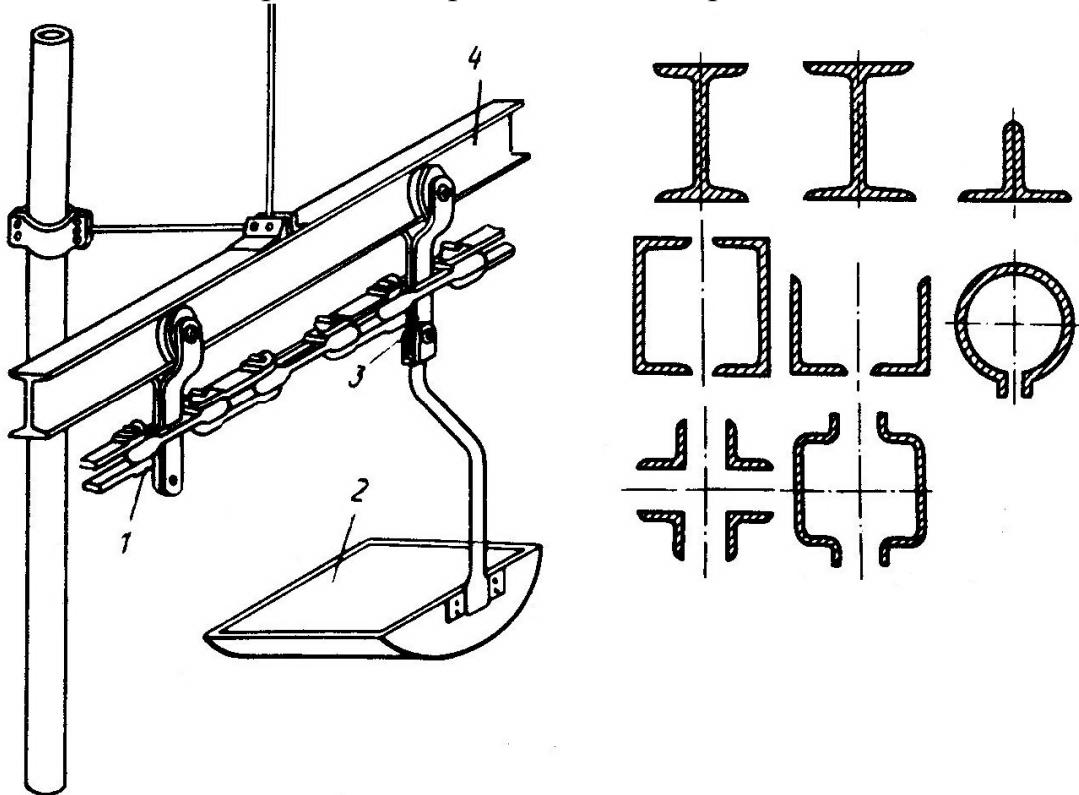


Рис. 26.1. Устройство подвесного грузонесущего механизма

Рис. 26.2. Варианты выполнения ходовых путей

Все тяговые элементы, исключая цепи с катками, внедренными в конструкцию, перемещаются по ходовому пути, опираясь на каретки, равномерно рассредоточенные по длине конвейера. Конструкция каретки и ее размеры зависят от строения ходового пути, грузоподъемности подвески и типа тягового элемента. Типовая каретка подвесных грузонесущих конвейеров с разборной цепью и ходовым путем из двутавра показана на рис. 26.3 (основные параметры даны в табл. 26.1).

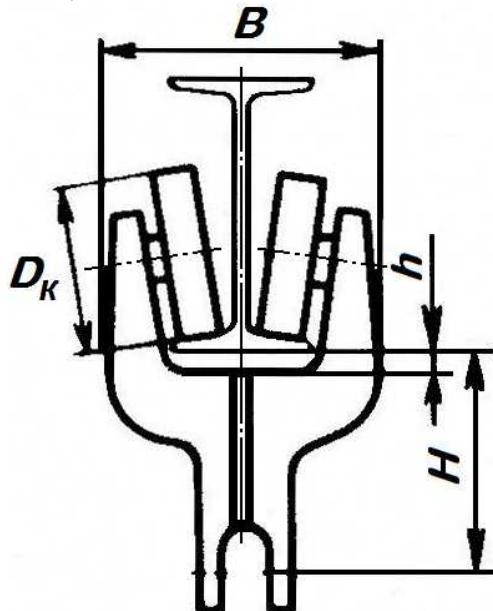


Рис. 26.3. Типовая каретка

Масса кареток при использовании других типов тяговых элементов может приниматься ориентировочно или рассчитываться более точно при наличии технической документации.

Т а б л и ц а 26.1. Характеристика типовых кареток с разборными цепями, ходовым путем из двутавра, со стальными опорными катками (ГОСТ 5946 – 79)

Шаг цепи, мм	Грузоподъ- емность, кН	Масса каретки, кг	Номер профиля пути	Размер, мм			
				D_K	H	B	h
80	2,5	3	10	62	75	125	15
100	5	5,5	14	83	105	155	20
160	8	13	16	125	125	200	25

Катки кареток могут иметь реборду конической, конично-цилиндрической или цилиндрической формы в зависимости от профиля опорной поверхности ходового пути. При изготовлении ходового пути из прокатных двутавров или швеллеров, имеющих уклон поверхностей беговых

дорожек 10 – 12%, каретки при движении самоцентрируются. При использовании других профилей (угольники), без уклона контактных поверхностей, катки изготавливаются с ребордами, ограничивающими поперечное смещение подвижной системы конвейера, но создающими дополнительные потери на трение.

В качестве тяговых элементов подвесных конвейеров применяют специальные цепи, цепи общего назначения, канаты стальные и из искусственных материалов. Тяговые разборные цепи имеют высокую прочность при незначительной собственной массе, легко монтируются и демонтируются, но ограниченную подвижность звеньев в вертикальной плоскости ($3 - 12^\circ$), что вызывает необходимость вертикальных перегибов с радиусом не менее 1,6 – 2 м. Смазывать контактирующие поверхности трудно, поэтому ограничивается величина допустимых удельных нагрузок в шарнирах увеличением коэффициента запаса прочности до 10 – 13. Аналогичный недостаток имеют круглозвенные цепи, которые из-за недостаточной точности изготовления звеньев нуждаются в применении фрикционного привода с увеличением начального натяжения и соответствующим ростом нагрузки на последующих участках трассы. Для легких конвейеров с массой груза на подвеске не более 100 кг находят применение двухшарнирные тяговые элементы (рис. 26.4) с допустимой нагрузкой не более 4500 Н. Радиусы криволинейных участков трассы для таких цепей принимаются 0,6 – 1 м с изготовлением горизонтальных поворотов без поворотных устройств (используются криволинейные участки ходового пути).

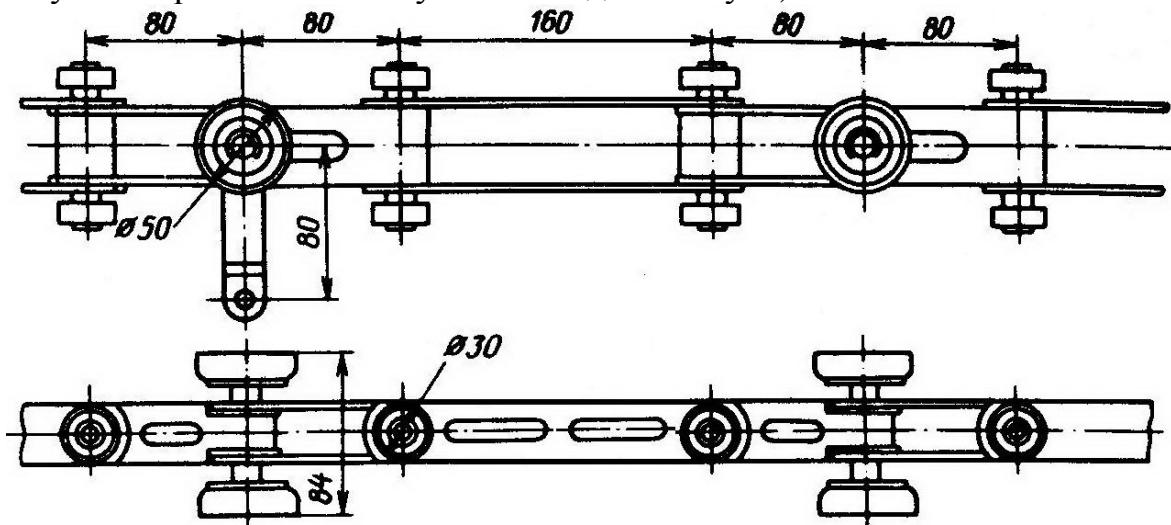


Рис. 26.4. Двухшарнирная тяговая цепь

Для обеспечения нормального характера зацепления с приводными звездочками и поворотными устройствами тяговые цепи должны иметь начальное натяжение:

$$S_o = 1000 \dots 1500 \text{ Н} \text{ -- для разборных цепей и пластинчатых;}$$

$$S_o = 300 \dots 500 \text{ Н} \text{ -- для двухшарнирных цепей.}$$

Стальные канаты ($d_k = 6,2\ldots 11,5$ мм), обладающие высокой прочностью при малой собственной массе, рекомендуется использовать в высокоскоростных конвейерах ограниченной протяженности. В таких конвейерах необходимо высокое начальное натяжение для обеспечения тяговой способности приводного блока (фрикционный привод) с увеличением нагрузки на элементы крепления и рамы поворотных устройств. Аналогичный недостаток присущ подвесным конвейерам с тяговым канатом из синтетических материалов.

Подвесные конвейеры с протяженной трассой ($L_k > 400$ м), со сложной пространственной трассой или легким тяговым элементом проектируются двухприводными или многоприводными. Для равномерного движения подвижной системы во многоприводных конвейерах отдельные, близко расположенные приводы предпочтительнее питать от одного электродвигателя или использовать для каждого привода собственный электродвигатель с повышенным скольжением или обычный двигатель со специальной муфтой.

В одноприводном конвейере привод рекомендуется размещать в конце наиболее загруженной ветви конвейера (например, после участка подъема в верхней плоскости конвейера) для уменьшения нагрузки на тяговый элемент по всему контуру конвейера. При сложных пространственных трассах, а также при наличии нескольких зон загрузки-разгрузки, расположенных далеко или на разных уровнях, место размещения привода определяется после тягового расчета в нескольких вариантах. В приводах подвесных конвейеров используются коническо-цилиндрические редукторы типа КДВ или редукторы общего назначения с введением в привод дополнительной вертикальной конической зубчатой передачи.

Для создания начального натяжения тягового элемента и поддержания его натяжения применяют грузовые, винтовые и пружинно-винтовые механизмы. Для натяжного механизма используют горизонтальный поворот трассы с центральным углом 180° , что обеспечивает связь подвижного и неподвижного участков на всей длине хода механизма. Натяжной механизм устанавливается после привода или после участка спуска. В многоприводных конвейерах натяжные устройства необходимы на каждом приводном участке. Ход натяжного механизма зависит от длины конвейера и шага подвесок или кареток и должен обеспечить натяжение тягового элемента независимо от его износа или вытяжки. Винтовые и пружинно-винтовые натяжные механизмы применяются только в коротких конвейерах, где величина хода натяжки ограничена и общее увеличение длины цепи в контуре происходит менее интенсивно, чем в протяженных конвейерах.

26.3. Проектный расчет

При проектном расчете необходимо выполнить следующие операции:
составить схему конвейера;

выбрать тяговый элемент;
 определить параметры подвижной системы;
 установить величину коэффициентов сопротивления движению на участках;
 определить линейные нагрузки;
 произвести тяговый расчет;
 проверить тяговый элемент на прочность;
 рассчитать привод;
 выбрать тип и рассчитать натяжной механизм.

Схема конвейера должна содержать профиль трассы с разбивкой на характерные участки с указанием их параметров и номеров границ участков, места размещения приводного механизма и натяжного устройства, зоны загрузки и разгрузки. Трасса конвейера разбивается на участки: горизонтальные прямолинейные и криволинейные (горизонтальные повороты), прямолинейные наклонные с вертикальными криволинейными участками (вертикальные перегибы). Границы участков получают порядковые номера 1, 2, 3 и т.д., начиная с зоны схода тягового элемента с привода, до зоны его набегания на привод в направлении движения конвейера. Привод размещается в конце наиболее загруженного участка конвейера. Натяжное устройство устанавливается в зоне после привода или в нижней части конвейера после участка спуска и выполняется на участке горизонтального поворота с центральным углом $\alpha = 180^\circ$ (рис. 26.5).

Выбор тягового элемента проводится в зависимости от протяженности конвейера, сложности трассы, грузоподъемности подвесок. После окончания тягового расчета тяговый элемент проверяется на прочность в соответствии с максимальной расчетной нагрузкой. В случае, если условие прочности тягового элемента не выполняется, выбирается более мощный тяговый элемент или проводится перекомпоновка конвейера с введением дополнительного приводного механизма.

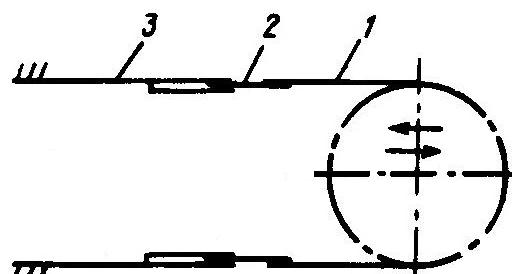


Рис. 26.5. Схема натяжного механизма с раздвижными стыками:
 1 – подвижной участок трассы с поворотом; 2 – участок стыка;
 3 – неподвижный участок

Для выбранного тягового элемента необходимо иметь:

t_u – шаг цепи, м;

m_u – массу 1 м, кг/м;

S_p – разрушающую нагрузку, кН.

Величина коэффициентов сопротивления движению (КСД) на характерных участках определяется расчетным путем или принимается по таблице, полученной экспериментальным путем (табл. 26.2).

Т а б л и ц а 26.2. Величина КСД на участках подвесных грузонесущих конвейеров со стальными или чугунными катками

Условия работы	c_o			c_α		c_β			
	$m_{zp} \leq 50$ кг	$m_{zp} \leq 70$ кг	$m_{zp} \leq 50$ кг	$\alpha = 90^\circ$	$\alpha = 180^\circ$	$\beta \leq 20^\circ$	$\beta < 30^\circ$	$\beta < 45^\circ$	$\beta = 90^\circ$
Хорошие	0,02	0,018	0,014	1,02	1,03	1,01	1,015	1,025	1,035
Средние	0,026	0,024	0,02	1,025	1,035	1,012	1,02	1,03	1,04
Тяжелые	0,032	0,028	0,025	1,035	1,05	1,015	1,025	1,035	1,05

Второй путь установления величин КСД является более рациональным, так как к факторам, влияющим на сопротивление движению тягового элемента, относятся: условия работы, параметры ходовой части и используемые материалы, степень износа ходовой части, наличие качественной смазки, состояние контактирующих поверхностей катков и ходовых путей, масса транспортируемого груза, углы поворотов и перегибов.

Дистанция между грузонесущими подвесками (рабочими каретками) определяется после расчета ориентировочного шага груза (подвески) из формулы производительности (см. п. 21.3) и принимается окончательной при выполнении условий: $t \geq t_{\min}$ и кратности шага подвески двойному шагу цепи и шагу кареток:

$$t = 2At_u; \quad t = Bt_k,$$

где A и B – целые числа.

Шаг кареток зависит от шага подвесок и маневренности трассы конвейера в вертикальной плоскости (радиусы вертикальных перегибов). При малом шаге подвесок ($t \leq 0,9$ м) и отсутствии в конвейере вертикальных перегибов каждая каретка может быть рабочей (т. е. с подвеской). При величине шага $t > 0,9$ м между рабочими каретками размещаются опорные (холостые) каретки, поддерживающие тяговый элемент и обеспечивающие уменьшение радиуса вертикальных перегибов. Шаг кареток независимо от назначения является постоянным по всей длине тягового элемента в контуре конвейера.

Полезная линейная нагрузка определяется в соответствии с общими положениями. Линейная нагрузка от собственно подвижной системы конвейера рассчитывается в зависимости от вида тягового элемента. Для подвесных конвейеров с цепями разборными, пластиначатыми и тросами линейная нагрузка, Н/м,

$$q_o = \left(m_u + \frac{m_k}{t_k} + m_n \right) g,$$

где m_u – масса 1 м тягового элемента, кг; m_k – масса каретки, кг; m_n – масса подвески, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Масса каретки выбирается по табл. 26.1 согласно грузоподъемности и шагу цепи или принимается как у существующих подвесных грузонесущих конвейеров.

Масса грузонесущей подвески в значительной степени зависит от грузоподъемности, вида загрузки, рода груза. Более точным является расчет массы по объему материалов, затрачиваемых на изготовление подвески. Ориентировочно масса грузонесущей подвески определяется как

$$m_n = (1,2...0,6)m_{zp},$$

где большие значения принимаются при малых массах грузов.

При наличии на конвейере вертикальных участков спуска-подъема ($\beta = 90^\circ$) с консольным креплением подвесок возникают дополнительные (рис. 26.6) нагрузки, Н/м:

– для холостой ветви

$$q_x = \frac{2m_n S g}{t_o t},$$

– для загруженной ветви

$$q_{zp} = \frac{2(m_{zp} + m_n) S g}{t_o t},$$

где S – вылет подвески, м; t_o – расстояние между опорными катками подвески, м.

Тяговый расчет подвесных грузонесущих конвейеров начинают с зоны наименьшего натяжения тягового элемента. Для конвейеров с горизонтальной трассой или пространственной с небольшим перепадом уровня исходной точкой расчета является зона схода тягового элемента с привода (при разбивке на участки – индекс $i = 1$). В конвейерах со сложной пространственной трассой и при наличии на конвейере нескольких зон загрузки и разгрузки на разных уровнях окончательный выбор исходной точки проводится только после пробного тягового расчета, проводимого, начиная с зоны схода тягового

элемента с приводом. Натяжение в исходной точке расчета принимается равным начальному в зависимости от конструкции и мощности цепи.

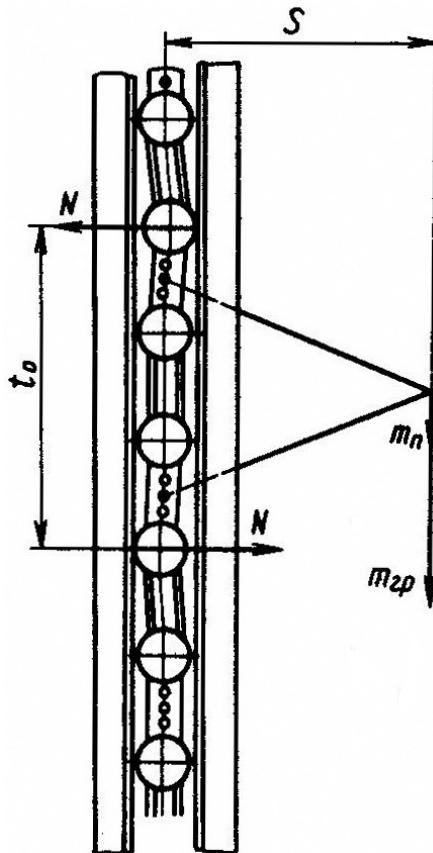


Рис. 26.6. К определению дополнительного сопротивления движению на вертикальных участках

Для проведения тягового расчета подвесного конвейера традиционным методом обхода по контуру используются уравнения по определению натяжений тягового элемента в конце характерного участка, H :

– для горизонтального прямолинейного участка

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1)-i};$$

– для горизонтального поворота

$$S_i = c_\alpha S_{i-1};$$

– для наклонного (вертикального) участка с двумя вертикальными перегибами на входе и выходе

$$S_i = c_\beta \left(c_\beta S_{i-1} + W_{(i-1)-i} \right),$$

где c_α – КСД на участке горизонтального поворота; c_β – КСД на участке вертикального перегиба; $W_{(i-1)-i}$ – сопротивление движению на участке, H .

Сопротивления движению на прямолинейных участках рассчитываются в зависимости от загруженности и характера участка:

– для горизонтального без груза

$$W_{(i-1)-i} = q_o c_o l_{(i-1)-i};$$

– для прямолинейного горизонтального с грузом

$$W_{(i-1)-i} = (q + q_o) c_o l_{(i-1)-i};$$

– для наклонного без груза

$$W_{(i-1)-i} = q_o \left(c_o l'_{(i-1)-i} \pm h_{(i-1)-i} \right);$$

– для наклонного с грузом

$$W_{(i-1)-i} = (q + q_o) \left(c_o l'_{(i-1)-i} \pm h_{(i-1)-i} \right);$$

– для вертикального без груза

$$W_{(i-1)-i} = (q_x c_o \pm q_o) h_{(i-1)-i};$$

– для вертикального с грузом

$$W_{(i-1)-i} = [q_x c_o \pm (q + q_o)] h_{(i-1)-i}.$$

Знак «плюс» в уравнениях для наклонных и вертикальных участков подставляется при движении с подъемом, знак «минус» – при спуске.

Если в случае расчета подвесного грузонесущего конвейера натяжение тягового элемента после участка спуска оказывается меньше необходимого начального для выбранного тягового элемента, то тяговый расчет начинают вновь с этой зоны, принимая натяжение равным начальному. Затем по ходу конвейера натяжение на следующих участках определяется по основным уравнениям тягового расчета, а на участках, предшествующих исходному, по перестроенным уравнениям:

– для прямолинейных участков

$$S_{i-1} = S_i - W_{(i-1)-i};$$

– для горизонтальных поворотов

$$S_{i-1} = \frac{S_i}{c_\alpha};$$

– для наклонных участков с двумя вертикальными перегибами

$$S_{i-1} = \frac{\left(\frac{S_i}{c_\beta} - W_{(i-1)-i} \right)}{c_\beta}.$$

При проведении тягового расчета подвесных конвейеров с фрикционным приводом (канатный или с круглозвенной цепью) начальное натяжение тягового элемента определяется путем решения системы уравнений

$$S_{n\bar{b}} = S_{c\bar{b}} e^{f\alpha};$$

$$S_{n\bar{b}} = AS_{c\bar{b}} + B,$$

из которых первое отражает тяговую способность приводного блока, а второе – результат последовательного тягового расчета с неизвестной величиной начального натяжения.

Тяговый элемент проверяется на прочность в соответствии с общими положениями (см. п. 20.6).

Расчет привода проводится согласно общей методике (см. п. 20.7). Возможные схемы исполнения привода показаны на рис. 26.7.

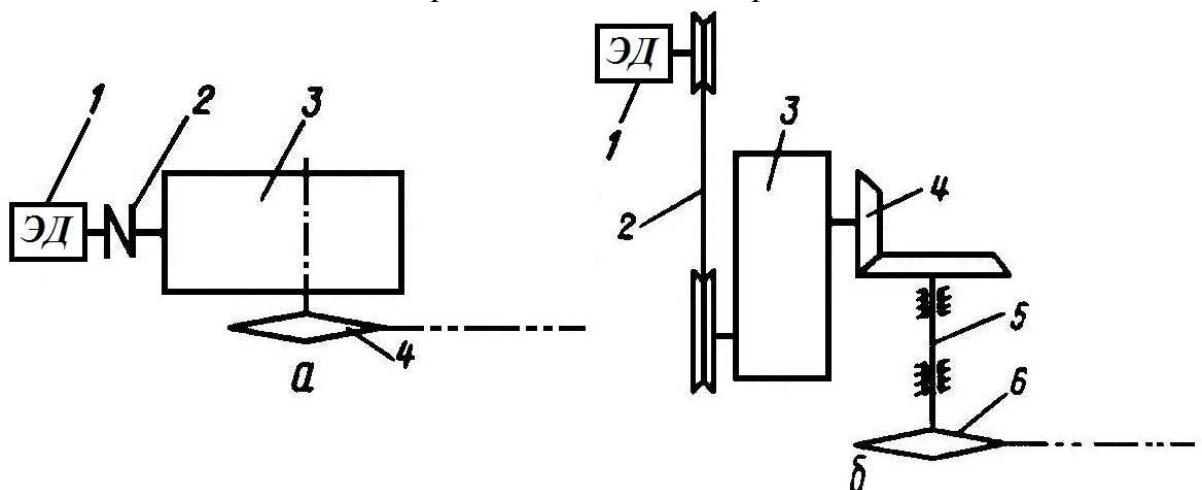


Рис. 26.7. Схемы приводных механизмов:

a – со специальным редуктором (1 – электродвигатель; 2 – быстроходная муфта; 3 – редуктор; 4 – приводная звездочка); *б* – с редуктором общего назначения (1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 4 – коническая зубчатая передача; 5 – вал вертикальный; 6 – приводная звездочка)

Выбор типа и расчет натяжного механизма осуществляется в зависимости от длины конвейера и скорости движения (см. п. 20.8). Схемы выполнения разных типов натяжных механизмов подвесных грузонесущих конвейеров показаны на рис. 26.8.

Величина хода натяжного механизма зависит от длины конвейера, шага цепи, шага кареток или шага грузонесущих подвесок.

В коротких конвейерах, где влияние удлинения цепи менее ощутимо, ход натяжного механизма принимается по шагу цепи t_u или шагу кареток t_k :

$$L_h = (0,6 \dots 0,8)t_u; \quad L_h = (0,6 \dots 0,8)t_k.$$

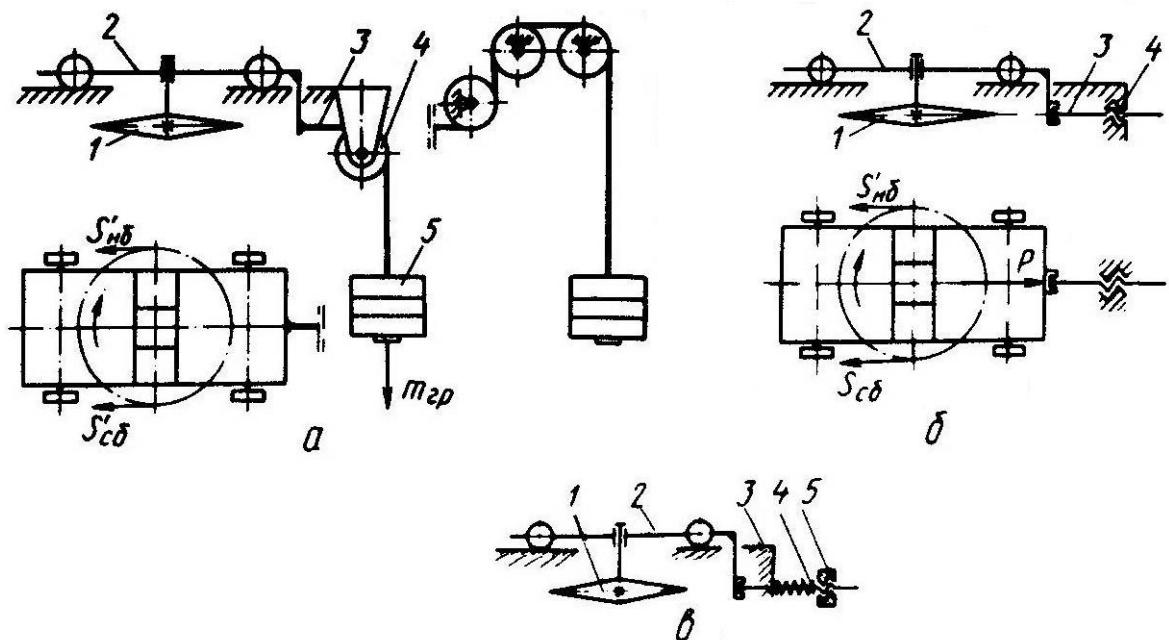


Рис. 26.8. Схемы натяжных механизмов:

a – грузового (1 – натяжная звездочка; 2 – тележка; 3 – кант. 4 – блок; 5 – натяжной груз); *б* – винтового (1 – звездочка; 2 – тележка; 3 – винт; 4 – гайка); *в* – пружинно-винтового (1 – звездочка; 2 – тележка; 3 – винт; 4 – пружина; 5 – гайка)

В конвейерах средней и большой протяженности ход натяжного механизма рассчитывается или от шага кареток (при условии большого шага между подвесками), или от шага между подвесками ($t_n < 2$ м):

$$L_h = (0,8 \dots 1,2) t_k; \quad L_h = (0,6 \dots 0,8) t_n.$$

Так как основная трасса конвейера выполняется горизонтальной, для предотвращения аварийной ситуации на конвейере, которая может возникнуть в случае обрыва цепи или зацепа, трасса оборудуется попутными и инерционными ловителями, а привод снабжается муфтой предельного момента или устройством со срезной шпилькой.

Пример. Рассчитать подвесной грузонесущий конвейер (рис. 26.9).

Задано: производительность $P_z = 200$ шт./ч, масса груза на подвеске $m_{zp} = 30$ кг, размеры груза $l_{zp} \cdot b_{zp} \cdot h_{zp} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 0,4$ м. Условия работы средние.

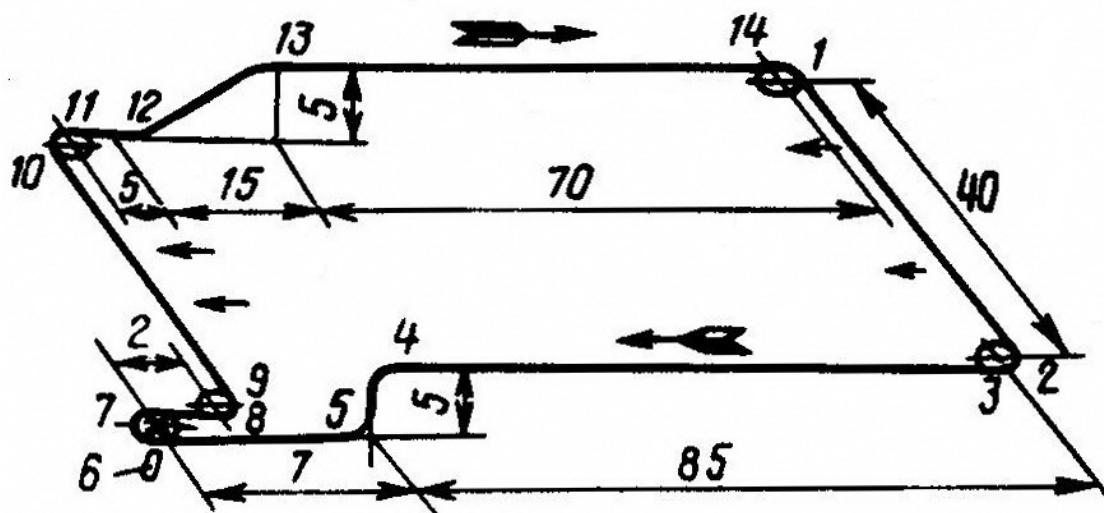


Рис. 26.9. Расчетная схема подвесного грузонесущего контейнера

Решение

1. Выбор тягового элемента

В качестве тягового элемента выбираем разборную тяговую цепь (ГОСТ 589 – 85) с шагом $t_u = 80$ мм, массой $m_u = 3,2$ кг/м и с разрушающей нагрузкой $S_p = 106$ кН.

2. Параметры подвижной системы конвейера

Проектная производительность конвейера с учетом коэффициента запаса производительности $x = 1,2$ (принимаем), шт./ч,

$$P_{np} = xP_z = 1,2 \cdot 200 = 240.$$

Определяем ориентировочный шаг грузонесущих подвесок при скорости движения $v = 0,12$ м/с, м,

$$t_{op} = \frac{3600v}{P_{np}} = \frac{3600 \cdot 0,12}{240} = 1,8.$$

Шаг опорных кареток при условии их размещения с шагом $t'_k < 0,9$ м и кратности двойному шагу цепи, м,

$$A' = \frac{t'_k}{2t_u} = \frac{0,9}{2 \cdot 0,08} = 5,62;$$

$$t_k = A' \cdot 2t_u = 5 \cdot 2 \cdot 0,08 = 0,8.$$

Тогда шаг грузонесущих подвесок, кратный шагу кареток, м,

$$B' = \frac{t_{op}}{t_k} = \frac{1,8}{0,8} = 2,25, \quad B = 2;$$

$$t = Bt_k = 2 \cdot 0,8 = 1,6.$$

Конструктивная производительность конвейера, шт./ч,

$$P_k = \frac{3600v}{t} = \frac{3600 \cdot 0,12}{1,6} = 270.$$

Коэффициент запаса производительности

$$x = \frac{P_k}{P_z} = \frac{270}{200} = 1,35.$$

Существует возможность уменьшения скорости движения по сравнению с принятой.

3. Линейные нагрузки

При массе каретки (см. табл. 26.1) $m_k = 3$ кг и массе грузонесущей подвески $m_n = 18$ кг линейная нагрузка от подвижной системы конвейера, Н/м,

$$q_o = \left(m_u + \frac{m_k}{t_k} + \frac{m_n}{t} \right) g = \left(3,2 + \frac{3}{0,8} + \frac{18}{1,6} \right) 9,81 = 178,5.$$

Линейная нагрузка от массы транспортируемого груза,

$$q_{zp} = \frac{m_{zp} g}{t} = \frac{30 \cdot 9,81}{1,6} = 196,2.$$

Линейные нагрузки от катков кареток на участке вертикального спуска ($\beta = 90^\circ$), Н/м,

$$q_x = \frac{2m_n S g}{t_o t} = \frac{2 \cdot 18 \cdot S \cdot 9,81}{0,8 \cdot 1,6} = 165,5.$$

4. Величины коэффициентов сопротивлений движению на участках

Для средних условий работы имеем (см. табл. 28.2):

$$c_o = 0,026; \quad c_\alpha = 1,025 \ (\alpha = 90^\circ); \quad c_\alpha = 1,035 \ (\alpha = 180^\circ);$$

$$c_\beta = 1,012 \ (\beta \leq 20^\circ); \quad c_\beta = 1,04 \ (\beta = 90^\circ).$$

5. Тяговый расчет

После разбивки контура конвейера на 14 участков (см. рис. 26.9) определяем сопротивления движению в конце прямолинейных участков, Н,

$$W_2 = (q + q_o)l_2c_o = (196,2 + 178,5)40 \cdot 0,026 = 389,7;$$

$$W_4 = q_o l_4 c_o = 178,5 \cdot 85 \cdot 0,026 = 394,5;$$

$$W_5 = (q_x c_o + q_o) h_5 = (165,5 \cdot 0,026 + 178,5)6 = -1045,2;$$

$$W_6 = q_o l_6 c_o = 178,5 \cdot 7 \cdot 0,026 = 32,4;$$

$$W_8 = q_o l_8 c_o = 178,5 \cdot 2 \cdot 0,026 = 9,28;$$

$$W_{10} = (q + q_o)l_{10}c_o = (196,2 + 178,5)40 \cdot 0,026 = 389,68;$$

$$W_{12} = (q + q_o)l_{12}c_o = (196,2 + 178,5)5 \cdot 0,026 = 48,7;$$

$$W_{13} = (q + q_o)(l_{13}c_o + h_{13}) = (196,2 + 178,5)(15 \cdot 0,026 + 5) = 2019,6;$$

$$W_{14} = (q + q_o)l_{14}c_o = (196,2 + 178,5)70 \cdot 0,026 = 681,9.$$

Натяжения в точках контура конвейера, Н, принимаем);

$$S_1 = S_{\min} = 1000 \text{ (принимаем);}$$

$$S_2 = S_1 + W_2 = 1000 + 389,7 = 1389,7;$$

$$S_3 = c_\alpha S_2 = 1,025 \cdot 1389,7 = 1424,44;$$

$$S_4 = S_3 + W_4 = 1424,44 + 394,5 = 1819;$$

$$S_5 = c_\beta (c_\beta S_4 + W_5) = 1,012(1,012 \cdot 1819 - 1045) = 805,1.$$

Так как $S_5 < S_{\min}$ начинаем новый расчет с точки 5, принимая $S_5 = 1000$ Н. Тяговый расчет от точки 5 до точки 14 продолжаем по основным уравнениям тягового расчета:

$$S_6 = S_5 + W_6 = 1000 + 32,4 = 1032,4;$$

$$S_7 = c_\alpha S_6 = 1,035 \cdot 1032,4 = 1068,5;$$

$$S_8 = S_7 + W_8 = 1068,5 + 9,28 = 1077,8;$$

$$S_9 = c_\alpha S_8 = 1,025 \cdot 1077,8 = 1104,74;$$

$$S_{10} = S_9 + W_{10} = 1104,74 + 389,68 = 1494,42;$$

$$S_{11} = c_\alpha S_{10} = 1,025 \cdot 1494,42 = 1531,78;$$

$$S_{12} = S_{11} + W_{12} = 1531,78 + 48,7 = 1580,48;$$

$$S_{13} = c_\beta (c_\beta S_{12} + W_{13}) = 1,012(1,012 \cdot 1580,48 + 2019,6) = 3659,6;$$

$$S_{14} = S_{13} + W_{14} = 3659,6 + 681,9 = 4341,5.$$

Натяжение цепи против хода конвейера от точки 5 до точки 1 определяем по перестроенным уравнениям:

$$S_4 = S_5 + W_5 = 1000 + 1045,2 = 2045,2;$$

$$S_3 = S_4 - W_4 = 2045,2 - 394,5 = 1750,7;$$

$$S_2 = \frac{S_3}{c_\alpha} = \frac{1750,7}{1,025} = 1708;$$

$$S_1 = S_2 - W_2 = 1708 - 389,7 = 1318,3.$$

По результатам тягового расчета имеем:

$$S_{h\bar{\sigma}} = S_{\max} = S_{14}; \quad S_{c\bar{\sigma}} = S_1; \quad S'_{h\bar{\sigma}} = S_6; \quad S'_{c\bar{\sigma}} = S_7.$$

6. Проверка цепи на прочность

$$S_{don} = \frac{S_p}{y} = \frac{106 \cdot 10^3}{8} = 13250;$$

$$S_{don} > S_{\max}.$$

Цепь условию прочности на растяжение удовлетворяет.

7. Расчет привода

Тяговое усилие на приводной звездочке, Н,

$$\begin{aligned} W_o &= (S_{h\bar{\sigma}} - S_{c\bar{\sigma}}) + k_n (S_{h\bar{\sigma}} + S_{c\bar{\sigma}}) = \\ &= (4341,5 - 1318,3) + 0,04(4341,5 + 1318,3) = 3249,6. \end{aligned}$$

Мощность приводного электродвигателя, кВт,

$$N'_{ЭД} = \frac{W_o \cdot v}{1020 \eta_{np}} = \frac{3249,6 \cdot 0,12}{1020 \cdot 0,8} = 0,47.$$

По мощности $N'_{ЭД}$ выбираем электродвигатель (ГОСТ 19523 – 81) 4А80В8У3 с характеристиками: $N_{ЭД} = 0,55$ кВт; $n_{ЭД} = 780$ мин⁻¹;

$$I_p = 4,05 \cdot 10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2; [\psi] = 1,7; \quad d = 22 \text{ мм.}$$

Путем графического анализа прохождения груза на участках горизонтальных поворотов с гарантированным зазором между подвесками $\Delta = 0,2$ м определяем минимальный диаметр звездочки $d_{\min} = 0,64$ м.

Тогда расчетное число зубьев при шаге зацепления разборной цепи

$$t_{зaу} = 2t_u = 2 \cdot 0,08 = 0,16 \text{ м};$$

$$z' = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{t_u}{d_{min}}\right)} = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(\frac{0,16}{0,64}\right)} = 12,4;$$

$$z > z'; \quad z = 13.$$

Диаметр делительный приводной звездочки $d_{36} = 0,669$ м, частота вращения приводной звездочки при скорости конвейера $v = 0,12$ м/с,

$$n_{36} = \frac{60v}{t_u z} = \frac{60 \cdot 0,12}{0,16 \cdot 13} = 3,46.$$

Расчетное передаточное число приводного механизма

$$u'_o = \frac{n_{ЭД}}{n_{36}} = \frac{780}{3,46} = 225,4.$$

Максимальный момент на валу приводной звездочки, Н·м,

$$T_{max} = \frac{W_o d}{2} = \frac{3249,6 \cdot 0,669}{2} = 1087.$$

По расчетной величине передаточного числа приводного механизма $u'_o = 225,4$ и максимальному моменту выбираем редуктор типа КДВ-200 М2 с допустимым крутящим моментом $T = 1600$ Н·м и передаточным числом, близким к u'_o .

8. Выбор типа и расчет натяжного устройства

Учитывая среднюю протяженность трассы конвейера ($l_k > 200$ м), выбираем натяжное устройство грузового типа.

Так как шаг грузонесущих подвесок $t < 2$ м, ход натяжного устройства рассчитываем от величины шага подвесок, м,

$$L_h = 0,7t = 0,7 \cdot 1,6 = 1,12.$$

Масса натяжного груза с учетом КПД системы отклоняющих блоков, кг,

$$m_{h,ep} = \frac{(S'_{hб} + S'_{cб} + T_T)}{gn_{бл}^n} = \frac{(1032,4 + 1068,5 + 150)}{9,81 \cdot 0,95^3} = 267.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какие преимущества и недостатки подвесных грузонесущих конвейеров?

Какие тяговые элементы используются в подвесных конвейерах?

Где размещаются привод и натяжной механизм на трассе конвейера?

Какие натяжные механизмы применяются в подвесных конвейерах, от чего зависит их выбор?

Какие линейные нагрузки учитываются при проведении тягового расчета в общем случае?

На какие участки разбивается контур конвейера перед проведением тягового расчета?

В каких зонах может действовать минимальное натяжение тягового элемента в пространственном конвейере?

Как проводится тяговый расчет конвейера, если зона минимального (начального) натяжения тягового элемента не совпадает с зоной схода его с привода?

27. ЩЕЛЕВЫЕ (НАПОЛЬНЫЕ) КОНВЕЙЕРЫ

27.1. Общие сведения

Щелевые конвейеры являются одной из модификаций грузоведущих напольных конвейеров. По сравнению с другими видами грузоведущих конвейеров с подвесными и напольными ходовыми путями и боковым захватом тележек щелевые конвейеры имеют ходовой путь для тягового элемента ниже уровня пола в специальном канале. Из-за отсутствия рам поворотных устройств, предназначенных для увеличения жесткости ходового пути, и креплений ходовых путей металлоемкость щелевых конвейеров значительно ниже, чем у других грузоведущих конвейеров. Располагаясь ниже уровня пола, трасса щелевого конвейера не загромождает производственного помещения и обеспечивает некоторую свободу проходов и проезда других видов напольного транспорта, так как расстояние между тележками (в большинстве случаев) составляет от нескольких до десятков метров.

На предприятиях легкой и текстильной промышленности щелевые конвейеры служат для перемещения грузов по прямым трассам с возвратно-поступательным движением (чесальная лента в тазах), по замкнутым трассам с постоянным направлением движения тележек. С применением стрелочных переводов и остановов щелевые конвейеры выполняют функции подвесных толкающих конвейеров с переходом тележек с конвейера на конвейер, с конвейера на вспомогательные участки и обратно. Наиболее часто щелевые конвейеры применяются для транспортировки одиночных штучных грузов большой массы (навои) или скомплектованных партий грузов в складских помещениях. Скорость щелевого конвейера обычно не превышает 0,2 м/с, но может достигать 0,4 м/с в зависимости от условий прохождения трассы.

27.2. Конструктивные особенности

Ходовой путь 1 (*рис. 27.1*) для кареток 3 тягового элемента 2 щелевого конвейера размещается ниже уровня пола в специальном канале. На каретках тягового элемента устанавливаются захваты, взаимодействующие с опущенным

в щель пути подвижным штырем 4, размещенным в направляющей втулке тележки 5.

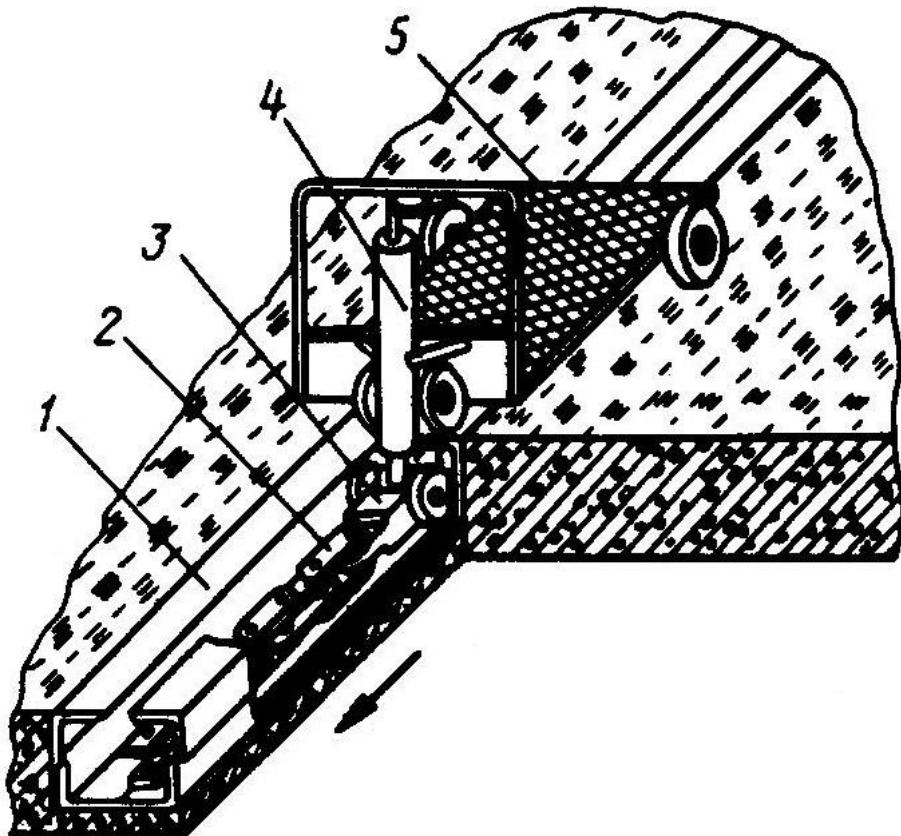


Рис. 27.1. Устройство щелевого (напольного) конвейера

Штырь перемещается вручную или с помощью механизма. При вводе тележки на трассу и выводе тележки с конвейера штырь поднимается вверх. Приводная, поворотные и натяжные звездочки, а также роликовые поворотные батареи размещаются в углублениях пола и закрываются сверху стальными листами. Грузовая тележка имеет четыре опорных колеса, из которых два передних – поворотные и расположены ближе друг к другу, что обеспечивает прохождение тележек на поворотах с меньшими радиусами и потерями на трение.

Трасса щелевого конвейера может быть простой и сложной с изменением уровня движения тележек.

В качестве тяговых элементов используются цепи различных типов и стальные канаты. Привод размещается в конце наиболее загруженной ветви конвейера и выполняется угловым (со звездочкой или блоком при небольших габаритах тележек) или гусеничным на прямых участках. В отличие от других транспортирующих устройств тележки щелевого конвейера минуют зону натяжного механизма, проходя мимо поворотной звездочки по прямой. При этом направление движения тележек сохраняется в результате контакта штыря с направляющей щелью, а движение тележек осуществляется силой инерции, проталкиванием передней тележки тележкой, идущей сзади под контролем

захвата, созданием уклона пола с обеспечением самоходного движения или с помощью дополнительного механизма. Натяжные грузовые механизмы размещаются непосредственно после привода или после участка спуска.

27.3. Проектный расчет

Проектный расчет щелевого конвейера включает:

- составление схемы конвейера;
- расчет параметров подвижной системы;
- выбор или расчет коэффициентов сопротивлений движению (КСД) на характерных участках;
- определение линейных нагрузок;
- тяговый расчет;
- проверку тягового элемента на прочность;
- расчет привода;
- расчет натяжного механизма.

Схема конвейера содержит параметры участков места расположения привода, натяжного механизма, зоны ввода и вывода тележек. Трасса конвейера в общем случае разбивается на участки, начиная с зоны схода тягового элемента с привода: прямолинейные горизонтальные, горизонтальные повороты и наклонные участки с включением в них вертикальных перегибов. Границы участков получают порядковые номера по ходу конвейера 1, 2, 3 и т.д. (рис. 27.2).

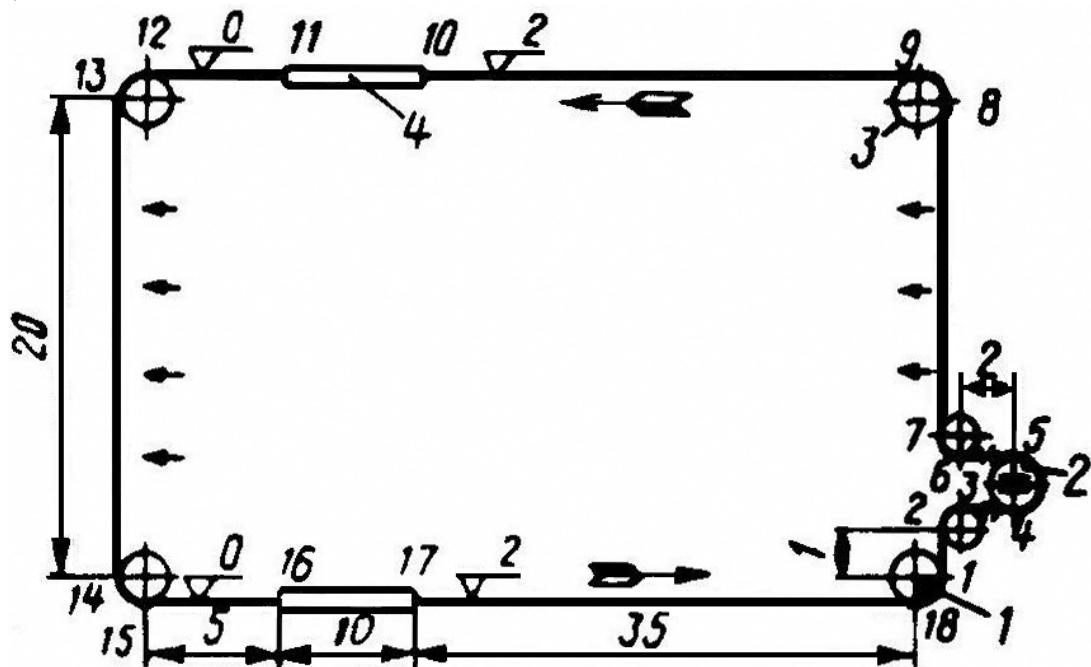


Рис. 27.2. Расчетная схема щелевого конвейера:

1 – привод; 2 – натяжное устройство; 3 – поворотное устройство;
4 – наклонный участок

Шаг захватов (тележек) определяется ориентировочно (см. ниже) по заданной (принимаемой) скорости с учетом коэффициента запаса производительности и считается приемлемым для дальнейших расчетов при выполнении условия $t_{op} \geq t_{min}$.

Величина минимального шага захватов зависит не только от габарита напольной тележки, но должна включать возможность свободного ввода или вывода тележек. Увеличение грузоподъемности и скорости движения конвейера также необходимо учитывать при определении минимального шага. При грузоподъемности тележек до 100 кг минимальный шаг тележек принимается не менее 4 – 5 м.

С ростом грузоподъемности, когда усилие для перемещения тележки вручную возрастает, минимальный шаг принимается не менее 10 – 15 м. Окончательно длина шага захватов принимается кратной шагу кареток ($t_k \leq 0,9$ м), который в свою очередь должен быть кратен двойному шагу тяговой цепи (t_u):

$$t_k = 2At_u;$$

$$t = Bt_k,$$

где A, B – целые числа.

Величины КСД подвижной системы тягового элемента, учитывая большое количество факторов, влияющих на точность расчета, на прямолинейных участках (c_o), горизонтальных поворотах (c_α) и на перегибах (c_β) рекомендуется принимать по табл. 27.1.

Т а б л и ц а 27.1. Величины КСД системы тягового элемента со стальными или чугунными катками

Условия работы	c_o	c_α				c_β	
		На звездочках и блоках		На роликовых батареях		$\beta \leq 20^\circ$	$\beta < 30^\circ$
		$\alpha = 90^\circ$	$\alpha = 180^\circ$	$\alpha = 90^\circ$	$\alpha = 180^\circ$		
Хорошие	0,002	1,02	1,03	1,04	1,07	1,01	1,015
Средние	0,025	1,025	1,04	1,05	1,09	1,012	1,018
Тяжелые	0,03	1,035	1,05	1,06	1,10	1,015	1,02

Для напольных тележек величина КСД из-за ее существенной зависимости от параметров ходовой части и контактирующих материалов рассчитывается по уравнению

$$c_m = \frac{(2k + fd)}{D_k},$$

где k – коэффициент трения качения опорных колес тележки по полу, см; f – коэффициент трения скольжения на оси катков или приведенный коэффициент для катков на подшипниках качения; d – диаметр цапфы катка, см

$$[d = \frac{D_k}{(5...6)}]; D_k – \text{наружный диаметр катка, см.}$$

Для опорных колес со стальным или чугунным ободом с диаметром $D_k = 8...16$ см при движении по бетонному полу $k = 0,06...0,08$ см, для обрезиненного или надувного обода при $D_k = 12...25$ см $k = 0,1...0,2$ см.

При коэффициентах трения для подшипников скольжения $f = 0,08...0,12$ и качения $f = 0,04...0,06$ величина КСД тележек $c_m = 0,039...0,014$.

Линейные нагрузки, учитывающие перемещаемые в конвейере массы, рассчитываются, Н/м:

– от системы тягового элемента

$$q_o = \left(m_u + \frac{m_k}{t_k} + \frac{m_3}{t} \right) g;$$

– от массы тележки

$$q_m = \frac{m_m g}{t};$$

– от массы груза на тележке

$$q = \frac{m_{ep} g}{t},$$

где m_u – масса 1 м тягового элемента, кг/м; m_k – масса каретки, кг; m_3 – масса захвата, кг; m_m – масса тележки, кг; m_{ep} – масса груза на тележке, кг; t_k – шаг опорных кареток тягового элемента, м; t – шаг захватов (тележек), м; $g = 9,81$ м/с².

Тяговый расчет напольного щелевого конвейера проводится методом обхода по контуру с предварительным определением сопротивлений движению на характерных участках и последующим расчетом сил натяжения тягового элемента во всех точках контура конвейера. Величина начального натяжения принимается в зависимости от типа тяговой цепи.

Выбор расчетного уравнения сопротивления движению зависит от характера участка и его загруженности, Н:

– для горизонтального прямолинейного без прохождения тележек

$$W_{(i-1)-i} = q_o c_o l_{(i-1)-i};$$

– для горизонтального прямолинейного с тележками без груза

$$W_{(i-1)-i} = (q_o c_o + q_m c_m) l_{(i-1)-i};$$

– для горизонтального прямолинейного с загруженными тележками

$$W_{(i-1)-i} = [q_o c_o + (q + q_m) c_m] l_{(i-1)-i};$$

– для горизонтального поворота с тележками без груза

$$W_{(i-1)-i} = q_m c_m l_{(i-1)-i};$$

– для горизонтального поворота с загруженными тележками

$$W_{(i-1)-i} = (q + q_m) c_m l_{(i-1)-i};$$

– для наклонного участка без прохождения грузовых тележек

$$W_{(i-1)-i} = q_o c_o (l'_{(i-1)-i} \pm h_{(i-1)-i});$$

– для наклонного участка с тележками без груза

$$W_{(i-1)-i} = (q_o c_o + q_m c_m) (l'_{(i-1)-i} \pm h_{(i-1)-i});$$

– для наклонного участка с загруженными тележками

$$W_{(i-1)-i} = [q_o c_o + (q + q_m) c_m] (l'_{(i-1)-i} \pm h_{(i-1)-i}),$$

где $l_{(i-1)-i}$ – длина участка, м; $l'_{(i-1)-i}$ – проекция длины участка на горизонталь, м; $h_{(i-1)-i}$ – разность уровней начала и конца участка, м; i – индекс номера границы конца участка.

В уравнениях по расчету сопротивлений движению на наклонных участках знак «плюс» подставляется при движении с подъемом, знак «минус» – при спуске.

Натяжение тяговой цепи в конце характерного участка определяется по уравнениям, Н:

– для прямолинейного горизонтального участка

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1)-i};$$

– для горизонтального поворота

$$S_i = c_\alpha S_{i-1} + W_{(i-1)-i};$$

– для наклонного участка с включением двух вертикальных перегибов

$$S_i = c_\beta (c_\beta S_{i-1} + W_{(i-1)-i}),$$

где S_{i-1} – натяжение тяговой цепи в конце предыдущего участка, Н.

В случае если по ходу расчета натяжение тягового элемента оказывается меньше начального, принимаемого для исходной точки расчета S_1 , что возможно в конвейерах с пространственной трассой, то начинают новый тяговый расчет. Исходной точкой является зона, где натяжение имеет

наименьшее значение. В новой исходной точке натяжение тягового элемента принимается равным начальному. По направлению движения конвейера натяжение тягового элемента от новой исходной точки рассчитывается по вышеприведенным уравнениям, а натяжение против хода конвейера до зоны схода тягового элемента с приводом рассчитывается по перестроенным уравнениям:

- в начале горизонтального прямолинейного участка

$$S_{i-1} = S_i - W_{(i-1)-i};$$

- в начале горизонтального поворота

$$S_{i-1} = \frac{S_i}{c_\alpha} - W_{(i-1)-i};$$

- в начале наклонного участка с двумя вертикальными перегибами

$$S_{i-1} = \frac{\left(\frac{S_i}{c_\beta} - W_{(i-1)-i} \right)}{c_\beta}.$$

Проверка тягового элемента на прочность проводится по единой методике, общей для всех конвейерных транспортирующих устройств (см. п. 20.7).

Расчет привода проводится по результатам тягового расчета в соответствии с общими положениями. При горизонтальном расположении приводной звездочки в привод включается дополнительная коническая зубчатая передача (см. п. 20.8).

Натяжной механизм напольного конвейера должен обеспечить надежное взаимодействие захватов тягового элемента с тележками независимо от его удлинения. Такое условие выполняется только с использованием натяжных механизмов автоматического действия.

Из-за значительного шага захватов (тележек) ход натяжного механизма рассчитывается в зависимости от шага опорных кареток:

$$L_h = (0,6...1,2)t_k,$$

где большие значения применяются для протяженных конвейеров.

Пример. Рассчитать щелевой конвейер (см. рис. 27.2)

Задано: производительность $P_z = 40$ шт./ч, масса груза на тележке $m_{zp} = 120$ кг, минимальный шаг тележек $t_{min} = 5$ м, колеса с резиновым ободом. Условия работы средние.

Решение

1. Расчет параметров подвижной системы

Проектная производительность конвейера при запасе производительности $x = 1,2$ (принимаем), шт./ч,

$$P_{np} = xP_z = 1,2 \cdot 40 = 48.$$

Принимаем ориентировочный шаг захватов (тележек) при скорости движения $v = 0,1$ м/с, м,

$$t_{op} = \frac{3600v}{P_{np}} = \frac{3600 \cdot 0,12}{48} = 7,5.$$

Условие $t_{op} > t_{min}$ выполнено.

В качестве тяговой цепи выбираем пластинчатую цепь М28, тип 1 (ГОСТ 588 – 81) с характеристиками: $t_u = 0,08$ м; $m_u = 1,34$ кг/м; $S_p = 28$ кН.

По аналогии с подвесными грузонесущими конвейерами принимаем ориентированную массу каретки $m_k = 3$ кг, захвата с деталями крепления $m_3 = 0,5$ кг. Массу тележки принимаем $m_m = 0,2m_{zp} = 0,2 \cdot 120 = 24$ кг. Считая, что шаг кареток принимается $t_{k,p} \leq 0,9$ м, определим окончательный шаг кареток, кратный двойному шагу цепи, м,

$$A' = \frac{t_{k,p}}{2t_u} = \frac{0,9}{2 \cdot 0,08} = 5,62; \quad A = 5;$$

$$t_k = A \cdot 2t_u = 5 \cdot 2 \cdot 0,08 = 0,8.$$

Тогда шаг захватов (тележек), кратный шагу кареток, м,

$$B' = \frac{t_{op}}{t_k} = \frac{7,5}{0,8} = 9,37 \quad B = 9;$$

$$t = Bt_k = 9 \cdot 0,8 = 7,2.$$

Конструктивная производительность конвейера, шт./ч,

$$P_k = \frac{3600v}{t} = \frac{3600 \cdot 0,1}{7,2} = 50.$$

Действительный запас производительности конвейера

$$x = \frac{P_k}{P_z} = \frac{50}{40} = 1,25.$$

2. Выбор коэффициентов сопротивления движению

По табл. 27.1. для средних условий работы:

$$c_o = 0,025; \quad c_\alpha = 1,025 (\alpha = 90^\circ); \quad c_\alpha = 1,04 (\alpha = 180^\circ);$$

$$c_\beta = 1,012 (\beta \leq 20^\circ).$$

Для тележек с обрезиненным ободом $c_m = 0,016$.

3. Линейные нагрузки, Н/м:

– от транспортируемого груза

$$q = \frac{m_{ep}g}{t} = \frac{120 \cdot 9,81}{7,2} = 163,5;$$

– от подвижной системы с каретками, захватами и цепью

$$q_o = \left(m_u + \frac{m_k}{t_k} + \frac{m_3}{t} \right) g = \left(1,34 + \frac{3}{0,8} + \frac{0,5}{7,2} \right) 9,81 = 50,6;$$

– от тележек без груза

$$q_m = \frac{m_m g}{t} = \frac{24 \cdot 9,81}{7,2} = 32,7.$$

4. Тяговый расчет

Сопротивления движению на участках, Н,

$$\begin{aligned} W_2 &= [q_o c_o + (q + q_m) c_m] l_2 = \\ &= [50,6 \cdot 0,025 + (163,5 + 32,7) 0,016] 1 = 4,4; \end{aligned}$$

$$W_4 = W_6 = q_o c_o l_4 = 50,6 \cdot 0,025 \cdot 2 = 2,53;$$

$$\begin{aligned} W_8 &= [q_o c_o + (q + q_m) c_m] l_8 = \\ &= [50,6 \cdot 0,025 + (163,5 + 32,7) 0,016] 19 = 83,6; \end{aligned}$$

$$W_9 = W_{13} = q_m c_m l_{\Delta 9} = 32,7 \cdot 0,016 \cdot 0,78 = 0,41 (l_{\Delta} \approx \alpha R);$$

$$W_{10} = (q_o c_o + q_m c_m) l_{10} = (50,6 \cdot 0,025 + 32,7 \cdot 0,016) 35 = 62,3;$$

$$\begin{aligned} W_{11} &= (q_o c_o + q_m c_m) l_{11} - (q_o + q_m) h_{11} = \\ &= (50,6 \cdot 0,025 + 32,7 \cdot 0,016) 10 - (50,6 + 32,7) 2 = -148,8; \end{aligned}$$

$$W_{12} = (q_o c_o + q_m c_m) l_{12} = (50,6 \cdot 0,025 + 32,7 \cdot 0,016) 5 = 8,9;$$

$$\begin{aligned} W_{14} &= [q_o c_o + (q + q_m) c_m] l_{14} = \\ &= [50,6 \cdot 0,025 + (163,5 + 32,7) 0,016] 20 = 88; \end{aligned}$$

$$W_{15} = (q + q_m) c_m l_{\Delta 15} = (163,5 + 32,7) 0,016 \cdot 0,78 = 2,45;$$

$$\begin{aligned} W_{16} &= [q_o c_o + (q + q_m) c_m] l_{16} = \\ &= [50,6 \cdot 0,025 + (163,5 + 32,7) 0,016] 5 = 22; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
W_{17} &= [q_o c_o + (q + q_m) c_m] l_{17} + (q_o + q + q_m) h_{17} = \\
&= [50,6 \cdot 0,025 + (163,5 + 32,7) 0,016] 10 + (50,6 + 163,5 + 32,7) 2 = \\
&= 493,6;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
W_{18} &= [q_o c_o + (q + q_m) c_m] l_{18} = \\
&= [50,6 \cdot 0,025 + (163,5 + 32,7) 0,016] 35 = 154.
\end{aligned}$$

Задаваясь начальным напряжением в точке I контура $S_1 = S_{min} = 1500$ Н, определяем натяжения цепи во всех точках контура конвейера, Н,

$$S_2 = S_1 + W_2 = 1500 + 4,4 = 1504,4;$$

$$S_3 = c_\alpha S_2 = 1,025 \cdot 1504,4 = 1542;$$

$$S_4 = S_3 + W_4 = 1542 + 2,53 = 1544,53;$$

$$S_5 = c_\alpha S_4 = 1,04 \cdot 1544,53 = 1606,32;$$

$$S_6 = S_5 + W_6 = 1606,32 + 2,53 = 1608,85;$$

$$S_7 = c_\alpha S_6 = 1,025 \cdot 1608,85 = 1649,07;$$

$$S_8 = S_7 + W_8 = 1649,07 + 83,6 = 1732,67;$$

$$S_9 = c_\alpha S_8 + W_9 = 1,025 \cdot 1732,67 + 0,41 = 1776,4;$$

$$S_{10} = S_9 + W_{10} = 1776,4 + 62,3 = 1838,7;$$

$$S_{11} = c_\beta (c_\beta S_{10} + W_{11}) = 1,012 (1,012 \cdot 1838,7 - 148,8) = 1727,37.$$

Так как $S_{11} > S_{min}$ продолжаем расчет по основным уравнениям:

$$S_{12} = S_{11} + W_{12} = 1727,37 + 8,9 = 1736,27;$$

$$S_{13} = c_\beta S_{12} + W_{13} = 1,025 \cdot 1736,27 + 0,41 = 1778,03;$$

$$S_{14} = S_{13} + W_{14} = 1778,03 + 88 = 1866,03;$$

$$S_{15} = c_\beta S_{14} + W_{15} = 1,025 \cdot 1866,03 + 2,45 = 1915,13;$$

$$S_{16} = S_{15} + W_{16} = 1915,13 + 22 = 1937,13;$$

$$S_{17} = c_\beta (c_\beta S_{16} + W_{17}) = 1,012 (1,012 \cdot 1937,13 + 493,6) = 2476,6;$$

$$S_{18} = S_{17} + W_{18} = 2476,6 + 154 = 2630,6;$$

$$S_{18} = S_{h\bar{o}} = S_{max}; \quad S_1 = S_{c\bar{o}}; \quad S_4 = S'_{h\bar{o}}; \quad S_5 = S'_{c\bar{o}}.$$

5. Проверка цепи на прочность
Допускаемая на цепь нагрузка, Н,

$$S_{don} = \frac{S_p}{y} = \frac{28000}{8} = 3500.$$

$S_{max} < S_{don}$ – цепь условию прочности удовлетворяет.

6. Расчет привода

Тяговое усилие на приводной звездочке, Н,

$$W_o = (S_{h\bar{b}} - S_{c\bar{b}}) + k_n (S_{h\bar{b}} + S_{c\bar{b}}) = \\ = (2630,6 - 1500) + 0,04(2630,6 + 1500) = 1295,24.$$

Мощность приводного электродвигателя, кВт,

$$N'_{ЭД} = \frac{W_o \cdot v}{1020 \eta_{np}} = \frac{1295,24 \cdot 0,1}{1020 \cdot 0,8} = 0,158.$$

По мощности $N'_{ЭД}$ выбираем электродвигатель (ГОСТ 19523 – 81) 4А71В8У3 с характеристиками: $N_{ЭД} = 0,25$ кВт; $n_{ЭД} = 680$ мин⁻¹; $I_p = 1,85 \cdot 10^{-3}$ кг·м²; $[\psi] = 1,6$; $d = 19$ мм.

При проектировании приводного механизма необходимо учесть коническую зубчатую пару, обеспечивающую передачу крутящего момента от выходного горизонтального вала редуктора на вертикальный приводной вал:

$$u'_o = u_p u_{к.з.н.}$$

Расчетная частота вращения звездочки при $z_{3\bar{b}} = 18$ и $t_u = 0,08$ мин⁻¹

$$n_{3\bar{b}} = \frac{60v}{t_u z_{3\bar{b}}} = \frac{60 \cdot 0,01}{0,08 \cdot 18} = 4,16$$

Передаточное число приводного механизма

$$u'_o = \frac{n_{ЭД}}{n_{3\bar{b}}} = \frac{680}{4,16} = 163,46.$$

Используя в приводном двухступенчатый цилиндрический редуктор с $u_p = 40$, рассчитаем передаточное число конической зубчатой передачи:

$$u_{к.з.н.} = \frac{u'_o}{u_p} = \frac{163,46}{40} \approx 4.$$

Максимальный крутящий момент на выходном валу редуктора, Н·м,

$$T_{max} = \frac{\left(9550 \frac{N_{\text{ЭД}}}{n_{\text{ЭД}}}\right) u_p}{\eta_p} = \frac{\left(9550 \frac{0,25}{680}\right) 40}{0,9} = 156.$$

По передаточному числу редуктора $u_p = 40$ и максимальному моменту выбираем редуктор (ГОСТ 20758 – 75) Ц2У-100 с номинальном крутящим моментом на тихоходном валу $T = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

7. Выбор типа и расчет натяжного устройства

Учитывая малую протяженность конвейера, ход натяжного механизма пружинно-винтового типа, м,

$$L_h = 0,6t_k = 0,6 \cdot 0,8 = 0,48.$$

Нагрузка на пружину, Н,

$$F_h = (S'_{hб} + S'_{cб} + T)k_e = (1544,53 + 1606,32 + 200)1 = 3350.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Каковы особенности устройства напольного (щелевого) конвейера?

Какие линейные нагрузки в напольном конвейере?

Какой тип натяжного механизма применяется в напольном конвейере и почему?

28. КОНВЕЙЕРЫ БЕЗ ТЯГОВОГО ЭЛЕМЕНТА. ПОДВЕСНЫЕ ВИНТОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

28.1. Общие сведения

Подвесные винтовые конвейеры относятся к устройствам непрерывного транспорта без тягового элемента. Они применяются для транспортировки легких грузов в подвешенном состоянии (швейные изделия, коробки). Винтовые подвесные конвейеры просты по устройству и надежны в работе. Трасса конвейера может быть прямолинейной горизонтальной или наклонной, а также может включать участки горизонтальных поворотов. Скорость винтовых конвейеров не превышает $v = 0,2 \text{ м/с}$, масса груза на подвеске не превышает $m_{gp} = 2...3 \text{ кг}$.

28.2. Конструктивные особенности

Конструктивным признаком подвесного винтового конвейера (*рис. 28.1*) является перемещение груженесущих подвесок с фигурным захватом 2 по вращающемуся винту 1, поддерживаемому разрезными подшипниками скольжения 3, которые закрепляются на подвесной раме 4. Груженесущая подвеска фигурным захватом попадает между витками винта и опирается на его

внутренний диаметр, т. е. работа конвейера осуществляется аналогично паре винт-гайка. При вращении винт опирается на подшипники наружным диаметром. Для прохода захвата между вкладышем подшипника имеется щель. Для уменьшения массы винта его изготавливают из трубы. Проволока, навиваемая на трубу с заданным шагом (0,03 - 0,075 м), закрепляется с помощью сварки и выполняет роль витков. Подвеска и съем грузонесущих захватов может осуществляться по всей длине винта, за исключением зон установки подшипника. В случае если грузонесущие подвески предназначены для движения по замкнутому контуру без съема винта, конвейер выполняется из двух винтов со встречным движением подвесок. Переход захватов с винта на винт осуществляется благодаря разности уровня начала и конца винта криволинейным наклонными направляющими. Горизонтальные повороты на конвейере могут осуществляться с помощью отрезка каната (стального, синтетического). Привод винта может устанавливаться в торцевой части конвейера или в любом месте по длине винта, когда последний приводится в движение при помощи обрезиненных роликов. Частота вращения винта не превышает $n_e = 150...200$ мин⁻¹.

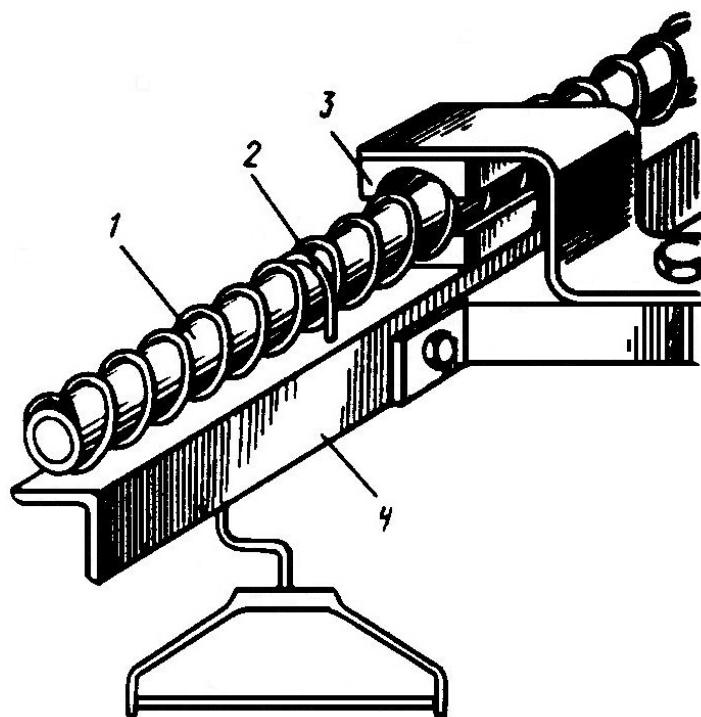


Рис.28.1. Устройство винтового подвесного конвейера

28.3. Проектный расчет

Проектный расчет включает следующие операции:

составление схемы конвейера;

определение ориентировочного шага груза (подвесок);

выбор параметров винта;

определение шага подвесок;

определение линейных нагрузок;
определение частоты вращения винта;
расчет привода;
уточнение производительности.

Ориентировочный шаг грузонесущих подвесок определяется с учетом запаса производительности при заданной (принимаемой) скорости перемещения подвесок (см. п. 20.5).

Винт конвейера изготавливается из трубы ($D_h = 40\ldots100$ мм), на которую навивается проволока диаметром 4 - 6 мм с шагом $t_h = 30\ldots75$ мм.

Наружный диаметр винта

$$D_{e.h} = D_h + 2d_{np},$$

где d_{np} – диаметр проволоки, мм.

Масса 1 м винта определяется по формуле

$$m_e = m_{mp} + m_{np}l_{np},$$

где m_{mp} – масса 1 м трубы, кг/м; l_{np} – длина проволоки на трубе длиной 1 м;
 m_{np} – масса 1 м проволоки, кг/м.

Длина проволоки на трубе 1 м

$$l_{np} = \frac{\pi d_{cp}}{t_{нав}} = \pi d_{cp} z.$$

Уточненный шаг груза принимается в соответствии с величиной минимального шага $t \geq t_{min}$, м,

$$t_{min} = l_{zp} + (0,1\ldots0,15)$$

где l_{zp} – размер груза по длине конвейера, м.

Линейные нагрузки разделяются на полезную (от массы груза) и от системы конвейера, включающую массу винта, и грузонесущих подвесок, Н/м,

$$q = \frac{m_{zp}g}{t};$$

$$q_e = m_e g;$$

$$q_n = \frac{m_n g}{t},$$

где m_{zp} – масса груза на подвеске, кг; $g = 9,81$ м/с²; m_n – масса грузонесущей подвески (0,3 - 3) кг.

Частота вращения винта, необходимая для получения заданной скорости движения подвесок, зависит от шага винтовой канавки, мин⁻¹,

$$n_e = \frac{60v}{t_h},$$

где v – скорость движения подвесок, м/с; t_h – шаг винта, м.

Приводной механизм, устанавливаемый в торцевой части конвейера для вращения винта через соединительную муфту, состоит из электродвигателя со встроенным редуктором (мотор-редуктор) или из электродвигателя с редуктором общего назначения (при необходимости вводятся одна или две дополнительные передачи).

Приводной механизм горизонтального конвейера длиной l должен преодолеть моменты сопротивления вращению в парах винт - подшипник T_{on} , винт - грузонесущая подвеска T_{en} , Н·м,

$$T_{on} = \frac{(q + q_e + q_n)lfD_e}{2};$$

$$T_{en} = \frac{(q + q_e)lf_1d}{2},$$

где l – длина конвейера, м; f – коэффициент трения в паре винт - подшипник (0,08 - 0,12); f_1 – коэффициент трения в паре винт - подвеска (0,15-0,2).

На холостом участке (конвейере возврата подвесок) величина линейной нагрузки $q = 0$.

По суммарной величине моментов сопротивления вращению винта определяется расчетная мощность приводного электродвигателя, кВт,

$$N'_{ЭД} = \frac{T_c \cdot n_e}{9550\eta_{np}},$$

где $T_c = T_{on} + T_{en}$ – суммарный момент сопротивления вращению винта; η_{np} – КПД приводного механизма (0,8 - 0,85).

Пример. Рассчитать подвесной винтовой конвейер.

Задано: конвейер предназначен для транспортировки швейных изделий (мужское пальто) массой $m_{zp} = 2$ кг, производительностью $P_z = 50$ шт./ч.

Длина конвейера $L_k = 6$ м.

Решение

1. Определение ориентировочного шага подвесок

Принимая коэффициент запаса производительности $x = 1,5$, определяем проектную производительность конвейера, шт./ч,

$$P_{np} = xP_z = 1,5 \cdot 50 = 75.$$

Принимаем ориентировочный шаг грузонесущих подвесок при скорости движения $v = 0,1$ м/с, м,

$$t_{op} = \frac{3600v}{P_{np}} = \frac{3600 \cdot 0,1}{75} = 4,8.$$

Принимаем $t = t_{op}$.

Цикл прохождения подвесок, с,

$$t_u = \frac{t}{v} = \frac{4,8}{0,1} = 48.$$

2. Выбор параметров винта

Для изготовления винта выбираем тонкостенную бесшовную стальную трубу (ГОСТ 8734 – 75) с наружным диаметром $D_h = 50$ мм, толщиной стенки $\delta = 3$ мм и стальную проволоку (ГОСТ 3282 – 46) диаметром $d_{np} = 5$ мм и массой 1 м $m_{np} = 0,154$ кг.

Масса 1 м трубы, кг,

$$m_{mp} = 0,024\delta(D_h - \delta) = 0,024 \cdot 3(50 - 3) = 3,32.$$

Длина проволоки, навиваемой на 1 м трубы с шагом $t_h = 40$ мм, м,

$$l_{np} \approx \frac{\pi(D_h + d_{np})}{t_h} = \frac{3,14(50 + 5)}{40} = 4,32.$$

Суммарная масса винта 1 м винта, кг,

$$m_e = m_{mp} + m_{np}l_{np} = 3,32 + 4,32 \cdot 0,154 = 3,98.$$

Наружный (опорный) диаметр винта, мм,

$$D_{e.h} = D_h + 2d_{np} = 50 + 2 \cdot 5 = 60.$$

3. Линейные нагрузки, Н/м:

– линейная нагрузка от винта на опорные подшипники

$$q_o = m_e g = 3,98 \cdot 9,81 = 39,09.$$

Принимая массу подвески (плечики с захватом) $m_n = 0,5$ кг, определяем линейную нагрузку от подвесок

$$q_n = \frac{m_n g}{t} = \frac{0,5 \cdot 9,81}{4,8} = 1,02;$$

– линейная нагрузка от перемещаемого груза

$$q = \frac{m_{ep} g}{t} = \frac{2 \cdot 9,81}{4,8} = 4,08.$$

4. Частота вращения винта

При скорости перемещения подвесок по винту $v = 0,1$ м/с, необходимая частота вращения винта, мин⁻¹,

$$n_e = \frac{60v}{t_H} = \frac{60 \cdot 0,1}{0,04} = 150.$$

5. Расчет привода

Суммарный момент сопротивления вращению винта на опорах и в парах винт - подвеска, Н·м,

$$\begin{aligned} T_c &= T_{on} + T_{en} = \frac{(q + q_e + q_n)l \cdot f \cdot D_e}{2} + \frac{(q + q_e)l \cdot f_1 \cdot d}{2} = \\ &= \frac{(4,08 + 1,02 + 32,09)60 \cdot 0,1 \cdot 0,06}{2} + \frac{(4,08 + 1,02)60 \cdot 0,15 \cdot 0,05}{2} = \\ &= 9,09. \end{aligned}$$

Мощность приводного электродвигателя, кВт,

$$N'_{ЭД} = \frac{T_c \cdot n_e}{9550 \eta_{np}} = \frac{9,09 \cdot 150}{9550 \cdot 0,8} = 0,178.$$

По требуемой мощности выбираем электродвигатель (ГОСТ 19523 – 81) типоразмера 4АА63ВУ3 с характеристиками: $N_{ЭД} = 0,25$ кВт;

$n_{ЭД} = 890$ мин⁻¹; $I_p = 2,15 \cdot 10^{-3}$ кг·м²; $[\psi] = 2$; $d = 14$ мм.

Расчетное передаточное число приводного механизма

$$u'_o = \frac{n_{ЭД}}{n_e} = \frac{890}{150} = 5,93.$$

По крутящему моменту на выходном валу редуктора $T = T_c$ и передаточному числу $u'_o = 5,93$ выбираем одноступенчатый цилиндрический редуктор (ГОСТ 21426 – 75) типоразмера ЦУ-100 с номинальным моментом $T = 250$ Н·м и передаточным числом $u_p = 6,3$.

Учитывая, что величина передаточного числа редуктора несколько больше расчетного значения, определяем частоту вращения вала, скорость перемещения грузов, производительность конвейера:

$$n_e = \frac{n_{ЭД}}{u_p} = \frac{890}{6,3} = 141,2 \text{ мин}^{-1};$$

$$v = \frac{n_e t_H}{60} = \frac{141,2 \cdot 0,04}{60} = 0,094 \text{ м/с};$$

$$P_k = \frac{3600v}{t} = \frac{3600 \cdot 0,094}{4,8} = 70,5 \text{ им./ч};$$

$$P_k > P_z.$$

$$\text{Запас производительности конвейера } x = \frac{P_k}{P_z} = \frac{70,5}{50} = 1,41.$$

Цикл прохождения подвесок, с,

$$t_u = \frac{t}{v} = \frac{4,8}{0,094} = 51.$$

Полученные данные удовлетворяют исходным условиям.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Каково назначение подвесных винтовых конвейеров?

Как изготавливаются винт и опорные подшипники винта?

От чего зависит частота вращения винта?

Из каких моментов сопротивления вращению складывается суммарный момент, необходимый для привода конвейера?

29. ЛИФТЫ

29.1. Классификация лифтов

Лифтом называется транспортное средство прерывного действия, предназначенное для подъема и спуска людей (грузов) с одного уровня на другой и имеющее кабину (платформу), которая перемещается по жестким вертикальным направляющим, установленным в шахте, снабженной на посадочных (загрузочных) площадках запирающими дверями.

В зависимости от назначения лифты разделяются на следующие виды:

- пассажирские, предназначенные для транспортировки людей (в этих лифтах разрешается перевозка ручного багажа и вещей домашнего обихода);

- грузопассажирские, предназначенные для транспортировки людей и грузов (они отличаются от пассажирских более низким качеством внешней отделки кабины);

- больничные – для транспортировки больных в больничных транспортных средствах с сопровождающим персоналом (эта категория лифтов имеет ряд технических характеристик, отличающихся от пассажирских лифтов, и поэтому выделяется особо);

- грузовые с проводником – для транспортировки груза и сопровождающих его лиц (они должны отвечать всем правилам безопасности, относящимся к пассажирским лифтам);

– грузовые без проводника – для транспортировки только грузов (они оборудуются только наружным управлением и перемещение людей в них не допускается;

– грузовые малые – грузовые без проводника грузоподъемностью до 1600 Н включительно, у которых площадь пола кабины не более 1 м (в зависимости от места установки они подразделяются на библиотечные, магазинные, кухонные и т. д.).

29.2. Устройство лифта

Наиболее часто встречающийся в практике лифтостроения пассажирский лифт, устанавливаемый в административно-жилищных зданиях, показан на *рис. 29.1.*

Основной частью лифта является подъемный механизм (лебедка) 2, который посредством подъемных канатов 3 перемещает кабину 4 по высоте шахты 16, оборудованной со стороны этажных площадок 15 дверями 9 шахты.

Для уравновешивания кабины и части полезного груза, находящегося в ней, предусмотрен противовес 10.

Внутри шахты крепятся направляющие 6 кабины и направляющие 7 противовеса, обеспечивающие совместно с башмаками, установленными в верхних и нижних частях каркасов кабины и противовеса, направленное движение кабины и противовеса в вертикальной плоскости.

При возникновении аварийных ситуаций (скорость перемещения кабины выше предельного значения, обрыв или чрезмерное ослабление подъемных канатов) срабатывают ловители, установленные в кабине. Захватывая направляющие, ловители прочно удерживают на них кабину.

Срабатывание ловителей при превышении допустимого значения скорости движения кабины обеспечивается ограничителем скорости 1 с канатом 11 ограничителя скорости и натяжным устройством 14.

Положение кабины в шахте определяется отводкой, воздействующей на этажные переключатели, которые размещены в шахте на этажных остановках.

Со стороны этажных площадок кабина 4 оборудована дверями 5, приводимыми в действие механизмом открывания.

Для ограничения перемещения кабины и противовеса вниз предусмотрены буферные устройства 12 и 13, жестко закрепляемые в приемке шахты.

Подъемный механизм 2, ограничитель скорости 1 и станция управления 17 размещены в машинном помещении 18.

Если машинное помещение располагается в нижней части шахты лифта, то над шахтой помещается блочное помещение, в котором устанавливается ограничитель скорости и отводные блоки.

Для электрической связи аппаратов кабины с неподвижными аппаратами, расположенными в шахте и машинном помещении, используются

электропроводка, расположенная по стволу шахты, и гибкий подвесной кабель 8, закрепленный на кабине в нижней ее части.

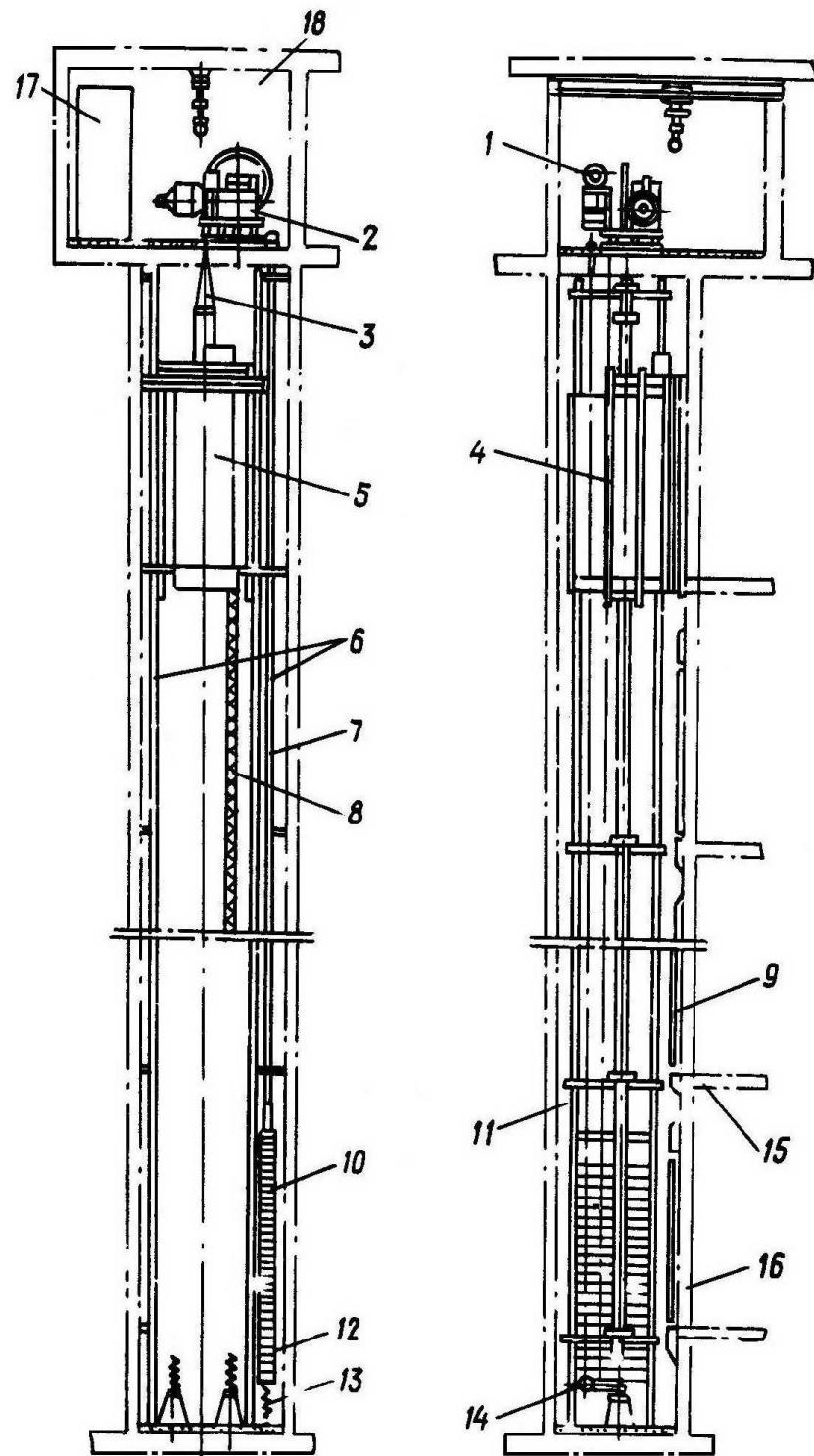


Рис. 29.1. Общий вид пассажирского лифта

29.3. Кинематические схемы лифтов

Кинематической схемой лифта называют принципиальную схему взаимодействий подъемного механизма с кабиной и противовесом.

На рис. 29.2 изображены наиболее часто встречающиеся принципиальные кинематические схемы лифтов.

На рис. 29.2, а, б показаны схемы лифтов с барабанным приводом и нижним расположением машинного помещения. Такие схемы применяются в случаях, когда невозможно или нецелесообразно устраивать машинное помещение над шахтой.

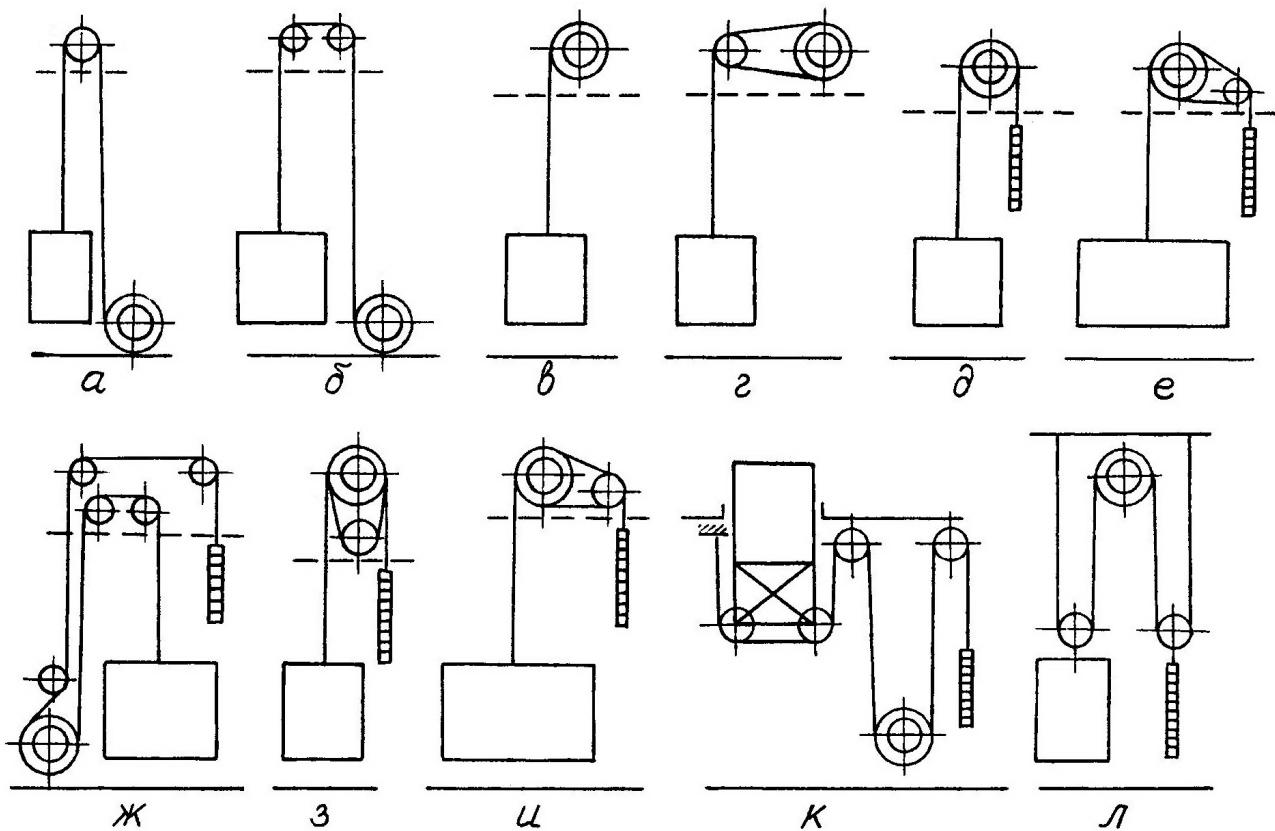


Рис. 29.2. Кинематические схемы лифтов

Лифты с барабанным приводом и верхним размещением лебедки (рис. 29.2, в, г) более просты по устройству и отличаются большим сроком службы, так как требуют вдвое меньшей длины канатов и меньшего числа их перегибов.

Отсутствие в схемах (29.2, а, б, в, г) противовеса, уравновешивающего массу кабины и частично массу полезной нагрузки, вызывает увеличение мощности привода и повышение расхода энергии при эксплуатации. Кроме того, при значительной высоте обслуживающего помещения приходится использовать недопустимо большой длины барабан, либо применять специальные устройства для многослойной укладки каната на барабане.

Вследствие названных недостатков лифты с барабанным приводом применяются либо при небольшой высоте подъема, либо при невозможности реализации схемы лифта с канатоведущим шкивом, наиболее широко применяемой в практике лифтостроения.

Привод с канатоведущим шкивом используется в схемах, показанных на рис. 29.2, *д*, *е*, *ж*, *з*, *и*, *к*, *л*. В таких лифтах несущие канаты одним концом крепятся к кабине, а другим – к противовесу, а тяговое усилие создается за счет силы трения между канатами и ручьями канатоведущего шкива.

Тяговое усилие на канатоведущем шкиве существенно зависит от угла обхвата шкива канатом. Для увеличения тягового усилия применяют контршкивы по схеме рис. 29.2, *а* в случае когда контршкивы одновременно выполняют функции отклоняющего блока, используют схему, показанную на рис. 29.2, *и*. На рис. 29.2, *к* показана схема выжимного лифта (аналогично выполнена и схема тротуарного лифта), а на рис. 29.2, *л* – грузового лифта с полиспастной подвеской кабины и противовеса, позволяющей существенно увеличить грузоподъемность лифта при неизменном тяговом усилии лебедки.

В пассажирских лифтах чаще всего применяют кинематическую схему, аналогичную изображенной на рис. 29.2, *д*.

29.4. Параметры лифтов

Основными параметрами лифтов являются грузоподъемность, скорость, ускорение (замедление) кабины, точность остановки кабины на уровне этажной площадки.

Номинальной грузоподъемностью лифта называют массу наибольшего груза, на транспортировку которого лифт рассчитан. В величину номинальной грузоподъемности не включают массу кабины и всех устройств, постоянно расположенных в ней.

Номинальная грузоподъемность пассажирского лифта должна определяться по принципу свободного заполнения, исходя из полезной площади пола кабины.

Грузоподъемность лифтов в целях сокращения типоразмеров регламентируется стандартами и техническими условиями.

Так, в соответствии с ГОСТ 5746 – 67 и ГОСТ 13023 – 85 грузоподъемность пассажирских лифтов составляет: обычных – 3,2; 5,0 и 10,0 кН, скоростных – 10,0 и 16,0 кН. Грузоподъемность больничного лифта в соответствии с ГОСТ 8822 – 85 составляет 50 кН.

Грузоподъемность грузовых лифтов регламентируется ГОСТ 8823 – 85, ГОСТ 8824 – 84 следующим образом: лифты общего назначения должны иметь грузоподъемность 5,0; 10,0; 20; 32; 50 кН, лифты малые – 1,0 и 1,6 кН.

При определении номинальной грузоподъемности масса человека принимается равной 80 кг.

Номинальной скоростью лифта называется скорость движения кабины, на которую рассчитан лифт при работе в номинальных условиях. По скорости движения кабин пассажирские лифты разделяются на обычные (скорость до 1,4) и скоростные (скорость 2 м/с и более). Номинальная скорость движения грузовых лифтов – 0,15 - 0,5 м/с.

Предельной скоростью лифта является скорость кабины (противовеса), при достижении которой должны срабатывать аварийные устройства. Предельная скорость регламентируется "Правилами устройства и безопасной эксплуатации лифтов" и должна находиться в пределах 1,15 - 1,4 м/с от номинальной скорости лифта, причем верхняя граница диапазона устанавливается в зависимости от величины номинальной скорости.

Ревизионной скоростью лифта называется скорость кабины, при которой обслуживающий персонал осматривает оборудование, размещенное в шахте лифта. Ревизионная скорость для лифтов с номинальной скоростью более 0,1 м/с должна быть не более 0,36 м/с. Если привод лифта с номинальной скоростью до 0,7 м/с не обеспечивает пониженную скорость (0,36 м/с), то допускается проведение ревизии по номинальной скорости, но только при движении кабины вниз.

Ускорение (замедление) кабины, возникающее при пуске (остановке) лифта, может отрицательно воздействовать на организм человека, находящегося в лифте. Величина допускаемых ускорений ограничивается Правилами, следующими наибольшими значениями при нормальной остановке лифта (по прибытии кабины на требуемую этажную остановку: для всех лифтов, кроме больничного – 2 м/с², для больничного лифта – 1 м/с²).

В экстренных случаях (остановка от кнопки "Стоп") ускорение не должно превышать 3 м/с², а в аварийных случаях (посадка кабины на ловители или буфера) – не более 25 м/с².

Точность остановки кабины характеризуется величиной отклонения уровня пола кабины при ее остановке от уровня этажной площадки. Величиной, определяющей точность остановки кабины, называют полуразность между длинами путей торможения порожней и нагруженной кабин. Точность остановки при движении кабины вверх и вниз различна.

Точность остановки кабины регламентируется Правилами и должна выдерживаться в пределах, не превышающих:

для грузовых лифтов, загружаемых посредством напольного транспорта и для больничных – ± 15 мм;

для остальных лифтов – ± 50 мм.

Требуемая точность остановки обеспечивается, как правило, применением двухскоростных лебедок лифта. При этом на определенном расстоянии от уровня требуемой остановки электродвигатель автоматически переключается на меньшую скорость, затем по сигналу от датчика точной остановки он отключается и накладывается механический тормоз.

29.5. Подъемные механизмы лифта

Подъемный механизм (лебедка) предназначен для подъема и опускания кабины с остановкой на соответствующих этажах обслуживаемого помещения. Механизм подъема размещается в машинном помещении, находящимся в нижней (см. рис. 29.2, а, б) или верхней (см. рис. 29.2, в, г) части шахты.

В тихоходных лифтах в качестве привода (рис. 29.3, а) используют высокоскоростные электродвигатели 3, а для получения небольших скоростей вращения канатоведущего органа 1 применяют червячные редукторы 2.

В скоростных лифтах применяют безредукторные лебедки (рис. 29.3, б), в которых канатоведущий орган 1 соединяется муфтой 2 с валом электродвигателя постоянного тока 3, имеющего широкий диапазон регулирования скорости вращения.

Безредукторные лебедки более совершенны и отличаются сложными системами управления, что удорожает их обслуживание.

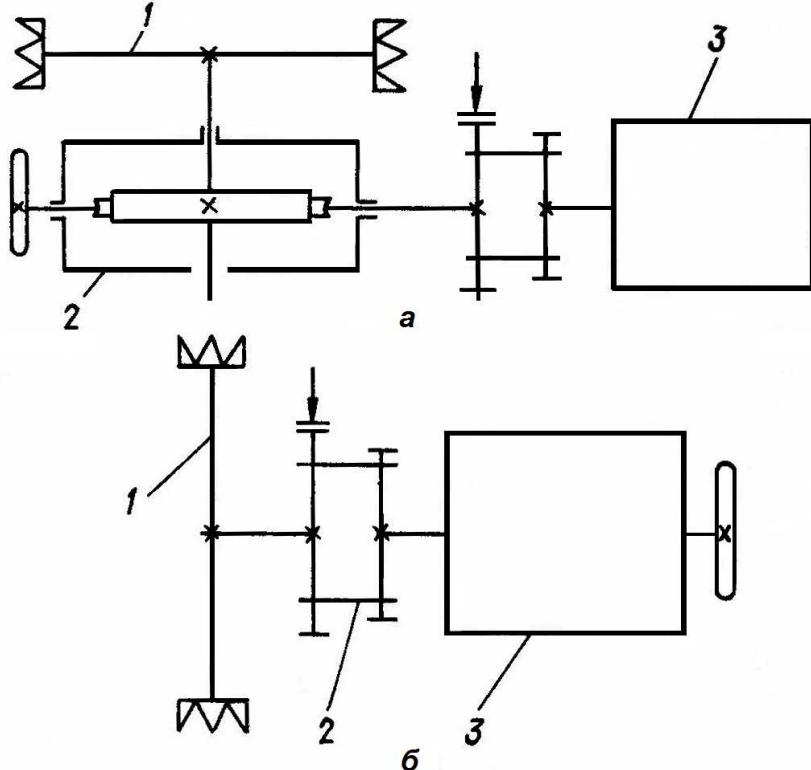


Рис. 29.3. Схема лебедки лифта: а – тихоходного; б – быстроходного

Наиболее распространены редукторные лебедки (рис. 29.4), у которых канатоведущий шкив наложен консольно на конец выходного вала редуктора.

В состав лебедки входят редуктор 1, к которому крепится фланцевый электродвигатель 4, тормоз 5 с тормозным электромагнитом 6 и канатоведущий шкив 7, закрепленный на выходном валу редуктора 1. На червячном валу редуктора с противоположной от электродвигателя стороны закреплен штурвал 8 для приведения в действие лифта вручную. Подъемные канаты лифта помещены в ручьи канатоведущего шкива. Редуктор укреплен на раме 3, которая через резиновые амортизаторы опирается на подрамник 9, закрепленный, в свою очередь, на основании машинного помещения.

Для монтажа лебедки с рамой используются домкраты 10. Лебедки в зависимости от номинальной скорости лифта выполняют как с односкоростным электродвигателем, так и с двухскоростным, обеспечивающим номинальную и остановочную скорости.

Лебедки в зависимости от вида канатоведущего органа могут быть барабанного типа или с канатоведущим шкивом.

Барабаны лифтовых лебедок бывают чугунные или стальные. Рабочая часть барабана должна иметь нарезанные по винтовой линии канавки (ручьи), обеспечивающие укладку каната на барабан без трения о соседние витки.

Крепление концов канатов на барабане должно быть жестким и надежным.

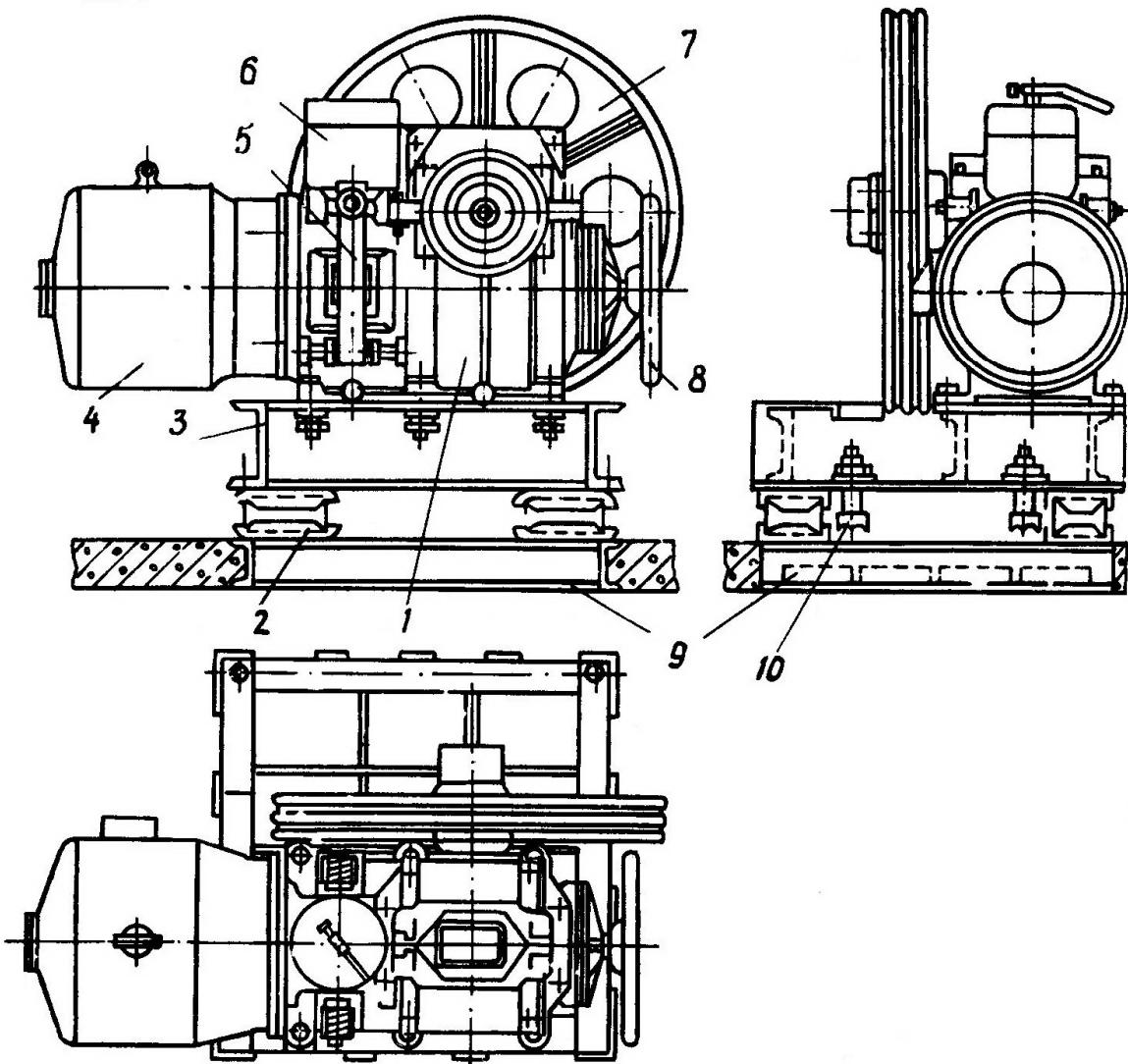


Рис. 29.4. Лебедка с консольно расположенным канатоведущим шкивом

Канатоемкость барабана должна обеспечивать укладку не менее полутора запасных витков каждого закрепленного на барабане каната при низших рабочих положениях кабины или противовеса, не считая витков, находящихся под зажимным устройством.

Канатоведущий шкив (рис. 29.5) представляет собой колесо, на ободе которого сделаны ручьи для укладки на них канатов.

Сила трения между канатом и ручьем шкива определяется углом обхвата канатом шкива, профилем ручья и величиной коэффициента трения между канатом и поверхностью ручья.

Поскольку в лебедке изнашиваются главным образом ручьи шкива, то его обод 1 часто делают съемным (рис. 29.5, б), что позволяет ускорить процесс восстановления рабочего состояния лифта.

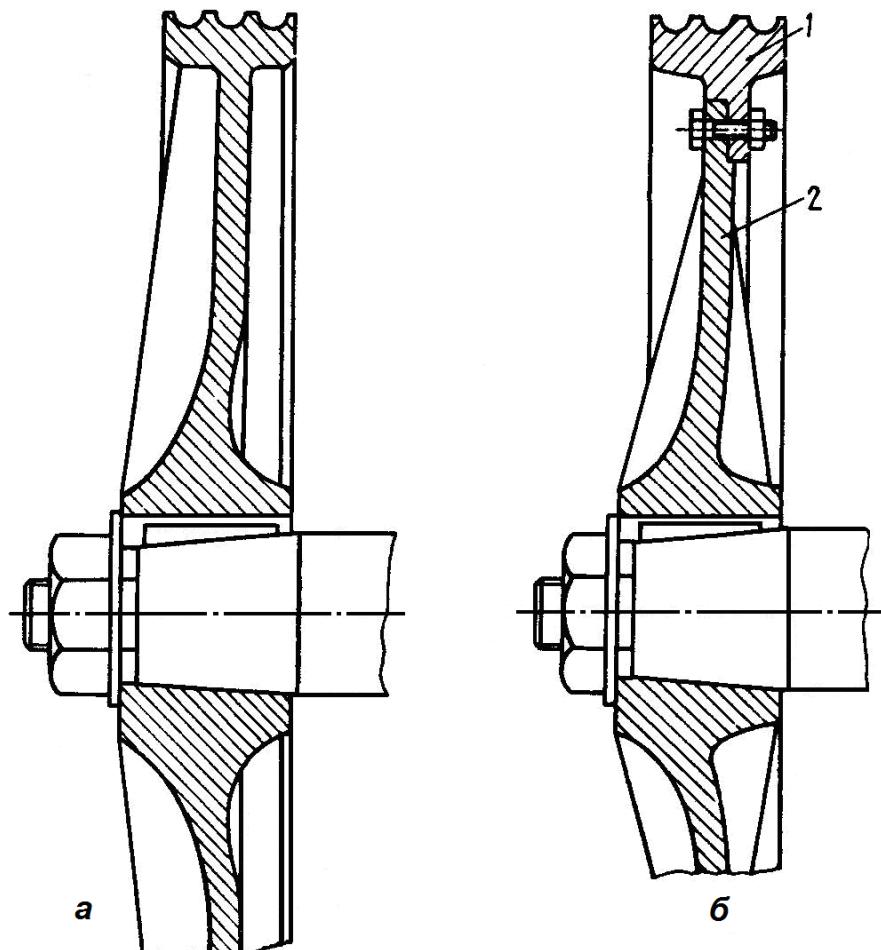


Рис. 29.5. Канатоведущий шкив: а – цельный; б – со съемным ободом

Величина диаметра канатоведущего органа сильно влияет на срок эксплуатации канатов и износ ручьев барабанов и шкивов. Наименьший допускаемый диаметр барабана, канатоведущего шкива или блока регламентируется Правилами и определяется по формуле

$$D \geq d \cdot e,$$

где D – диаметр барабана, канатоведущего шкива или блока, измеряемый по дну ручья, мм;

d – диаметр каната, мм;

e – коэффициент, который в зависимости от назначения лифта или блока выбирается по таблицам Правил. Наименьшее допустимое значение коэффициента e составляет

- для пассажирских и грузовых лифтов с проводником при $v_{nom} > 1,4$ м/с
- 45, а при $v_{nom} \leq 1,4$ м/с – 40;

– для грузовых без проводника и малых лифтов – 30.

Соотношение диаметров канатов и блоков, огибаемых канатом ограничителя скорости и уравновешивающими канатами, также регламентировано Правилами.

Тормоз лебедки предназначен для остановки и удерживания кабины лифта при выключенном электродвигателе лебедки.

Лебедка лифта должна быть оборудована тормозом нормально замкнутого типа, автоматически замыкающимся при отключении электропривода.

В лифтах наиболее широко применяют двухколодочные тормоза; использование ленточных тормозов не допускается. При замыкании тормоза колодки воздействуют на тормозной шкив, закрепленный на входном валу редуктора (см. *рис. 29.4*), имеющим неразмыкаемую кинематическую связь с канатоведущим органом, располагаемом на выходном валу редуктора.

В качестве тормозного шкива используется одна из полумуфт (установленная на входном валу) неразъемлемой упруго-пальцевой муфты. Они компенсируют некоторые неточности установки валов (перекосы до 1°) и радиальные смещения валов (0,2 - 0,3 мм), а также за счет использования упругого элемента снижают шум и динамические нагрузки во время работы.

29.6. Кабина лифта

Кабиной лифта называется конструкция, в которой перемещаются люди или грузы.

На *рис. 29.6* изображена кабина пассажирского лифта с распашными дверями, открываемыми вручную.

Кабина состоит из каркаса 8, щитов ограничителя 7, потолочного перекрытия, подвижного пола 10 и дверных створок 6. На кабине установлены: балансирная подвеска 2, башмаки скольжения 11, ловители 9 с приводом к ним, комбинированная отводка 1, отводка 4 ригельного замка двери шахты, индуктивный датчик 3.

Каркас кабины 8 представляет собой пространственную металлоконструкцию, к которой крепятся щиты ограждения 7, образующие закрытое помещение. На нижней горизонтальной раме каркаса устанавливается неподвижный или подвижный пол.

Подвижный пол выполняется из одного щита и должен опускаться при наличии в любой точке его груза более 1,5 кН. При опускании пол через рычажную систему действует на подпольное контактное устройство. При этом отключаются кнопки вызова на этажных площадках и включается блокировочное устройство, исключающее возможность движения кабины при незакрытых дверях. Если кабина не загружена, пол под действием пружины

поднимается, переключая контакты, и кабина может перемещаться по вызову и с открытыми дверями.

Если полезная площадь пола кабины при заданной грузоподъемности лифта превышает нормативную более чем на 20 % у лифтов с площадью пола до $1,6 \text{ м}^2$ и более чем на 10 % у лифтов с площадью пола более $1,6 \text{ м}^2$, то кабина лифта должна оборудоваться ограничителем загрузки (грузоподъемности). Ограничитель загрузки, которым оборудуются пассажирские лифты, должен предотвращать пуск электродвигателя лебедки при перегрузке кабины.

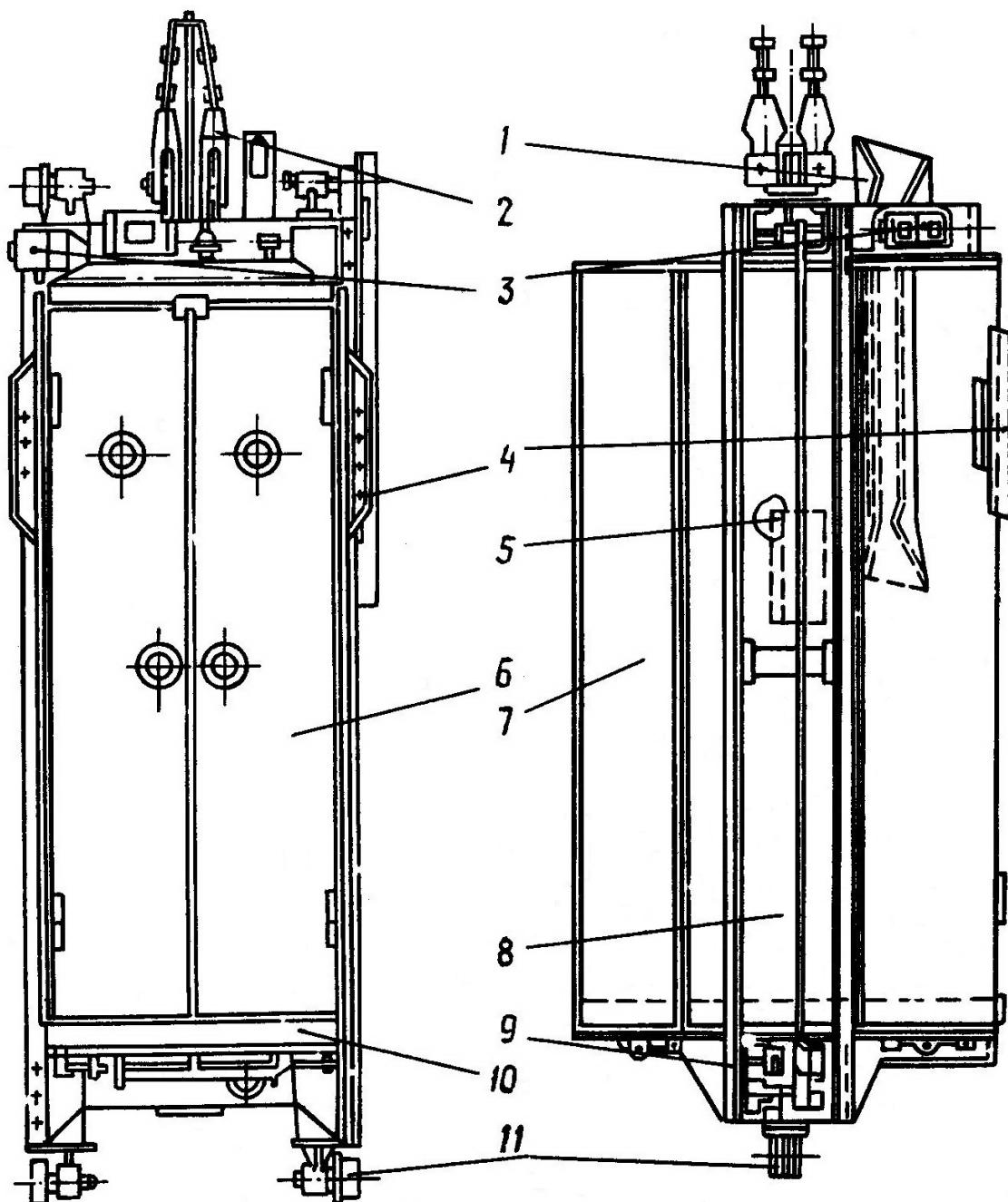


Рис. 29.6. Кабина лифта

29.7. Балансирующая подвеска

Подвеской называется устройство, посредством которого несущие канаты надежно крепятся к кабине и противовесу, а также обеспечивается одинаковое натяжение всех канатов.

По числу канатов, на которых подвешивают кабину или противовес, подвески подразделяются на одно-, двух-, трех- и многоканатные.

Подвески бывают также полиспастные и бесполиспастные. Полиспастные подвески применяют в выжимных и тротуарных лифтах, а также в случаях, когда нагрузка от кабины и противовеса настолько велика, что вызывает необходимость использования либо канатов большого диаметра, либо большого числа канатов.

Бесполиспастные подвески, в свою очередь, подразделяются на балансирующие (рычажные) и пружинные.

Наиболее широко используемая в лифтах балансирующая подвеска изображена на рис. 29.7.

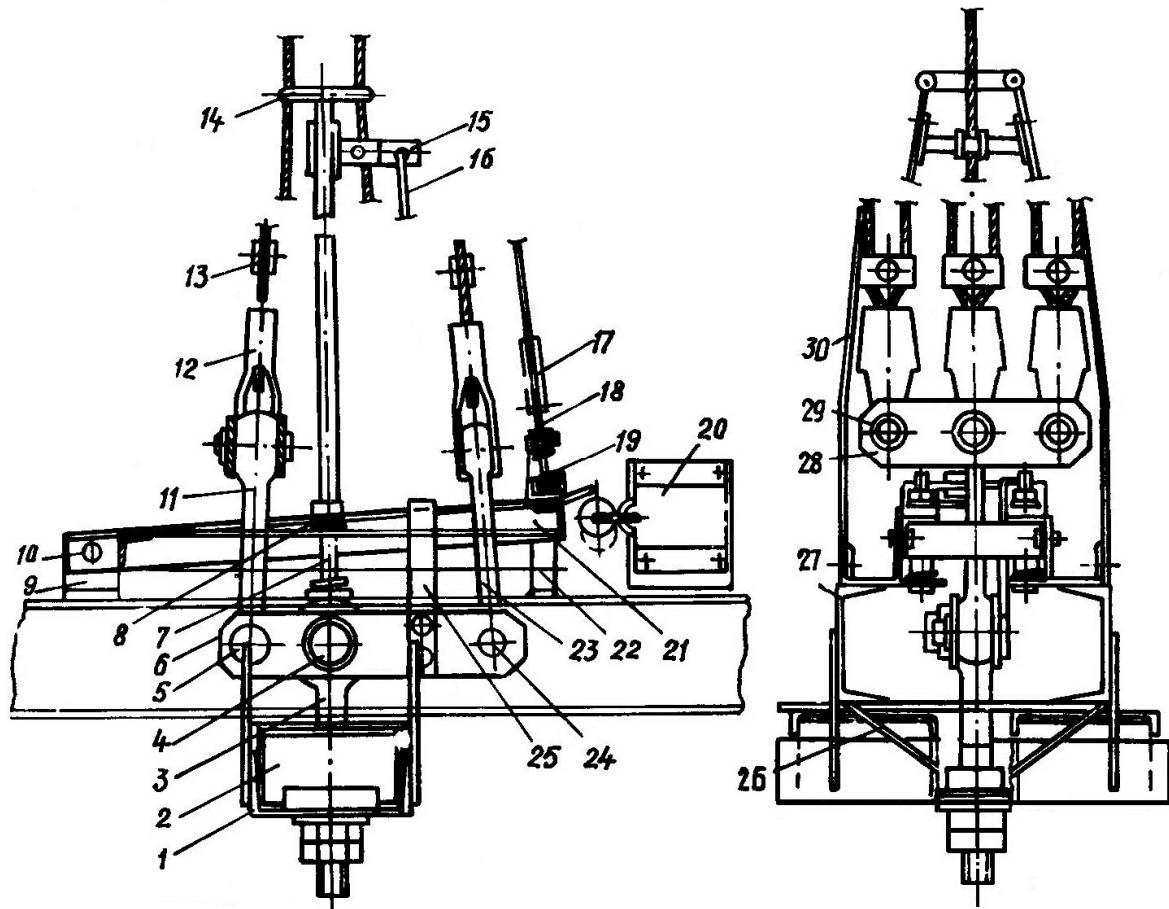


Рис. 29.7. Трехканатная балансирующая подвеска

Верхний ригель 27 каркаса кабины опирается на амортизаторы 2, расположенные по концам поперечной швеллерной балки 1.

В средней части балки укреплена тяга 3, на верхнем конце которой шарнирно закреплен балансир 6. По концам балансира 6 на осях 5 и 24 расположены тяги 11 и 23. На тяге 11 шарнирно укреплен балансир 28, к концам которого с помощью втулки 12 с клином присоединены два подъемных каната, а к верхнему концу тяги 23 таким же способом присоединен третий канат. На верхнем ригеле каркаса шарнирно укреплена рамка 21, приводящая в действие конечный выключатель 20.

Трехканатная подвеска работает следующим образом. В исходном положении балансиры 6 и 28 расположены горизонтально. Рамка 21 пружиной 8 отжата в верхнее положение. Между роликом конечного выключателя 20 и рабочей площадкой рамки 21 предусмотрен зазор примерно 7 мм. В таком положении подвеска работает, создавая одинаковые нагрузки на канаты и одновременно сглаживая динамические нагрузки с помощью резинового амортизатора 2. При вытяжке какого-либо каната плечо балансира этого каната опускается на соответствующую величину. Если происходит перекос балансира 28, то опустившийся его конец нажимает на рамку 21 и, сжимая пружину 8, опускает конец рамки с рабочей площадкой. Рабочая площадка рамки нажимает на ролик конечного выключателя 20, контакты которого размыкаются, вызывая отключение двигателя и остановку лифта.

Если канат удлиняется со стороны тяги 23, то это вызывает перекос балансира 6. На рамку 21 воздействует Г-образный кронштейн 25, укрепленный на балансире 6. Рамка, как и в первом случае, опускается, вызывая отключение электродвигателя.

За счет длины балансиров расстояние между канатами становится сравнительно большим, что ухудшает условия набегания канатов на ручьи канатоведущего шкива при подходе кабины к верхним этажам. Для сближения канатов в подвеске предусмотрено кольцо 14, которое располагается на расстоянии 0,5 м от верхнего ригеля каркаса кабины. Так как вследствие натяжения канатов кольцо стремится переместиться по канатам вверх, то для его удержания предусмотрены тяги 30, закрепленные на ригеле 27.

Чтобы повысить надежность крепления тяговых канатов, в клиновых втулках 12 предусмотрены зажимы 13. При сборке и ремонте лифта должно быть обеспечено свободное вращение тяг и балансиров на их осях.

В систему подвески включено устройство, фиксирующее одновременное ослабление всех канатов. Оно представляет собой кронштейн 15, закрепленный в тягах 30, удерживающих кольцо 14 от подъема. На ригеле 27 каркаса установлен кронштейн 22. Между кронштейнами 15 и 22 расположены тяги 16 и 18, между которыми установлена вилка 17, позволяющая регулировать это устройство. Под верхней перемычкой кронштейна 22 помещена сжатая пружина 19, создающая натяжение в тягах 16 и 18. Устройство работает следующим образом. При натяжении подъемных канатов кольцо 14 удерживается на определенном расстоянии от кабины, одновременно

удерживая в соответствующем положении кронштейн 15. Пружина 19 держит тяги 16 и 18 в нагруженном состоянии.

При ослаблении всех канатов сжатая пружина 19, действуя через тяги 16 и 18, перемещает кронштейн 15 в сторону, позволяя тяге 18 перемещаться в осевом направлении. Нижний конец пружины нажимает на рамку 21 и опускает ее вниз, заставляя при этом конечный выключатель 20 работать и обесточить привод.

Не допускается устанавливать балансиры подвески одновременно на кабине и противовесе, так как даже при различных приведенных коэффициентах трения канатов по ручьям балансиры поворачиваются и выключаются из работы, перегружая отдельные канаты. Для выравнивания усилий в канатах лифтов часто применяют пружинные подвески, особенно в тех случаях, когда кабину подвешивают на пяти, шести канатах и более.

Одноканатная пружинная подвеска состоит из пружины, опирающейся верхним концом на нижний ригель каркаса кабины или противовеса, с нижней – на специальную шайбу, зафиксированную гайками на тяге. В верхнем конце тяги сделана проушина, с помощью которой тягу соединяют с коушем или другим устройством, обеспечивающим заделку конца каната.

29.8. Ловители

Ловителями называют устройства на кабине (противовесе), обеспечивающие захват направляющих, остановку и надежное удержание на них кабины (противовеса) при возникновении аварийных ситуаций – при предельном значении скорости опускания кабины, а также при обрыве или чрезмерной вытяжке хотя бы одного подъемного каната.

Ловителями оборудуются кабины лифтов всех типов, за исключением лифтов, кабины которых подвешены на пластинчатых цепях, если при обрыве обеспечивается опирание на нижние ее ветви. Если шахта лифта находится над помещением и проходами, где могут быть люди (за исключением помещений для механизмов лифта), то ловителями оборудуется и противовес лифта.

По характеру нарастания усилия различают ловители жесткого и плавного торможения.

К ловителям жесткого действия относятся клиновые ловители, в которых возрастание усилия торможения до величины, определяющейся запасом энергии падающей кабины, происходит в короткий промежуток времени. Путь торможения кабины незначителен (5 - 15 мм), а величина замедления при посадке кабины на ловители большая – 10 - 25 м/с². По этой причине ловителями жесткого действия оборудуются лифты с номинальной скоростью до 0,75 м/с. После каждого срабатывания клиновых ловителей направляющие необходимо защищать.

Кабины лифтов со скоростью движения 1 м/с и более, а также кабины больничных лифтов собираются ловителями плавного торможения. Основное отличие их от ловителей жесткого действия заключается в том, что усилие

торможения нарастает в больший промежуток времени и ограничивается определенной расчетной величиной, при которой ускорение (замедление) кабины не превосходит допускаемого значения.

К ловителям плавного торможения относятся комбинированные ловители, в конструкцию которых включены элементы ловителей жесткого действия.

Комбинированный ловитель (*рис. 29.8*) состоит из рычагов 5 и 19, соединенных между собой осью 13, закрепленный в металлоконструкции рамы кабины. В длинных плечах рычагов клещей с внутренней стороны по концам сделаны конические гнезда, между которыми помещен узел пружины 20 в сборе. Одно коническое гнездо выполнено непосредственно в теле рычага 5, а другое – в кольце 18 с нарезкой на внешней цилиндрической поверхности. С помощью нарезки кольцо ввертывают в тело рычага 19. Кольцо 18 стопорят болтом 17, который, стягивая прорезь кольца, заклинивает его резьбу.

Пружину 20 предварительно сжимают с помощью болта 21 между двумя фасонными шайбами 6 со сферическими поверхностями. Узел пружины опирается на стенки конических гнезд рычага 5 и кольца 18.

Элементы ловителей, захватывающие направляющую, расположены на коротких плечах рычагов. Тормозная стальная колодка 4 примыкает к рычагу 19 цилиндрической поверхностью, которая позволяет колодке самоустанавливаться при нажатии на направляющую и таким образом прилегать к последней всей рабочей поверхностью. Для самоустановки колодку крепят к рычагу не жестко, а с помощью болта 12 и пружины 11. В вертикальном направлении тормозная колодка удерживается в рычаге буртиками, расположенными по концам колодки и охватывающими рычаг.

На коротком плече другого рычага аналогичным образом крепят колодку 8, отличающуюся от тормозной тем, что ее плоскость, обращенная к направляющей, расположенная под углом к оси направляющей, и образует клиновое пространство. В этом пространстве между клиновой колодкой 8 и направляющей расположен клин 3, который при перемещении вверх заклинивает направляющую.

Для уменьшения трения скольжения клина 3 по клиновой колодке 8 между ними размещена роликовая обойма 9, которая удерживается снизу планкой 2, а с боков – планками 7. Планки одновременно фиксируют подвижный клин в горизонтальной плоскости. От перемещения в сторону направляющей клин удерживается штифтами 10.

Ловители действуют следующим образом. При остановке каната ограничителя скорости клин 3 перемещается вверх относительно клиновой колодки. При этом сначала выбираются зазоры между направляющей и рабочими поверхностями клина и тормозной колодки, а затем при заклинивании направляющей короткие полечи рычагов разводятся в стороны, сводя при этом длинные плечи рычагов и сжимая пружину.

В начальный момент тормозная колодка скользит по направляющей, а клин на некоторое время останавливается на ней, позволяя клиновой колодке перемещаться вниз относительно клина и тем самым зажимать направляющую в клещах. После того как клин займет верхнее положение относительно клиновой колодки, его рабочая поверхность начинает скользить по направляющей вместе с кабиной, а усилие зажатия направляющей, достигнув наибольшей величины, перестает нарастать.

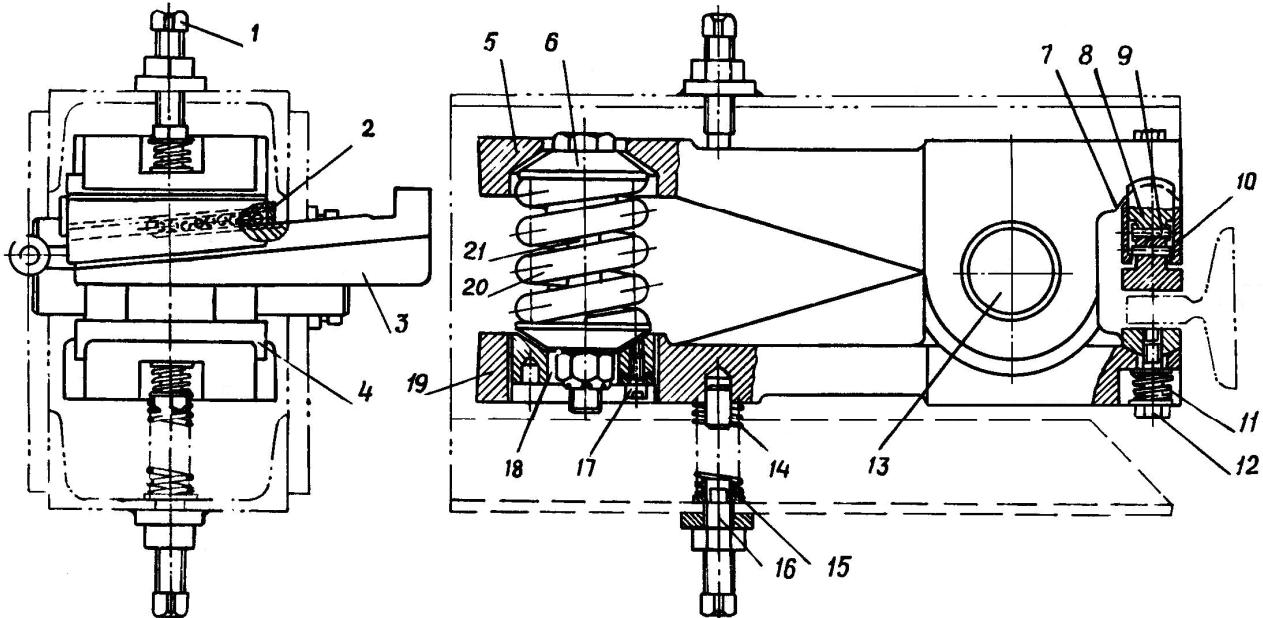


Рис. 29.8. Комбинированный ловитель

Зазоры между направляющей и рабочими поверхностями клина и тормозной колодки должны быть 2,5 мм и распределяться симметрично. Величину и размещение зазоров регулируют следующим образом. Допустим, что длина предварительно сжатой пружины установлена. В соответствии с этой длиной положение одних рычагов относительно других рычагов клещей можно изменять, вворачивая или выворачивая кольцо 18, причем при выворачивании кольца длинные плечи рычагов расходятся, а суммарный зазор между направляющей и рабочими поверхностями ловителей уменьшается. Наоборот, при вворачивании кольца длинные плечи рычагов сходятся, увеличивая суммарный зазор между направляющей и рабочими поверхностями ловителей.

После установки необходимого суммарного зазора надлежит поставить ловитель так, чтобы он распределялся симметрично относительно направляющей. Зазоры регулируют болтом 1, ввернутым в балку каркаса кабины. Ввертывая болт, поворачивают рычаги относительно оси шарнира против часовой стрелки. Это увеличивает зазор между направляющей и рабочей поверхностью рычага 19. Произвольному изменению зазоров препятствует пружина 14, поставленная между балкой каркаса и рычагом 19. Для предотвращения смещения пружины относительно рычага 19 предусмотрен цилиндрический штифт, запрессованный в тело рычага, а для

предотвращения смещения пружины относительно балки – болт 16 с центрирующей втулкой 15. Таким образом болт и пружина 14 фиксирует ловители в горизонтальной плоскости.

Нарастание усилия сжатия направляющей клещевым комбинированным ловителем происходит до того момента, пока колодка 4 вместе с кабиной или противовесом не переместится относительно клина 3, удерживающегося силами трения неподвижно на направляющей, и не соприкоснется с упором на клине. С этим наибольшим усилием сжатия клещи вместе с клином начнут перемещаться относительно направляющей до их полной остановки.

Наибольшую величину сжатия направляющей регулируют предварительным сжатием пружины 20.

29.9. Ограничитель скорости

Ограничитель скорости предназначен для приведения в действие ловителей при достижении движущейся вниз кабиной (противовесом) предельной скорости. Ограничители скорости обычно устанавливают в машинном помещении и реже – на крыше кабины и блочном помещении.

Ограничитель скорости (*рис. 29.9*) состоит из литого корпуса 8 с кольцом 3, шкива 9 с двумя ручьями различного диаметра и концевого выключателя 5. В теле шкива сделаны отверстия с резьбой, в которые ввертываются оси 12 грузов 1 и 4. Грузы соединены между собой тягой 7, на которой размещена пружина 11, заключенная между гайкой на тяге 7 и упором рычага 13. Ограничение поворота кольца 3 в корпусе осуществляется упором 10.

Связь ограничителя скорости с рычагом 6 (*рис. 29.10*) механизма включения ловителей осуществляется с помощью замкнутого (посредством муфты 4) каната 1, огибающего шкив 2 ограничителя скорости и шкив 21 натяжного устройства.

При движении кабины канат ограничителя скорости приводит во вращение шкив 2 и связанные с ним грузы 1 и 4 (*см. рис. 29.9*).

Под действием центробежной силы грузы поворачиваются вокруг осей 12. Пружина 11 при этом сжимается на такую величину, что грузы 1 и 4 не задевають выступов кольца 3. Когда скорость движения кабины достигает предельного значения, грузы 1 и 4 поворачиваются на дополнительный угол, входя в зацепление с выступами кольца. Кольцо поворачивается в корпусе до упора 10, а отводка 14 кольца сходит со штока концевого выключателя 5, контакты которого размыкают цепь питания электродвигателя лебедки. При этом шкив 2 (*рис. 29.10*) прекращает вращение, а связанный с ним силой трения канат 1 останавливается. Если кабина 17 продолжает двигаться вниз по направляющим 16 и 18, то рычаг 6, поворачиваясь вокруг своей оси, через систему рычага 6, 8, 13 и тяг 7, 12, 14, 20 включает в работу ловители 15 и 19. Кабина удерживается ловителями 15, 19 на направляющих, а привод лифта отключается конечным выключателем 11.

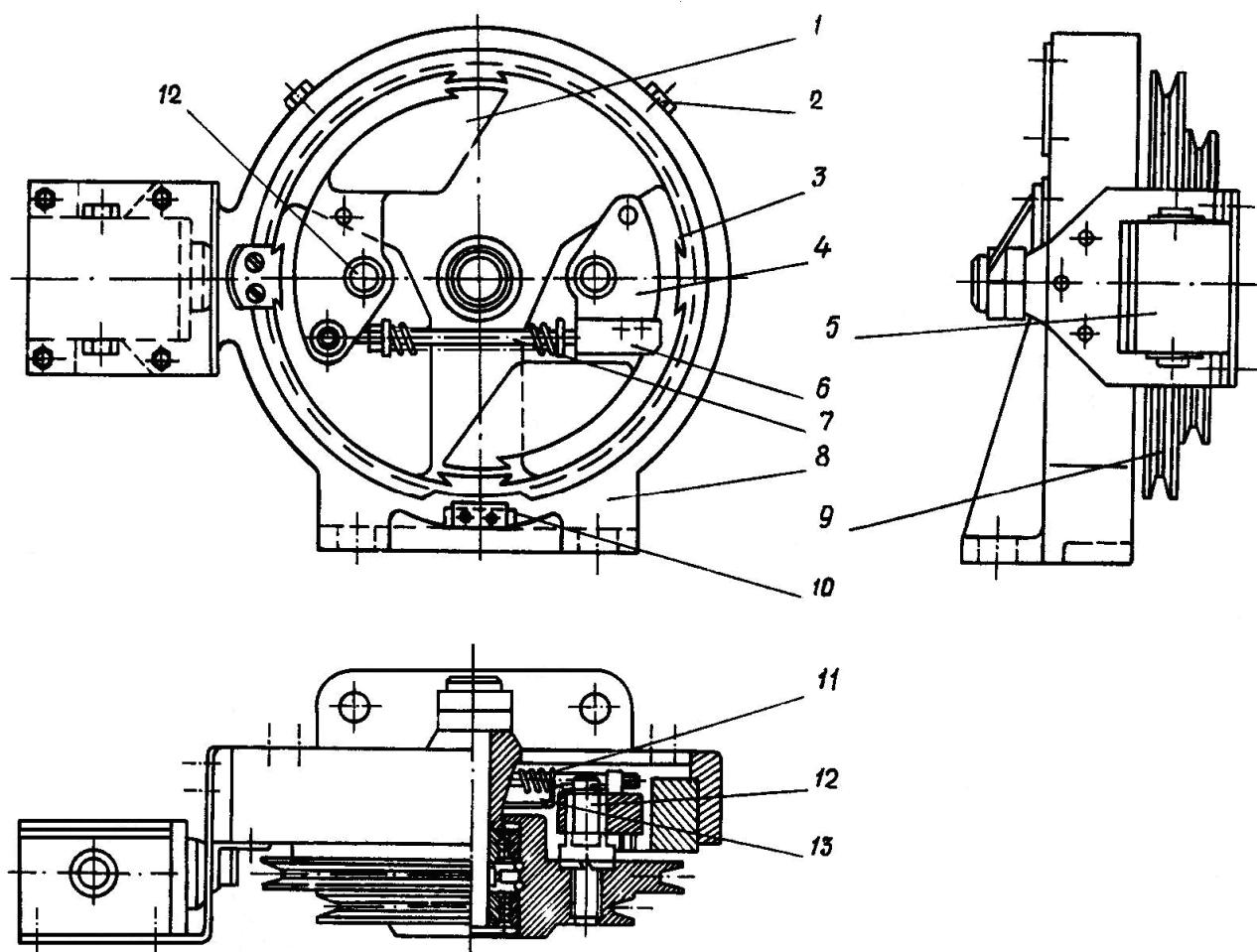


Рис. 29.9. Ограничитель скорости кабины лифта

На некоторых лифтах ловители контролируют натяжение подъемных канатов, удерживающих кабину посредством подвески 9 и пружины 10. Так, при обрыве канатов пружина 10 разжимается и воздействует на рычаг 8, поворачивая его по часовой стрелке. При этом включаются ловители 15 и 19 и размыкаются контакты концевого выключателя 11 в цепи питания привода лифта.

Ручей шкива 9 (см. рис. 29.9) меньшего диаметра используется для проверки срабатывания ограничителя скорости при движении кабины с нормальной скоростью. Для этого необходимо при отключенном вводном рубильнике перебросить специальным приспособлением канат со шкива большого диаметра на шкив малого диаметра.

Контроль целостности или вытяжки каната натяжного устройства осуществляется концевым выключателем 22. При обрыве, чрезмерной вытяжке или соскачивании каната со шкива 2 привод лифта отключается.

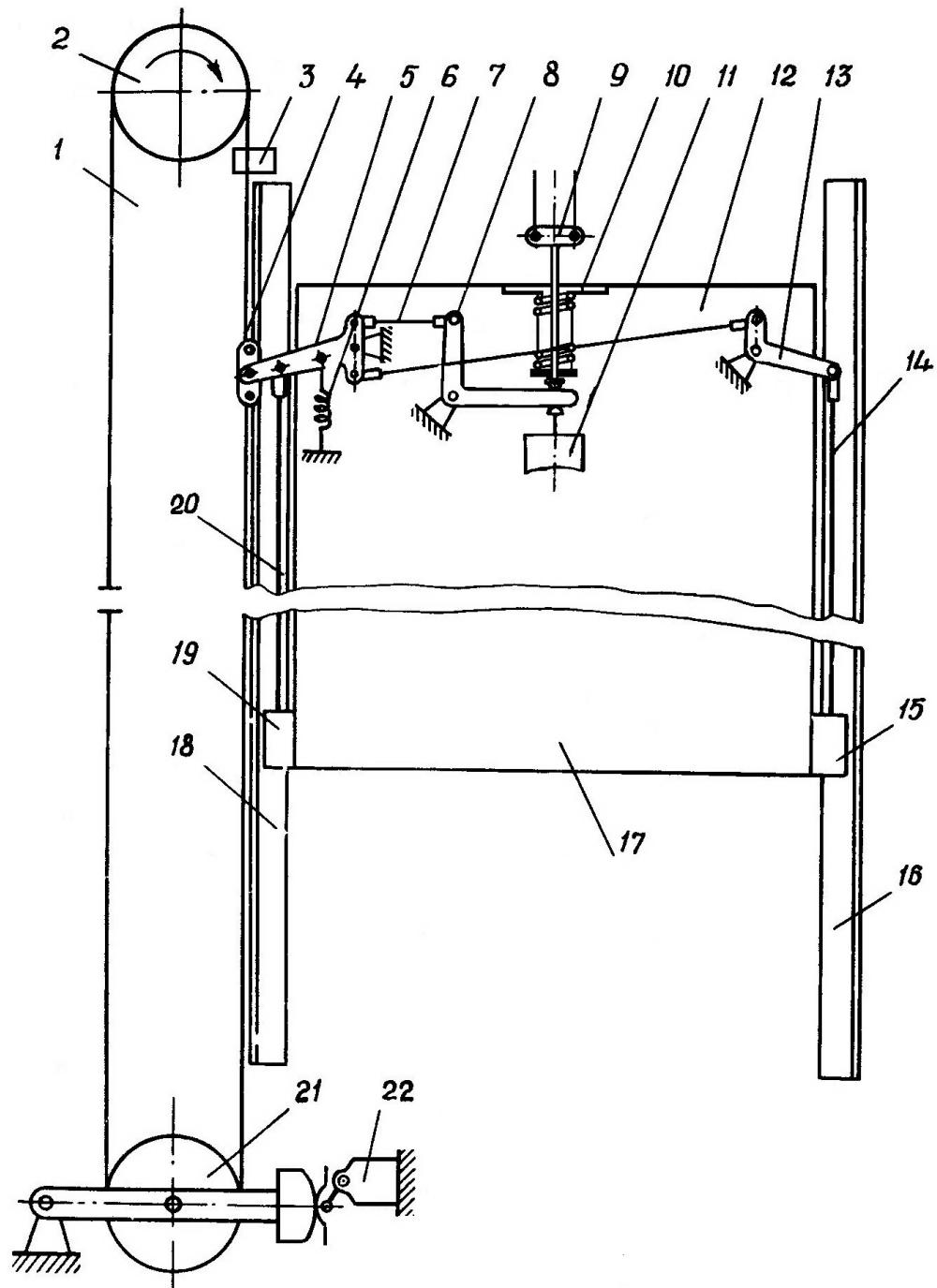


Рис. 29.10. Принципиальная схема совместной работы ловителей и ограничителя скорости

29.10. Противовес

Противовес предназначен для уравновешивания массы кабины и части полезного груза с целью уменьшить мощность приводного электродвигателя и улучшить его работу.

Масса противовеса определяется по формуле

$$G_{np} = Q_k + jQ,$$

где Q_k – сила тяжести кабины, кН;

Q – номинальная грузоподъемность лифта, кН;

j – коэффициент уравновешивания, значения которого обычно принимаются от 0,35 до 0,5.

Противовес лифта (рис. 29.11) состоит из рамы 4, наборного груза 8 ($m_i \leq 60$ кг) башмаков 3 и пружинной подвески 1.

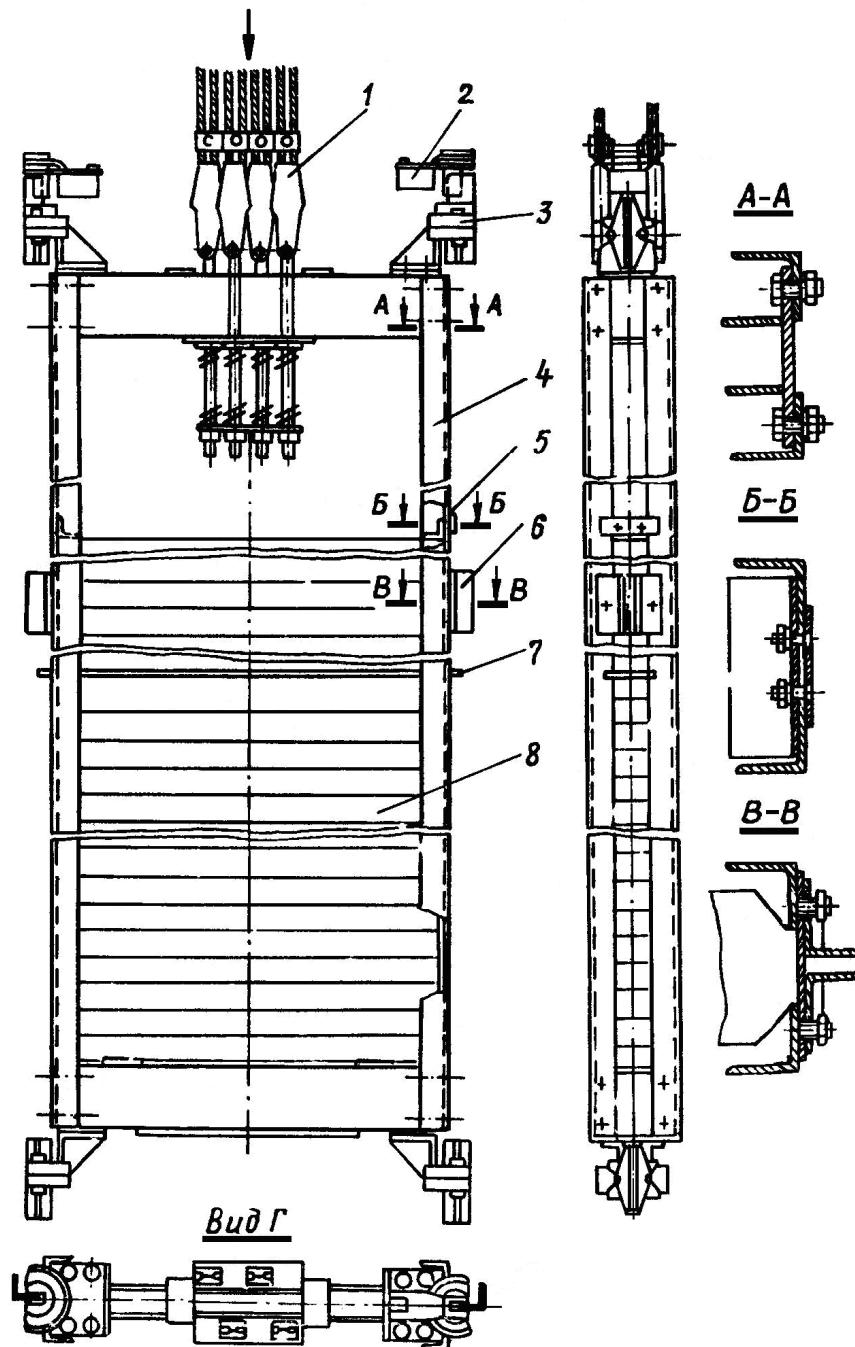


Рис. 29.11. Противовес лифта

Наборный груз предохраняется от выпадания прижимным уголком 5 и стяжкой 7. Детали наборного груза не должны иметь сколов, а смещение его в

сторону не должно уменьшать регламентированные Правилами зазоры между кабиной и противовесом и ограждением шахты. По углам рамы жестко крепятся башмаки 3, а на каркасе предусмотрены жесткие контрольные башмаки 6, устанавливаемые на середине стоек каркаса. При необходимости верхние башмаки оборудуются аппаратами 2 для смазывания направляющих.

29. 11. Направляющие башмаки кабины и противовеса

Направляющими башмаками в лифтах называют устройства, с помощью которых направляющие, проложенные в шахте, охватываются с трех сторон и таким образом фиксируют положение кабины и противовеса в горизонтальном положении. Башмаки жестко крепят по углам вертикальных рам кабины и противовеса с наибольшим возможным удалением одного башмака от другого по высоте.

Различают два типа башмаков: скользящие и роликовые. Наиболее распространенная конструкция скользящего башмака с капроновым вкладышем, применяемая на лифтах, имеющих скорость не более 1,4 м/с, показана на рис. 29.12.

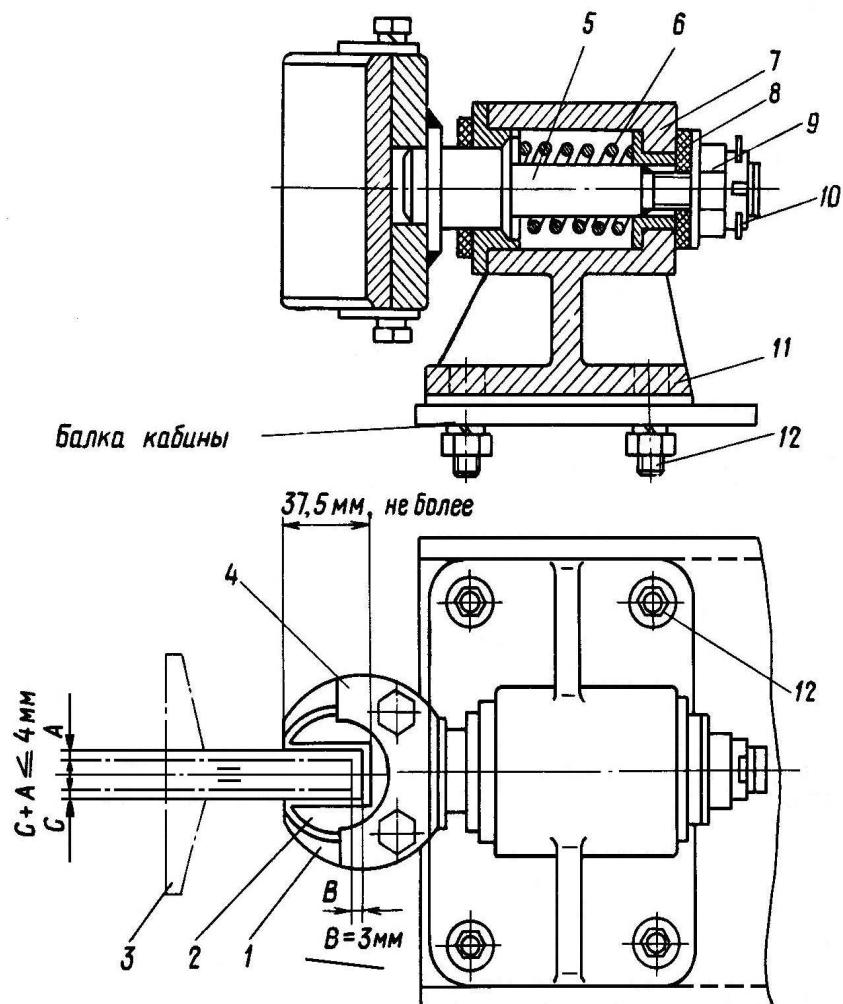


Рис. 29.12. Направляющие башмаки лифта

Башмак состоит из держателя 1, во внутренней полости которого расположен цилиндрический вкладыш 2 с продольной расточкой под направляющую 3. Вкладыш от выпадания удерживается фасонными крышками 4. Держатель приварен к утолщенному концу оси 5, в бурт которой упирается пружина 6, расположенная в корпусе 7 и предварительно поджатая гайкой 9, навернутой на резьбовой хвостик оси 5. Для исключения жесткого контакта держателя с корпусом при полной деформации пружины на корпусе закреплены резиновые прокладки 8. Фиксация гайки 9 на оси 5 осуществляется шплинтом 10.

Для установки башмаков с зазорами A , B , C между вкладышем и направляющей в корпусе 7 предусмотрены четыре продолговатых отверстия 11 под болты 12.

Для приработки направляющих после монтажа вместо капроновых вкладышей ставят чугунные с последующей заменой капроновыми.

Чтобы избежать трения скольжения башмаков по направляющим (на что может затрачиваться значительная работа), применяют роликовые башмаки, в которых скольжение заменено качением роликов по направляющим, причем каждый башмак включает один торцевой ролик и два боковых. Роликовые башмаки устанавливают на всех скоростных лифтах.

29.12. Дверные замки и отводки

Для безопасной работы лифтов дверь шахты должна открываться только в том случае, если против этой этажной площадки находится кабина лифта, а кабина лифта должна перемещаться только тогда, когда все шахтные двери закрыты. С этой целью на шахтных дверях устанавливают специальные замки с механической и электрической блокировками. При работе лифта элементы замков шахтных дверей взаимодействуют с отводками, установленными на кабине.

На *рис. 29.13* показана схема шингалетного и ригельного замков, широко применяемых на распашных дверях грузового лифта. Основные элементы шингалетного замка размещены на двери шахты по всей ее высоте, а элементы ригельного замка, механической и электрической блокировки – на стенке шахты непосредственно около двери (дверной обвязке).

Вертикальные штанги (шингалеты) 5, имеющие с одного конца зубчатые рейки 3, соединены между собой шестерней 1, связанной с рукояткой 2. В верхней части штанги 5 сделан выступ 6. Обе штанги оборудованы пружинами 4, которые выдвигают концы штанг в дверную обвязку, прочно закрывая дверь. Над дверной обвязкой 12 шахтной двери, напротив верхнего шингалета 5, устанавливают дверное контактное устройство 7, которое приводится в действие той же штангой.

Сбоку от двери помещен ригельный замок, который включает в себя ригель 8, связанный с рычажной системой и пружиной 9. На конце рычага

закреплен ролик 10. Пружина 9 постоянно отжимает ригель к двери. К кабине лифта прикреплена отводка 11.

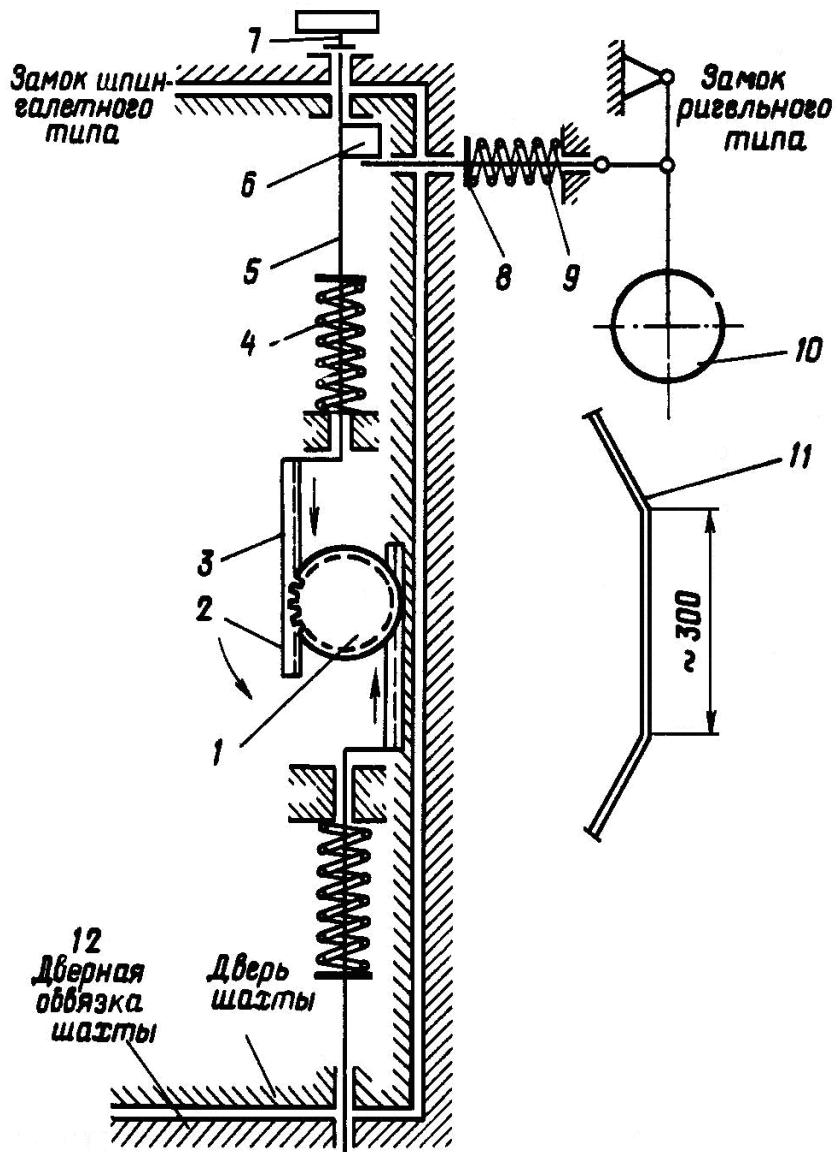


Рис. 29.13. Схема замков двери шахты лифта

Замок работает следующим образом. При подходе к этажной площадке отводка 11 наклонной плоскостью отжимает в сторону ролик 10. В свою очередь, этот ролик через рычажную систему отводит вправо ригель 8. Сжимая пружину 9, ригель выходит из-под выступа 6, давая ему возможность вместе со штангой 5 перемещаться вниз. При дальнейшем перемещении ригель 8 выходит из зоны двери, частично отпирая ее. После того как ригель освободит выступ 6, поворотом рукоятки 2 и шестерни 1 зубчатые рейки 3 перемещаются соответственно вниз и вверх, выводя концы шпингалетов из дверной обвязки 12 и полностью отпирая дверь. С опусканием верхнего шпингалета прекращается его воздействие на контактное устройство 7. Цепь управления разрывается, и при опущенном шпингалете (или открытой двери) включение привода лифта невозможно.

При закрывании двери шпингалеты 5 входят в гнезда дверной обвязки шахты, частично запирая дверь. Верхний шпингалет, воздействуя на контактное устройство 7, восстанавливает электрическую цепь управления приводом. Во время движения кабины и отводки ролик 10 отъезжает с ее рабочих поверхностей, освобождая ригель. Пружина 9 выжимает ригель 8 в сторону двери, полностью запирая ее. Так как ригель оказывается под выступом 6, то вывести шпингалеты из гнезд дверной обвязки шахты невозможно.

Для одностворчатых распашных штатных дверей пассажирского лифта применяют замок, схема которого показана на рис. 29.14. Основные части замка расположены в двери, а устройства электрической и механической блокировки – в зоне дверной обвязки на стене шахты.

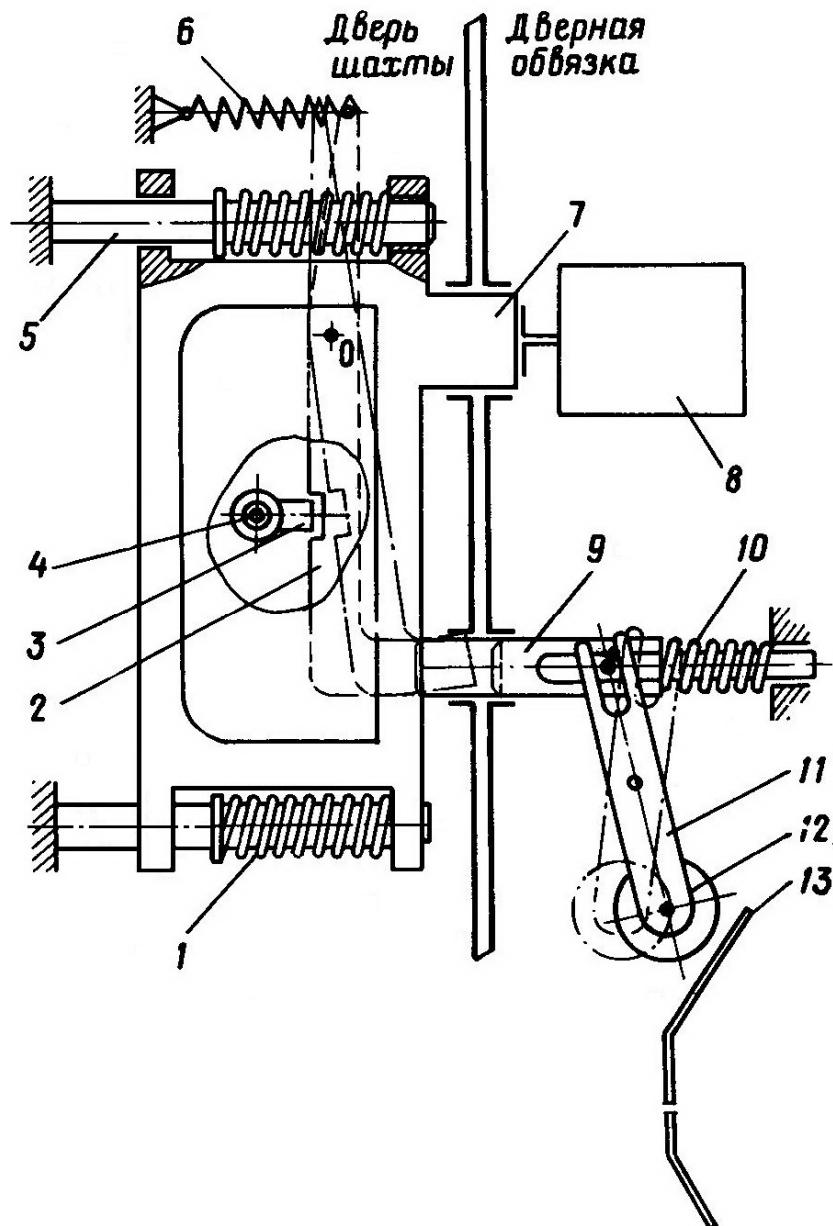


Рис. 29.14. Схема замка двери шахты пассажирского лифта

На неподвижных направляющих 5 легко перемещается защелка 7, которая пружинами 1 постоянно отжимается в сторону дверной обвязки. Защелка приводится в движение по направляющим либо с наружной стороны с помощью ключа и рукоятки, воздействующим одновременно на втулку 4 с линейкой 3, либо из кабины при нажатии рукой на углубление и защелке. К линейке 3 своим пазом примыкает рычаг 2. На рычаг действует, поворачивая его против часовой стрелки, пружина 6. Дверное контактное устройство 8 размещено на одной линии с рабочей частью защелки 7 и приводится в действие этой защелкой. Ригель 9, расположенный против нижней части рычага 2, рычагом 11 связан с роликом 12. На ригеле предусмотрена пружина 10, отжимающая ригель в сторону двери. На ролик 12 воздействует отводка 13, находящаяся в кабине лифта.

При подходе лифта к этажной площадке отводка 13 (см. поз. 4 на *рис. 29.6*) отжимает ролик 12 и через рычаг 11, сжимая пружину, отводит ригель вправо. В результате этого рычаг 2 освобождается от воздействия ригеля и последний, заняв крайнее правое положение, выходит из гнезда двери, частично отперев дверь. Рычаг 2 поворачивается под действием пружины 6 и освобождает ось с линейкой 3. С этажной площадки поворотом ключа или рукоятки, а также из кабины нажатием руки на защелку ее отводят влево, при этом полностью отпирается дверь и прекращается воздействие на контактное устройство.

При закрывании двери под действием пружины 1 защелка входит в гнездо дверной обвязки и воздействует на контактное устройство 8, создавая в цепях управления условия, позволяющие включать лифт. Одновременно частично запирается дверь.

После включения лебедки и продвижения кабины на расстояние более 150 мм ролик 12, освобожденный от воздействия отводки 13, позволяет ригелю под действием пружины 10 переместиться в гнездо двери, заперев ее полностью. Нажатием на рычаг 2 ригель 9 ставит его в такое положение, при котором линейка 3 входит в паз рычага 2, исключив возможность открывания дверь. С помощью отводок кабина воздействует на электрические и механические аппараты, входящие в оборудование шахты.

Отводки бывают подвижными и неподвижными. На *рисунке общего вида* (см. *рис. 29.6*) изображена неподвижная отводка 1 этажного переключателя, представляющая собой канал корытообразного профиля с вертикальными и наклонными участками. Наклонные участки канала направлены от вертикального участка в разные стороны. Верхняя и нижняя части канала уширены, что необходимо для улавливания ролика этажного переключателя, так как отводка вместе с кабиной может в допускаемых пределах отклоняться в горизонтальной плоскости в разных направлениях.

При движении кабины вместе с отводкой ролик этажного переключателя улавливается одной стороной отводки. Затем наклонными плоскостями отводки ролик поворачивает рычаг этажного переключателя в вертикальное положение.

При дальнейшем движении кабины наклонные плоскости другой стороны отводки с помощью ролика поворачивают рычаг переключателя в другую сторону, осуществив нужное переключение.

К недостаткам неподвижных отводок следует отнести то, что при движении кабины они взаимодействуют со всеми этажными переключателями, вызывая их преждевременный износ и создавая дополнительный шум.

Этих недостатков лишены подвижные электромагнитные отводки, рабочая линейка которых шарнирно закрепляется на кабине, а при движении последней отводится на 30 - 40 мм от зоны роликов этажных переключателей и удерживается при помощи электромагнитов. При подходе к остановочному этажу электромагнит отключается и рабочая линейка занимает крайнее правое положение, которое обеспечивает воздействие ее на ролик этажного переключателя и, следовательно, остановку кабины.

30. ВНУТРИЦЕХОВОЙ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

30.1. Общие сведения

К внутрицеховому вспомогательному транспорту относятся машины напольного безрельсового транспорта (тележки, тягачи, погрузчики, штабелеры), предназначенные для механизации подъемно-транспортных операций на производственных и складских площадях с твердым и ровным покрытием.

Напольный транспорт имеет преимущества перед другими видами транспорта:

грузы можно перемещать к месту назначения без промежуточной перегрузки;

высокая маневренность в условиях тесных помещений.

Наибольшее применение машины напольного транспорта находят при межоперационных передачах полуфабрикатов или изделий при сложных и разветвленных трассах, на которых нецелесообразно применять конвейерный транспорт.

В зависимости от эксплуатационного назначения машины напольного транспорта подразделяют на следующие виды:

погрузчики (электро- и автопогрузчики) – машины, оборудованные рабочими органами для погрузки, разгрузки и штабелирования грузов. У погрузчиков центр тяжести находится вне опорного контура машины;

штабелеры – машины, оборудованные устройством для штабелирования штучных грузов. У штабелеров центр тяжести груза находится внутри опорного контура машины или максимально приближен к нему;

тележки (электротележки, автотележки);

тягачи (электротягачи, автотягачи);

ручные тележки.

Электропогрузчики, электроштабелеры, электротележки и электротягачи имеют электрический привод с питанием от аккумуляторных батарей. Эти машины применяют как в открытых, так и в закрытых складах и производственных помещениях (если нет взрывоопасной среды). В помещениях со взрывоопасной средой применяют машины напольного транспорта в специальном исполнении.

Автопогрузчики, автоштабелеры, автотележки и автотягачи имеют привод от двигателя внутреннего сгорания. Эти машины, как правило, применяют на открытых площадках и под навесами в связи с их пожарной опасностью и загрязнением воздуха выхлопными газами.

30.2. Погрузчики

Основные узлы электропогрузчика: рама, механизм передвижения, рулевое управление, тормоза, грузоподъемный механизм, аккумуляторная батарея, электрооборудование.

Отечественные электропогрузчики ЭП-4015М, ЭП-601, ЭП-801, ЭП-1003, ЭП-1201, ЭПК-1205 Бельцкого электротехнического завода являются трехопорными с раздельным приводом передних колес.

На рис. 30.1 показан электропогрузчик ЭП-601.

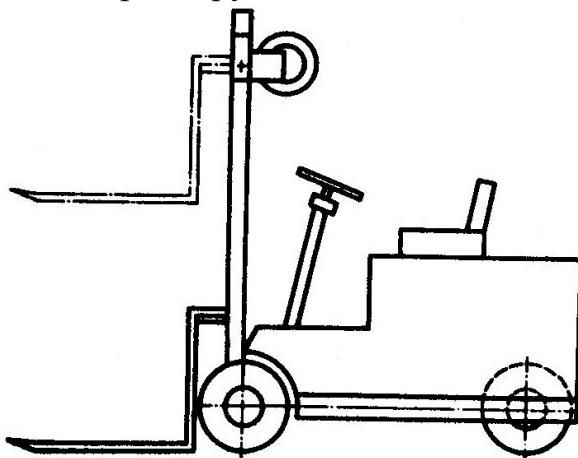


Рис. 30.1. Электропогрузчик ЭП- 601

Контейнерные электропогрузчики ЭПК-0805 и ЭПК-1205 отличаются от остальных трехопорных погрузчиков строительной высотой, специально выбранной в соответствии с дверным проемом универсальных контейнеров, поперечным смещением вилочного захвата на 140 мм влево и вправо от среднего положения. Эти погрузчики приспособлены для работы во всех крытых железнодорожных вагонах и позволяют проводить в них укладку пакетов груза в три яруса.

Болгарские трехопорные электропогрузчики с индексом «ЕВ» фирмы «Балканкар» также имеют раздельный привод передних колес.

Основные узлы автопогрузчика: рама, двигатель внутреннего сгорания (карбюраторный или дизельный), трансмиссия, ходовая часть, рулевое

управление, тормоза, грузоподъемный механизм, гидросистема, электрооборудование, кабина водителя.

Для изготовления автопогрузчиков используют готовые узлы серийно выпускаемых грузовых автомобилей: двигатель, ведущий мост и др.

На рис. 30.2 показан автопогрузчик 4061.

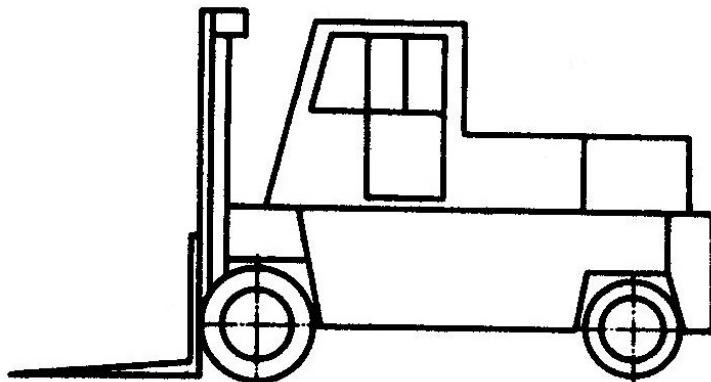


Рис. 30.2. Автопогрузчик 4061

Для универсальных электро- и автопогрузчиков разработаны и выпускаются унифицированные и сменные грузозахватные приспособления. Унифицированные приспособления имеют условные обозначения из двух букв ПР и цифры – порядкового номера приспособления по номенклатуре, а затем может следовать цифра, обозначающая грузоподъемность погрузчика в тоннах.

Основным приспособлением универсальных электро- и автопогрузчиков является вилочный захват ПР1.

При перевозке громоздких, но легковесных грузов призматической формы на вилы надеваются удлинители вил ПР2.

Иногда при штабелировании для освобождения вил от груза применяют вилочные захваты со сталкивателем грузов ПР3.

Для захватывания пакетированных грузов, уложенных на двухнастильных восьмизаходных поддонах с разворотом погрузчика только на 45° , погрузчики снабжаются поворотной плитой ПР4, поворачивающейся в горизонтальной плоскости на 25° ; на $25 - 29^\circ$ к оси прохода разворачивается погрузчик.

Для захватывания грузов цилиндрической формы (рулонов, бочек и т. д.) погрузчики снабжаются универсальным зажимом ПР5.

При перевозке грузов на поддонах или в ящиках иногда применяют вилочный захват с верхним зажимом ПР6.

Для захвата, транспортирования и штабелирования кольцеобразных и трубчатых грузов (рулонов, бухт и др.), имеющих сквозное отверстие, применяют штырь ПР10 или многоштыревой захват ПР14.

Для погрузочно-разгрузочных работ с кантованием груза в вертикальной плоскости применяют поворотную каретку в вертикальной плоскости с углом поворота 270° (кантователь) ПР11.

Для захвата и штабелирования грузов с возможностью их перемещения вправо и влево для уменьшения излишнего маневрирования погрузчика применяют каретку ПР12 с перемещением вправо и влево на расстояние 75 – 200 мм.

Для штабелирования и транспортирования грузов путем бокового зажима без применения поддононов и для транспортирования длинномерных грузов на вилах применяют боковой неповоротный захват ПР13. Для погрузки и выгрузки штучных грузов путем подвешивания применяют безблочную крановую стрелу с постоянным вылетом ПР15.

30.3. Штабелеры

Электроштабелеры применяются в тех случаях, когда необходимо не только транспортировать, но и укладывать грузы штабелями в стеллажи. Эти машины в отличие от погрузчиков имеют выдвижные грузоподъемники, что позволяет использовать их в стесненных условиях цехов и складов. На рис. 30.3 показан электроштабелер ЭШ-283.

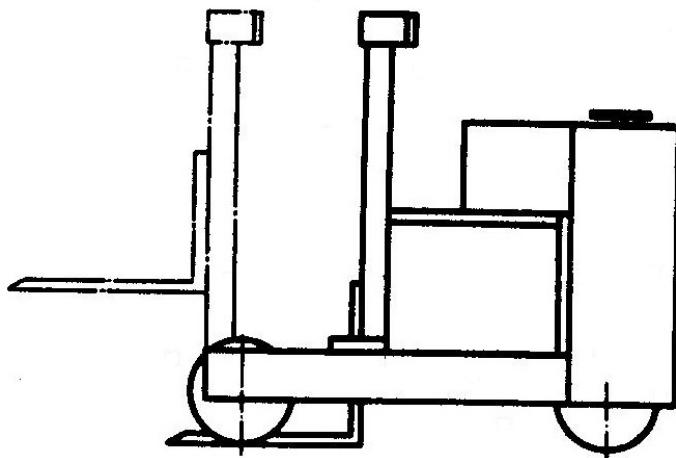


Рис. 30.3. Электроштабелер ЭШ-283

Основные узлы электроштабелера: рама, задний мост, передние колеса, грузоподъемник, гидропривод, рулевое управление, тормоза, электрооборудование.

30.4. Электротележки

Самоходные тележки с двигателем внутреннего сгорания в текстильной и легкой промышленности не получили широкого применения, так как они могут работать только на открытом воздухе (наибольшее распространение получили электротележки).

Различают следующие типы электротележек:

без подъемного устройства;

с подъемным устройством – низкой подъемной платформой;

с подъемным краном, кузовом или самосвальным опрокидывающимся кузовом;

с низкой подъемной платформой или вилами с управлением с пола. На *рис. 30.4.* показана электротележка ЭК-2.

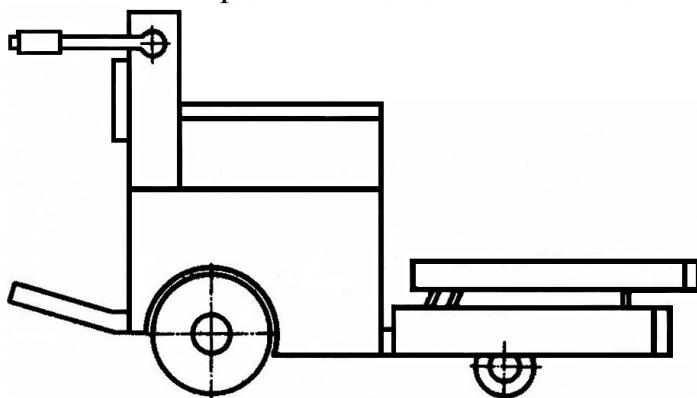


Рис. 30.4. Электротележка ЭК-2

Благодаря подъемной платформе или вилам достигается быстрая загрузка и выгрузка электротележки без применения ручного труда. При этом груз должен находиться на поддоне или подставках.

Тягачи с прицепными тележками эффективны при дальности транспортирования более 400 м.

30.5. Ручные тележки

Ручные напольные тележки служат для перевозки грузов на малые расстояния на складах и в производственных цехах. Основное их достоинство – большая маневренность.

Классификация ручных тележек:

по назначению – универсальные для любых грузов и специальные для определенных грузов;

по способу загрузки и разгрузки – с неподвижной платформой и с подъемной платформой;

по числу колес – одно-, двух-, трех- и четырехколесные.

На *рис. 30.5* показана тележка ТР-025.

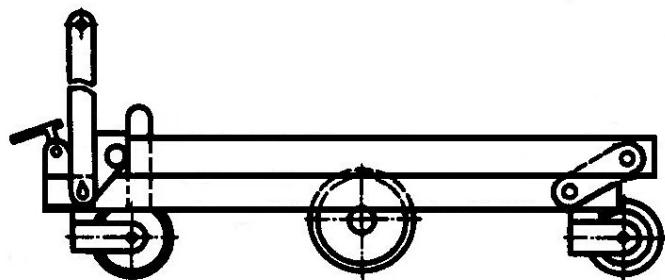


Рис. 30.5. Тележка ТР-025

Подъем платформы у этих тележек осуществляется с помощью рычага, который одновременно является рукояткой для передвижения тележки.

Наличие подъемной платформы значительно сокращает время загрузки и разгрузки тележек, но требует использования поддонов или подставок.

30.6. Расчет напольного транспорта

Выбор машин напольного транспорта проводится с учетом типа производства, объема грузопереработки, характера груза, расстояния, трассы перемещения и размеров дверных проемов.

Транспортировка грузов должна проводиться по проездам, дорогам и полам с ровным покрытием (без рытвин, ям и т. д.).

Норма времени T_1 на транспортировку груза по кольцевому маршруту (движение транспорта осуществляется без холостых перемещений) за один рейс определяется по формуле, мин,

$$T_1 = (t_n + t_{np} + t_e)k,$$

где t_n – время на погрузку, мин; t_{np} – время на перемещение с грузом, мин; t_e – время на выгрузку, мин; k – коэффициент, учитывающий время на подготовительно-заключительные работы, обслуживание рабочего места, отдых и личные надобности.

Норму времени T_1 на транспортировку груза по лучевому маршруту за один рейс определяем по формуле, мин,

$$T_1 = (t_n + t_{np} + t_e + t_{nop})k,$$

где t_{nop} – время на возвращение транспорта без груза, мин.

Норма выработки за смену по данному рейсу определяется по формуле

$$Q_e = \frac{T_{cm}m_{zp}}{T_1},$$

где T_{cm} – продолжительность смены, мин; m_{zp} – средняя масса груза, перевозимого за один рейс, т.

Необходимое количество транспортирующих средств определяется по формуле, шт.,

$$n = \frac{Q}{Q_e k_1},$$

где Q – объем перевозок за смену груза, т; k_1 – коэффициент переработки норм ($k_1 = 1,04 \dots 1,05$).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какие виды напольного транспорта применяются в промышленности?
От чего зависит выбор типа напольного транспорта?

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автоматизация 4
Автопогрузчик 317
Андроиды 5
Антифрикционные материалы 134
Архимедов червяк 111

Б

Барабаны:
 грузоподъемных машин 158
 ленточного конвейера 209
Безопасность 15
Безотказность 14
Блоки:
 для выигрыша в силе 157
 для выигрыша в скорости 157
 неподвижные 157
 подвижные 157
Болт 36, 367
Болтовое соединение 42

В

Валы:
 колебания 130
 конструкции 126
 материалы 126
 расчет на жесткость 128
 сопротивление усталости 129
 статическая прочность 126
Вариаторы 73
Виброустойчивость 18
Винтовой подвесной конвейер 284
Винты:
 крепежные 44
 установочные 44

Вкладыши подшипников 134
Выбор электродвигателя привода
173, 193
Г
Гайка 40, 377
Гибкий вал 125
Грузоподъемные механизмы 152

Д

Двухщепные элеваторы:
 расчет 238
 устройство 237
Деталь машины 15
Диаметр резьбы (внутренний,
наружный, средний) 43
Диаметры зубчатых и червячных
колес 88, 111
Допускаемые напряжения:
 изгиба 94, 103, 130
 контактные 74, 92, 103
 кручения 130
 растяжения 35, 45
 смятия 31, 60
 среза 31, 36, 47
Допускаемый коэффициент запаса
прочности 18
Допуски 24
З
Заклепочные соединения:
 материалы 30
 расчет 31
Запас прочности 18
Звездочки цепных передач 116, 120
Зубчатое зацепление:
 линия зацепления 90
 угол зацепления 90
Зубчатые колеса:
 диаметр делительной
 окружности 90
 диаметр окружности впадин 90
 диаметр окружности выступов
90
Зубчатые передачи:
 конические 100
 цилиндрические косозубые 97
 цилиндрические прямозубые 90
Зубья зубчатых колес:
 косозубые 86
 круговые 86

- прямозубые 87
эвольвентные 87
- К**
- Канаты стальные:
выбор 155
крепление на барабане 161
устройство 155
- Кинематическая пара 8
- Кинематическая цепь 8
- Коленчатый вал 125
- Конволютный профиль 111
- Корпус:
подшипника 134
редуктора 105, 106
- Коэффициент:
запаса производительности 189
прочности каната 155
прочности тяговой цепи 192
- Коэффициент сопротивления движению:
на криволинейных участках 191, 207
на прямолинейных участках 191, 206
- Л**
- Ленточные конвейеры:
натяжные устройства 196, 209
привод 193
роликоопоры 203
тяговый расчет 206
тяговый фактор 208
устройство 200
- Ленты:
запас прочности 203
линейная нагрузка 205, 206
устройство 201
ширина 202
- Линейные нагрузки:
дополнительные 263
подвижной системы 206
полезные 219
- Лифты 290
- Люлечные элеваторы двухцепные:
- натяжное устройство 242
привод 242
расчет 238
устройство 237
- М**
- Машина 7
- Механизация 4
- Механизм 7
- Модули:
внешний 102
нормальный 89
окружной 89
средний 102
- Муфты:
временные 143
зубчатые 147
- Муфты:
подвижные 143, 145
постоянные 143, 144
управляемые 149
упругие 146, 147
фланцевые 144, 145
фрикционные 149, 150
цепные 148
- Н**
- Надежность 18
- Натяжное устройство:
винтовое 196, 210, 222
грузовое 196, 210
пружинно-винтовое 196
- О**
- Ось:
конструкция 125
расчет 127
- П**
- Передаточное число 68
- Передачи:
зубчатые 85
ременные 75
фрикционные 70
цепные 116
червячные 111

Пластинчатые конвейеры:
линейная нагрузка от настила
219

натяжное устройство 222
привод 224
расчет тяговый 220, 224
устройство 217

Подвески крановые:
нормальные 165
укороченные 166

Подвесные винтовые конвейеры:
расчет 285
устройство 284

Подвесные грузонесущие конвейеры:
линейные нагрузки 263

Подвесные грузонесущие конвейеры:
натяжные устройства 267
привод 266
расчет тяговый 263
устройство 257

Подшипники:
качения 136, 137
скольжения 133, 134

Полиспасты:
кратность 159
назначение 158
типы 158, 159

Полочные элеваторы:
расчет 227
устройство 226

Привод конвейерных устройств:
выбор зоны размещения 195
роверка на пусковой момент
194

Производительность:
массовая 189, 190
проектная 189
расчетная 189
штучная 189, 190

Профиль резьбы 42

Прочность тяговых элементов:
лент 208
цепей 192

P

Редукторы:
выбор 194
зубчатые 104

C

Соединения:
заклепочные 30
клеевые 38
неразъемные 30
разъемные 30, 40
резьбовые 40
шлифовые 59, 64
шпоночные 59

Степени свободы 8

T

Тормоза, типы 166, 167
Тормозной момент 167

Трение:
качения 12
скольжения 12

Тяговый расчет 191

У

Угол:
зацепления 90
наклона зубьев 97
подъема резьбы 46

Условия работы конвейерных
устройств:
влияние на расчет 192

Условия связи 8

Устройства:
загрузочные 198
разгрузочные 198

Ц

Цапфы 126

Цепи:
– грузовые 117
– двухшарнирные 259
– приводные 117
– тяговые 117

III

Шероховатость 4, 23

Шестерня 85

Шкивы ременных передач 75

Шпильки 40

Шпонки:

клиновые 59

призматические 60

сегментные 62, 63

Штабелеры 318

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Часть первая. МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ. ДЕТАЛИ МАШИН. . .	7
Раздел I. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	7
1. Структура и кинематика механизмов.....	7
1.1. Общие сведения	7
1.2. Классификация кинематических пар. Кинематическая цепь	8
1.3. Виды механизмов и их структурные схемы.....	9
1.4. Трение в механизмах и машинах.	12
Контрольные вопросы	14
2. Общие сведения и основы проектирования деталей машин.	15
2.1. Общие сведения.....	15
2.2. Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин.	17
2.3. Основные виды нагрузений, возникающих в деталях машин, и определение действующих напряжений.....	19
2.4. Материалы, применяемые в машиностроении.	21
2.5. Основные виды термической обработки стали.	22
2.6. Шероховатость поверхности.	23
2.7. Допуски и посадки.	24
Контрольные вопросы	29
Раздел II. СОЕДИНЕНИЯ.	30
3. Заклепочные соединения.....	30
3.1. Общие сведения.....	30
3.2. Расчет прочных заклепочных швов.	31
Контрольные вопросы	33
4. Сварные соединения.	33
4.1. Общие сведения.....	33
4.2. Виды соединений электродуговой сварки.	34
4.3. Расчет сварных швов.	35
Контрольные вопросы	38
5. Клеевые соединения.	38
6. Резьбовые соединения.	40
6.1. Общие сведения.....	40
6.2. Виды и материалы крепежных элементов.	43
6.3. Расчет болтовых соединений.	45
6.4. Силовые соотношения, условия самоторможения и КПД винтовой пары.	54

Контрольные вопросы	59
7. Шпоночные и шлицевые (зубчатые) соединения.	59
7.1. Общие сведения.	59
7.2. Призматические шпонки.	60
7.3. Сегментные шпонки.	62
7.4. Шлицевые (зубчатые) соединения.	64
Контрольные вопросы	67
Раздел III. ПЕРЕДАЧИ.	68
8. Общие сведения и параметры, характеризующие передачи.	68
9. Фрикционные передачи.	70
9.1. Фрикционные цилиндрические передачи.	70
9.2. Фрикционные конические передачи.	71
9.3. Расчет фрикционных передач.	73
Контрольные вопросы	74
10. Ременные передачи.	75
10.1. Общие сведения.	75
10.2. Плоскоременные передачи.	76
10.3. Расчет плоскоременных передач.	77
10.4. Клинеременная передача.	80
10.5. Расчет клинеременных передач.	81
Контрольные вопросы	85
11. Зубчатые передачи.	85
11.1. Общие сведения.	85
11.2. Геометрические параметры цилиндрических прямозубых передач.	88
11.3. Расчет цилиндрических прямозубых передач на прочность.	90
11.4. Косозубые цилиндрические передачи.	97
11.5. Конические зубчатые передачи.	100
11.6. Зубчатые передачи Новикова.	103
11.7. Зубчатые редукторы.	104
Контрольные вопросы	110
12. Червячные передачи.	111
12.1. Общие сведения.	111
12.2. Геометрические и кинематические параметры червячных передач.	111
12.3. Расчет на прочность.	114
12.4. Силы, действующие в червячных передачах.	115
Контрольные вопросы	116
13. Цепные передачи.	116
13.1. Общие сведения.	116
13.2. Расчет цепных передач.	121

	Контрольные вопросы	124
Раздел IV. ОСИ, ВАЛЫ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ		125
14. Общие сведения		125
14.1. Классификация осей и валов.		125
14.2. Основные критерии расчета осей и валов.		126
Контрольные вопросы		132
15. Подшипники скольжения		133
15.1. Общие сведения.		133
15.2. Особенности конструкции подшипников скольжения.		134
15.3. Расчет подшипников скольжения.		135
16. Подшипники качения		136
16.1. Общие сведения.		136
16.2. Выбор и расчет подшипников качения.		139
Контрольные вопросы		143
17. Муфты		143
17.1. Муфты постоянные.		144
17.2. Муфты управляемые.		149
Контрольные вопросы		150
Часть вторая. ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ		151
Раздел V. МЕХАНИЗМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН		151
18. Механизмы подъема груза		151
18.1. Общие сведения, классификация.		151
18.2. Параметры грузоподъемных механизмов.		152
18.3. Режимы работы грузоподъемных механизмов.		152
18.4. Основные элементы механизмов подъема груза.		153
18.5. Блоки, полиспасты, барабаны.		156
18.6. Грузозахватные приспособления.		162
18.7. Тормозные устройства.		166
18.8. Привод грузоподъемного механизма.		170
Контрольные вопросы		178
19. Механизмы передвижения тележки		179
Контрольные вопросы		187
Раздел VI. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ		188
20. Общие сведения и основы проектирования транспортных машин		188
20.1. Общие сведения.		188
20.2. Выбор типа транспортирующей машины.		189
20.3. Производительность.		189
20.4. Условия работы.		191
20.5. Тяговый расчет.		191
20.6. Проверка тяговых элементов на прочность.		192
20.7. Привод конвейерных устройств.		193
20.8. Натяжные механизмы.		196

20.9.	Тормозные устройства.	197
20.10.	Загрузочные и разгрузочные устройства.	198
	Контрольные вопросы	199
21.	Конвейеры с тяговым элементом. Ленточные конвейеры	200
21.1.	Общие сведения.	200
21.2.	Конструктивные особенности.	200
21.3.	Проектный расчет.	204
	Контрольные вопросы	216
22.	Пластинчатые конвейеры.	216
22.1.	Общие сведения.	216
22.2.	Конструктивные особенности.	217
22.3.	Проектный расчет.	218
	Контрольные вопросы	226
23.	Полочные элеваторы.	226
23.1.	Общие сведения.	226
23.2.	Конструктивные особенности.	226
23.3.	Проектный расчет.	227
	Контрольные вопросы	236
24.	Люлечные двухцепные элеваторы.	236
24.1.	Общие сведения.	236
24.2.	Конструктивные особенности.	237
24.3.	Проектный расчет.	238
	Контрольные вопросы	247
25.	Одноцепные элеваторы.	247
25.1.	Общие сведения.	247
25.2.	Конструктивные особенности.	247
25.3.	Проектный расчет.	248
	Контрольные вопросы	256
26.	Подвесные конвейеры.	256
26.1.	Общие сведения.	256
26.2.	Конструктивные особенности.	257
26.3.	Проектный расчет.	260
	Контрольные вопросы	272
27.	Щелевые (напольные) конвейеры.	273
27.1.	Общие сведения.	273
27.2.	Конструктивные особенности.	273
27.3.	Проектный расчет.	275
	Контрольные вопросы	284
28.	Конвейеры без тягового элемента.	284
28.1.	Общие сведения.	284
28.2.	Конструктивные особенности.	284
28.3.	Проектный расчет.	285
	Контрольные вопросы	290

29. Лифты	290
29.1. Классификация лифтов.	290
29.2. Устройство лифта.	291
29.3. Кинематические схемы лифтов.	292
29.4. Параметры лифтов.	294
29.5. Подъемные механизмы лифта.	295
29.6. Кабина лифта.	299
29.7. Балансирная подвеска.	301
29.8. Ловители.	303
29.9. Ограничитель скорости.	306
29.10. Противовес.	308
29.11. Направляющие башмаки кабины и противовеса.	310
29.12. Дверные замки и отводки.	311
30. Внутрицеховой вспомогательный транспорт	315
30.1. Общие сведения.	315
30.2. Погрузчики.	316
30.3. Штабелеры.	318
30.4. Электротележки.	318
30.5. Ручные тележки.	319
30.6. Расчет напольного транспорта.	320
Контрольные вопросы	320
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	321
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	322
ПРИЛОЖЕНИЕ	324
А. Допускаемые напряжения сталей.	324
Б. Канаты.	327
В. Электродвигатели.	328
Г. Редукторы.	337
Д. Муфты и тормоза.	342
Е. Тяговые цепи.	350
Ж. Подшипники качения. Корпуса подшипников.	353
З. Крепежные изделия. Резьба метрическая.	373
И. Манжеты. Маслоуказатели. Маслосливные пробки.	386
ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ	391
СОДЕРЖАНИЕ	395