

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ, применяемые для характеристики грузоподъемных машин и механизмов	7
1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	11
1.1 Цель выполнения контрольной работы	11
1.2 Организационно-методические основы выполнения контрольных работ	11
2 КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА МЕХАНИЗМА	12
2.1 Группы классификации (режима) кранов и механизмов в целом	12
2.2 Выбор кинематической схемы механизма	14
3 ВЫБОР СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ И ГРУЗОЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ	17
3.1 Канаты	17
3.2 Концевые грузозахватные устройства	24
3.3 Расчёт и подбор стальных канатов для гибких строп	29
3.4 Траверсы	32
4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ МЕХАНИЗМА	36
4.1 Проектирование блоков	36
4.2 Проектирование барабанов	36
5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ	50
5.1 Крюковые подвески	50
5.2 Расчет крюковой подвески	52
5.3 Монтажные блоки	56
6 ЗАДАНИЕ на выполнение контрольной работы по дисциплине	60
6.1 Исходные данные	60
6.2 Схема монтажа фильтра	60
6.3 Задание на выполнение контрольной работы	61
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	63

ВВЕДЕНИЕ

В современном строительстве монтаж систем теплогазоснабжения и вентиляции ведется крупными тяжеловесными блоками. Трубопроводы при подземной и наземной прокладке монтируются звеньями длиной 40 метров, иногда и более, трубопроводы и арматура колодцев поставляются в зону монтажа в виде собранных в заготовительных предприятиях блоков, отопительные котлы, экономайзеры поставляются заводами-изготовителями готовыми блоками. Это относится к кондиционерам, холодильным машинам, приточным камерам, фильтрам для очистки воздуха и т.п.

Монтаж укрупнённых блоков возможен при применении эффективных средств механизации такелажных работ и требует разработки в проектах организации строительства (ПОС) и проектах производства работ (ППР) рациональных методов организации монтажа с применением современного грузоподъёмного оборудования и такелажной оснастки.

Такелажные работы в общем объеме всех монтажных работ занимают до 50 %. К такелажным работам относятся: строповка и расстроповка монтажного оборудования, его подъём, опускание и горизонтальное перемещение; крепление блоков, полиспастов, лебёдок, талей; сооружение монтажных якорей; изготовление, установка и оснащение монтажных мачт, порталов, шевров; испытание монтажного оборудования и оснастки и т.п. При этом необходимо обеспечить безопасное ведение работ.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам в изучении дисциплин "Механизация и автоматизация производства систем теплогазоснабжения и вентиляции" и в выполнении разнообразных курсовых и контрольных работ.

В пособии рассматриваются материалы, такелажные приспособления и грузоподъёмное оборудование, применяемые при выполнении монтажных работ. Рассмотрены теоретические основы расчетов и конструирования такелажной оснастки, отвечающие требованиям эффективного и безопасного ведения работ.

Приведенные в пособии примеры предназначены облегчить понимание изучаемого курса.

Грузоподъёмные машины и установки – высокоэффективные средства комплексной механизации и автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ. Приме-

нение таких машин уменьшает объем использования тяжелых ручных операций и способствует резкому повышению производительности труда и снижения себестоимости работ. Автоматизация грузоподъемных машин позволяет включить ее в поточную линию, а универсальность использования – сделать составным элементом гибкого автоматизированного производства.

Выполнение курсовых работ и контрольных задач призвано выработать навыки проектирования отдельных механизмов и машин и тем самым углубить общеинженерную подготовку будущего специалиста.

Практическая самостоятельная работа студента будет эффективной только в том случае, если обучающийся твердо усвоит основные теоретические положения ранее изучавшегося лекционного материала, успешно выполнит практический и лабораторные практикумы. Творческий характер работы в процессе проектирования позволяет решать задачи студенческой научно-исследовательской работы.

ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ,
применяемые для характеристики
грузоподъемных машин и механизмов
(в алфавитном порядке)

	Термин	Определение
1.	Блок (канатный)	Вращающийся элемент с ручьем для направления каната
2.	Блок уравнительный	Блок, служащий для выравнивания нагрузок в ветвях каната
3.	Время рабочего цикла, $T_{\text{ц}}$	Время, затрачиваемое на осуществление одного установленного цикла
4.	Высота подъема, H	Расстояние по вертикали от уровня стоянки крана до грузозахватного органа, находящегося в верхнем положении (для крюков и вилов – до их опорной поверхности; для прочих – до их нижней точки в замкнутом положении). Для мостовых кранов высота подъема принимается от уровня пола. Высота подъема определяется без нагрузки при установке крана на горизонтальной площадке.
5.	Глубина опускания, h	Расстояние по вертикали от уровня стоянки крана до грузозахватного органа, находящегося в нижнем рабочем положении (для крюков и вилов – до их опорной поверхности; для прочих – до их нижней точки в замкнутом положении). Для мостовых кранов глубина опускания принимается от уровня пола. Глубина опускания определяется без нагрузки при установке крана на горизонтальной площадке.
6.	Грузовой (подъемный) канат	Канат, предназначенный для подъема груза
7.	Грузоподъемность полезная	Груз массой $m_{\text{п}}$, поднимаемый краном и подвешенный при помощи съемных грузозахватных приспособлений или непосредственно к несъемным грузозахватным приспособлениям
8.	Грузоподъемный механизм (механизм подъема)	Стационарно установленный механизм для подъема и опускания груза
9.	Группа классификации (режима)	Характеристика механизма или крана, учитывающая его использование по грузоподъемно-

		сти, а также по времени или числу циклов работы
10.	Диапазон подъема, D	Расстояние по вертикали между верхним и нижним рабочим положением грузозахватного органа ($D = H + h$).
11.	Документ нормативный	Документ (стандарт, правила, технические условия, методические указания), содержащие требования промышленной безопасности и согласованный с Госгортехнадзором РФ
12.	Домкрат	Переставной механизм для подъема грузов на небольшую высоту при воздействии на груз снизу
13.	Коэффициент запаса торможения	Отношение момента, создаваемого тормозом, к наибольшему моменту на тормозном валу от приложенных статических нагрузок: – наибольшего рабочего груза (для механизма подъема); – массы стрелы, противовеса, наибольшего рабочего груза.
14.	Кран грузоподъемный	Грузоподъемная машина, оснащенная стационарно установленными грузоподъемными механизмами
15.	Лебедка	Механизм, тяговое усилие которого передается посредством гибкого элемента (каната, цепи) от приводного барабана.
16.	Лебедка (типы)	- барабанная; - с канатоведущими шкивами; - шпильевая.
17.	Лебедка ручная	Лебедка для подъема (опускания) груза с ручным приводом
18.	Машина грузоподъемная	Техническое устройство циклического действия для подъема и перемещения груза
19.	Несъемное грузозахватное приспособление	Устройство, к которому можно подвешивать груз и которое постоянно закреплено на нижнем конце подъемного устройства. Несъемные грузозахватные приспособления являются частью крана.
20.	Обрыв проволоки каната	Одно- или многократное нарушение целостности отдельной проволоки на регламентирован-

		ной длине участка каната, подвергаемого контролю
21.	Ограничитель	Устройство, автоматически отключающее и/или переключающее на пониженную скорость привод механизма в аварийных ситуациях
22.	Ограничитель рабочего движения	Ограничитель, который вызывает остановку и/или ограничение рабочих движений крана
23.	Орган грузозахватный	Устройство (крюк, электромагнит, вилы и т.п.) для подвешивания, захватывания или подхватывания груза
24.	Передвижной грузоподъемный механизм	Механизм для подъема (опускания) груза, передвигаемый вручную
25.	Переставной грузоподъемный механизм	Механизм для подъема (опускания) груза, перемещаемый с одного участка работ на другой вручную
26.	Плавная посадка груза	Опускание груза с наименьшей скоростью при его монтаже или укладке
27.	Подвеска крюковая	Устройство, снабженное крюком для подъема груза и системой блоков для подвески к крану
28.	Подъем (опускание) груза	Вертикальное перемещение груза
29.	Подъемное средство	Канаты, цепи или любое другое оборудование, свисающее с крана, с грузовой тележки или с оголовка стрелы и приводимое в движение механизмом (лебедкой) для подъема или опускания груза, подвешенного к нижнему концу подъемного средства. Подъемные средства являются частью грузоподъемного устройства.
30.	Полиспаст	Блочно-канатная система для изменения силы и скорости передвижения каната
31.	Полиспаст сдвоенный	Полиспаст, оба конца каната которого закреплены на одном или двух барабанах
32.	Прибор безопасности	Устройство электронного типа, устанавливаемое на кране и предназначенное для отключения механизмов в аварийных ситуациях или их предупреждения
33.	Регистратор параметров работы крана	Устройство, регистрирующее параметры работы крана
34.	Связь кинематическая	Механическая связь между двигателем и бара-

	неразмыкаемая	баном, осуществляемая: – непосредственным соединением двигателя с редуктором и редуктора с барабаном; – при помощи неразмыкаемых муфт.
35.	Скорость подъема (опускания) груза	Скорость вертикального перемещения рабочего груза в установившемся режиме движения
36.	Скорость посадки	Наименьшая скорость опускания наибольшего рабочего груза при монтаже или укладке в установившемся режиме движения.
37.	Стационарно установленный механизм	Механизм, закрепленный на раме, конструкции крана или на фундаменте.
38.	Съемное грузозахватное приспособление	Устройство, соединяющее груз с краном. Съемное грузозахватное приспособление легко снимается с подъемного устройства и отсоединяется от груза
39.	Таль	Грузоподъемный механизм, смонтированный в одном корпусе с приводом
40.	Таль ручная	Грузоподъемный механизм с канатным или цепным ручным приводом
41.	Тормоз	Устройство для остановки и/или удержания механизмов в неподвижном состоянии или снижения скорости движения
42.	Устройство безопасности	Техническое устройство механического, электрического, гидравлического или иного типа, устанавливаемое на кране и предназначенное для отключения механизмов в аварийных ситуациях или для предупреждения крановщика (машиниста) об аварийной ситуации
43.	Цикл работы	Совокупность операций, связанных с передвижением крана при работе, от момента, когда кран готов к подъему груза, до момента готовности к подъему следующего груза
44.	Эксплуатация	Стадия жизненного цикла крана, на которой реализуется, поддерживается и восстанавливается его качество. Эксплуатация включает в себя в общем случае использование по назначению (работу), транспортирование, монтаж, хранение, техническое обслуживание и ремонт

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 Цель выполнения контрольной работы

Основная цель выполнения контрольной работы – обучение студентов основам решения практических задач конструирования машины или механизма, закрепление, углубление и обобщение знаний, приобретенных при изучении теории учебных дисциплин.

Завершение изучения конкретных учебных дисциплин выполнением контрольных работ позволяет студентам:

- сконцентрировать внимание на узловых знаниях изучаемой дисциплины с целью их углубления, закрепления и систематизации;
- сформировать навыки самостоятельного творческого использования этих знаний для решения конкретных инженерных задач;
- развить потребности самостоятельного знакомства и изучения нового научно-технического материала;
- сформировать навыки работы с государственными и отраслевыми стандартами, справочной литературой, правилами безопасности;
- научить правильно оформлять техническую документацию;
- сформировать готовность и способность к постоянному самообразованию, активизировать развитие творческих способностей студентов.

Особенности проектирования механизмов и машин заключаются в том, что здесь уже нельзя рассматривать сборочные единицы обособленно и независимо друг от друга. Нужно все время помнить об их взаимосвязи – изменение конструкции или параметров одной сборочной единицы, как правило, влечет за собой соответствующее изменение конструкции и параметров других сборочных единиц данного механизма или машины.

1.2 Организационно-методические основы выполнения контрольных работ

При конструировании любой машины перед конструктором стоит задача – создать машину, которая имела бы высокую производительность, достаточные надежность и долговечность, минимальную массу и габариты, простую и безопасную систему обслуживания и ремонта, была бы удобной в управлении. При этом основные параметры проектируемой машины или механизма должны соответствовать требованиям действующих ГОСТов и Правил безопасности.

Конструкции механизмов грузоподъемных машин и механизмов должны отвечать требованиям "Правил устройства и безопасной экс-

плуатации грузоподъемных кранов (ПБ-10-382-00) М.: ПИО. ОБТ. 2001" и "Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов (ПБ-10-1492) СПб.: Деан 2000".

После выбора схемы механизма производят его предварительный расчет:

1) определяют параметры основных нормализованных или стандартизованных изделий, входящих в состав механизма (крюковых подвесок, канатов, электродвигателей, редукторов, муфт, тормозов и др.);

2) выбирают типы (серии) и типоразмеры данных изделий;

3) определяют основные параметры изделий, не являющихся стандартизованными или унифицированными, или изделий, унификация которых охватывает лишь узкую часть типоразмеров (барабанов, блоков и т.д.).

2 КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА МЕХАНИЗМА

2.1 Группы классификации (режима) кранов и механизмов в целом

Группа классификации (режима) кранов в целом определяется по таблице 2.1 в зависимости от класса использования ($U_0 - U_9$), характеризующегося величиной максимального числа циклов за заданный срок службы, и режима нагружения ($Q_1 - Q_4$).

Режим нагружения крана характеризуется величиной коэффициента распределения нагрузок K_p , определяемого по формуле

$$K_p = \sum_{i=1}^n \left[\frac{C_i}{C_T} \cdot \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right], \quad (2.1)$$

где C_i – среднее число рабочих циклов с частным уровнем массы груза P_i ; C_T – суммарное число рабочих циклов со всеми грузами

$C_T = \sum_{i=1}^n C_i$; P_i – значения частных масс отдельных грузов (уровни

нагрузки) при типичном применении крана; $P_{\max}$ – масса наибольшего груза (номинальный груз), который разрешается поднимать краном; $m=3$ – показатель степени.

Группа классификации (режима) механизмов в целом определяется по таблице 2.2 в зависимости от класса использования механизма ($T_0 - T_9$), характеризующего общей продолжительностью использования механизма (в часах), и режима нагружения ($L_1 - L_4$).

Таблица 2.1 - Группы классификации (режима) кранов в целом

Режим нагружения	Коэф- фициент распре- деления нагрузок K_p	Класс использования									
		U_0	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	U_9
		максимальное число рабочих циклов									
		$1,6 \cdot 10^4$	$3,2 \cdot 10^4$	$6,3 \cdot 10^4$	$1,25 \cdot 10^5$	$2,5 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	более $4 \cdot 10^6$
Q1 – легкий	0,125			A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2 – умеренный	0,250		A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	
Q3 – тяжелый	0,500	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8		
Q4 – весьма тяжелый	1,000	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8			

Таблица 2.2 - Группы классификации (режима) механизма в целом

Режим нагружения	Коэф- фициент распре- деления нагрузок K_m	Класс использования									
		T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9
		общая продолжительность использования, ч									
		200	400	800	1600	3200	6300	12500	$25 \cdot 10^3$	$50 \cdot 10^3$	$100 \cdot 10^3$
L1 – легкий	0,125			M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2 – умеренный	0,250		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
L3 – тяжелый	0,500	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8		
L4 – весьма тяжелый	1,000	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8			

Режим нагружения механизма характеризуется величиной коэффициента распределения нагрузок K_m , определяемого по формуле

$$K_m = \sum_{i=1}^n \left[\frac{t_i}{t_T} \cdot \left(\frac{P_i}{P_{max}} \right)^m \right], \quad (2.2)$$

где t_i – средняя продолжительность использования механизма при частных уровнях нагрузки; t_T – общая продолжительность при всех частных уровнях нагрузки $t_T = \sum_{i=1}^n t_i$; P_i – значения частных нагрузок (уровни нагрузок), характерных для применения данного механизма; P_{max} – значение наибольшей нагрузки, приложенной к механизму; $m=3$ – показатель степени.

2.2 Выбор кинематической схемы механизма

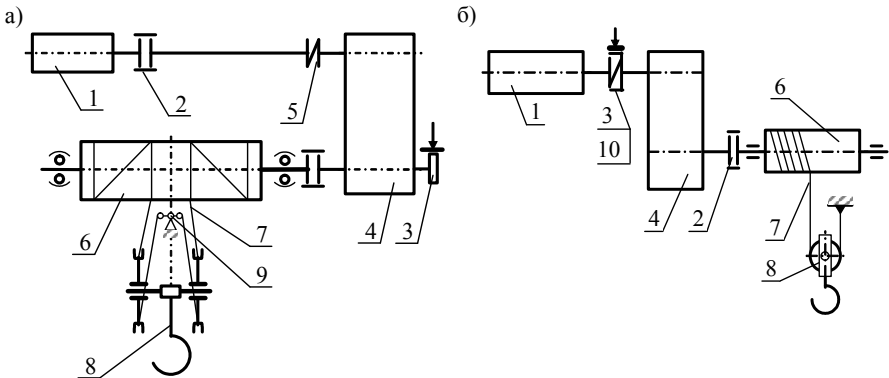
Механизм подъема грузовых машин и установок состоит в основном из следующих узлов: привода, передаточного устройства, исполнительного органа, тормоза, приборов и устройств безопасности. В настоящее время разработан ряд унифицированных узлов грузоподъемных машин (барабаны, редукторы, колодочные и ленточные тормоза, средства и устройства безопасности и т.д.), которые позволяют компоновать из них механизмы, имеющие различные технические характеристики.

Примеры возможных кинематических схем механизма приведены на рисунке 2.1.

При разработке кинематической схемы необходимо решить вопрос о применении типа полиспаста. *Полиспастом называют совокупность подвижных и неподвижных блоков, огибаемых гибким органом, предназначенную для выигрыша в силе (силовые полиспасты) или в скорости (скоростные полиспасты).* В грузоподъемных машинах и установках наибольшее распространение нашли силовые полиспасты, которые подразделяются на *одинарные и сдвоенные*.

В сдвоенных полиспастах оба конца каната закрепляются на барабане, имеющем правую и левую нарезку. При подъеме или опускании груза одновременно наматываются или сматываются оба конца

каната, обеспечивая равномерность нагрузки на опоры и металлоконструкцию. Они нашли широкое применение в мостовых, козловых и консольных кранах.



- 1 – привод; 2 – зубчатая муфта; 3 – тормоз; 4 – редуктор; 5 – упругая муфта;
6 – барабан; 7 – канат; 8 – крюковая подвеска 9 – уравнильный балансир,
10 – шкив - полумуфта.

Рисунок 2.1. Кинематические схемы механизмов подъема:

В одинарных полиспастах один конец каната закрепляют на барабане, а второй на крюковой подвеске или на неподвижной опоре. При подъеме или опускании груза канат наматывается или сматывается с барабана. При этом усилие от натяжения каната смещается вдоль оси барабана, вызывая нежелательные изменения нагрузки на опоры. Кроме того, в одинарных полиспастах не обеспечивается строго вертикальный подъем груза, имеется большое стремление к закручиванию крюковой подвески.

Основной характеристикой полиспаста является его *кратность* (передаточное число), которая определяется как отношение числа ветвей, на которых висит груз к числу ветвей, наматываемых на барабан:

$$a_n = n_0 / n_6, \quad (2.3)$$

где a_n – кратность полиспаста, n_0 – число ветвей каната, на которых висит груз; n_6 – число ветвей каната, наматываемых на барабан.

Так как в начале проектирования трудно сразу установить пара-

метры полиспаста, то при выборе его кратности a_n можно пользоваться рекомендуемыми значениями кратности в зависимости от грузоподъемности, приведенными в таблице 2.3.

При больших грузоподъемностях (свыше 50 т) кратность сдвоенных полиспастов в соответствии с рекомендациями [6] можно принимать равной:

при 80 и 200 т – 4; при 100 и 250 т – 5;
при 125 т – 6; при 160 и 320 т – 8.

Таблица 2.3 - Типы и кратность крановых полиспастов

Характер наводки каната на барабан	Тип полиспаста	Кратность полиспаста a_n , при грузоподъемности, т				
		до 1	2...6	10...15	20...30	40...50
Непосредственно	Сдвоенный	2	2	2;3	3;4	4;5
	Одинарный	1	2	–	–	–
Через направляющие блоки	Одинарный	1; 2	2; 3	3; 4	5; 6	–
	Сдвоенный	–	2	2; 3	–	–

Полиспаст, как и всякий механизм, имеет коэффициент полезного действия (КПД), зависящий от типа подшипников и кратности полиспаста (см. таблицу 2.4).

Таблица 2.4 - Значения КПД полиспаста η_n

Тип подшипника	Кратность полиспаста							
	2	3	4	5	6	8	10	12
скольжения	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,86	0,82	0,78
качения	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,91	0,89

3 ВЫБОР СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ И ГРУЗОЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ

3.1 Канаты

3.1.1 Стальные канаты

В погрузочно-разгрузочных машинах в качестве грузонесущих и тяговых элементов широко применяются *канаты* и *цепи*.

Грузоподъемные машины и установки оснащаются стальными канатами в силу их неоспоримых преимуществ: высокая прочность, хорошая гибкость, способность работать при больших скоростях, хорошее восприятие динамических нагрузок, надежность в эксплуатации и др.

Пеньковые и хлопчатобумажные канаты допускаются к применению в качестве чалочных (для обвязки груза и подвешивания его к крюку).

Стальные канаты, применяемые в качестве грузовых, стреловых, несущих, тяговых и чалочных, должны соответствовать государственным стандартам и иметь сертификат (свидетельство) завода-изготовителя об их испытании.

В соответствии с ГОСТ 3241 канаты подразделяются на следующие типы:

Г – *грузовые*, применяемых в устройствах, служащих для транспортирования грузов и других целей;

ГЛ – *грузолюдские*, применяемые в устройствах, служащих для транспортирования людей и грузов. Эти канаты должны изготавливаться только из проволоки марки В, обладать наилучшими механическими свойствами;

Б – *бензольные*, служащие для перевязок.

Кроме того, стальные канаты подразделяются:

а) **по форме поперечного сечения** на *круглые* и *плоские* (форма поперечного сечения близка к форме прямоугольника);

б) **по конструктивному признаку** – *одинарной* свивки (спиральные) состоящие из проволок свитых по спирали в один или несколько концентрических слоев; *двойной* свивки, у которых сначала проволоки свивают в пряди, а затем пряди свиваются в канат вокруг центрального сердечника в один или несколько концентрических слоев; *тройной* свивки, состоящих из свитых стренг (канатов двойной свивки);

в) **по форме поперечного сечения прядей** – *круглопрядные* и *фа-*

соннопрядные с формой поперечного сечения, отличающейся от круглой (трехгранной, овальной и т.п.);

г) по типу прядей и спиральных канатов:

ТК – с точечным контактом проволок между слоями (проволоки одного слоя касаются проволок смежных слоев в одной точке);

ЛК – с линейным касанием проволок (проволоки одного слоя касаются проволок смежных слоев по всей длине проволоки), которые в свою очередь имеют несколько разновидностей:

ЛК-О – с одинаковым числом и диаметром проволок в слое;

ЛК-Р – с разным числом и диаметром проволок в слое;

ЛК-РО – с проволочками разного и одинакового диаметров по отдельным слоям пряди;

ЛК-З – между слоями проволок размещены заполняющие проволочки меньшего диаметра.

ТЛК-О и *ТЛК-Р* – с комбинированным точечно-линейным касанием проволок

Канаты типа ЛК по сравнению с ТК имеют большую гибкость, лучшее заполнение поперечного сечения металлом, выше долговечность в 1,5 – 1,8 раза, но дороже в изготовлении. Объединение достоинств обоих типов канатов осуществлено в канатах типа ТЛК.

д) **по материалу сердечника** – с *органическим* сердечником (ОС); с *металлическим мягким* сердечником из проволоки, имеющей временное сопротивление разрыву не более 900 МПа (МСМ); с *металлическим* сердечником из канатной проволоки (МС); с *асбестовым* сердечником; с сердечником из *искусственных материалов* (пластмасс и пр.). Наибольшее распространение получили канаты с органическим (пеньковым) сердечником, который пропитывается смазкой, что уменьшает износ каната и увеличивает его гибкость. Асбестовые сердечники используют в канатах при работе грузоподъемных машин и установок в горячих и металлургических цехах. Канаты с металлическим сердечником применяют в случаях многослойной навивки каната на барабан.

е) **по способу свивки** – *раскручивающиеся* (Р) и *нераскручивающиеся* (Н). У нераскручивающихся канатов пряди и проволоки сохраняют свое положение после снятия перевязок с конца каната, а у раскручивающихся не сохраняют;

ж) **по направлению свивки** – *правого* и *левого* направления;

з) **по сочетанию направления свивки** элементов каната – *кре-*

стовой и односторонней (О) свивки. Если направления свивки прядей и каната совпадают, то получается канат односторонней (параллельной) свивки. Если направления свивки не совпадают, то получают канат крестовой свивки. Выпускаются также канаты комбинированной свивки. На практике наибольшее применение нашли канаты крестовой и комбинированных свивок.

Правое или левое направление свивки каната необходимо учитывать при креплении каната на барабане и направлении его вращения. Для увеличения прочности и долговечности каната при наматывании его на барабан должно происходить дополнительное подкручивание.

и) **по степени крутимости** – *крутящиеся*, с одинаковым направлением свивки всех прядей и *малокрутящиеся*, многопрядные с противоположным направлением свивки прядей по слоям каната (МК);

к) **по механическим свойствам проволоки**: В – из проволоки марки В; I – из проволоки марки I; II – из проволоки марки II и Б – из бензольной проволоки. Для грузоподъемных машин и установок канаты изготавливают из проволоки диаметром 0,2...3 мм марок В и I.

л) **по виду покрытий проволоки и каната** – из *светлой* проволоки, *оцинкованной* проволоки и с *покрытием* искусственными материалами всего каната и прядей.

Канаты из оцинкованной проволоки различают

ЛС – с тонким цинковым покрытием для легких условий работы;

СС – со средним цинковым покрытием для средних условий работы

ЖС – с толстым цинковым покрытием для жестких условий работы.

В сухих помещениях применяют канаты, изготовленные из светлых (без покрытия) проволочек, а в сырых помещениях – из оцинкованных проволочек. Последние являются коррозионно-стойкими, но прочность их снижается примерно на 10 %. Оцинкованные проволочки слабо сопротивляются действию кислот, что необходимо учитывать при выборе каната в условиях химического производства.

Канаты являются наиболее ответственными и в то же время наиболее быстро изнашиваемой деталью грузоподъемной машины. Обрыв грузовых и несущих канатов может быть причиной аварий и тяжелого травматизма. В связи с этим правилами Госгортехнадзора регламентированы наименьшие допустимые запасы прочности каната (n_k).

При выборе каната вначале определяют максимальное статическое усилие в канате, которое определяют по формуле:

$$S_{\max} = \frac{G + q}{Z_{\kappa.б} a_{\Pi} \eta_{\Pi} \eta_{\Pi.б}}, \quad (3.1)$$

где G – вес номинального груза; q – вес крюковой подвески; $Z_{\kappa.б}$ – число ветвей каната, навиваемых на барабан; a_{Π} – передаточное число (кратность) полиспаста; η_{Π} – КПД полиспаста; $\eta_{\Pi.б}$ – КПД направляющих (обводных) блоков.

Вес крюковой подвески принимается по справочным таблицам [6] или ориентировочно рассчитывается по зависимостям:

$q = 15 \cdot G$ – для одноблочных подвесок;

$q = 20 \cdot G$ – для двух – и трехблочных подвесок,

здесь q – в Н, G – в кН.

Выбор типа каната осуществляют в зависимости от конкретных условий эксплуатации грузоподъемного устройства и способа крепления груза к канату. На грузоподъемных машинах общего назначения при однослойной навивке на барабан рекомендуется применять шестипрядные стальные канаты двойной свивки с одним органическим сердечником, имеющие предел прочности проволоки при растяжении $\sigma_b = 1666 \dots 1960$ МПа, следующих типов:

ЛК-Р $6 \times 19(1+6+6/6)+1$ ос ГОСТ 2688-80;

ЛК-РО $6 \times 36(1+7+7/7+14)+1$ ос ГОСТ 7668-80.

В условиях абразивного износа предпочтительнее канаты с меньшим числом проволок, т.е. 6×19 , по сравнению с канатами, у которых число проволок 6×36 или 6×37 .

Типоразмер каната выбирают из условия – произведение максимального статического усилия в канате на коэффициент запаса прочности не должно превышать разрывного усилия каната в целом, указанного в таблице ГОСТа:

$$S_{\max} \cdot n_k \leq S_p, \quad (3.2)$$

где n_k – коэффициент запаса прочности каната, выбираемый по таблице 3.1; S_p – разрывное усилие каната в целом.

Выбранный типоразмер каната необходимо проверить на соотношение между диаметром каната и диаметром блока крюковой подвески (если они были выбраны ранее), которое имеет вид:

$$D_{бл} \geq d_k \cdot e, \quad (3.3)$$

где $D_{бл}$ – диаметр блока, измеряемый по средней линии навитого каната ($D_{бл} = D_{бл.0} + d_k$); d_k – диаметр каната; e – коэффициент, регламентируемый нормами Госгортехнадзора и зависящий от типа машины и режима работы, выбираемый по таблице 3.2; $D_{бл.0}$ – диаметр блока по

дну ручья.

Таблица 3.1 - Наименьший допускаемый коэффициент запаса прочности канатов.

Назначение канатов	Привод	Группа режима работы	Допускаемые значения n_k
Грузовые* и стреловые	Ручной	1	4,0
	Машинный	1; 2; 3	5,0
		4	5,5
		5 и 6	6,0

Примечание: *Грузовые канаты на кранах, предназначенных для подъема и транспортирования расплавленного металла, жидкого шлака, ядовитых и взрывчатых веществ, должны выбираться с коэффициентом запаса прочности не менее 6.

Таблица 3.2 - Минимальные значения коэффициента e

Тип грузоподъемной машины	Тип привода	Группа режима работы	e
Электрические тали	Машинный	—	22
Стреловые краны	Машинный	1; 2; 3	16
		4	18
		5	20
		6	35
Все виды за исключением лебедок, талей, стреловых кранов, электроталей и лебедок	Ручной	1	18
	Машинный	1; 2; 3	20
		4	25
		5	30
		6	35
Лебедки для подъема груза	Ручной	—	12
	Машинный	—	20

Если соотношение (3.3) не выполняется, то нужно выбрать канат другого диаметра с соблюдением условия прочности (3.2). При этом можно изменить маркировочную группу или принять другой тип каната. Если условие (3.3) продолжает не выполняться, можно принять крюковую подвеску с большим числом блоков, что приведет к изменению кратности полиспаста, уменьшению усилия и диаметра каната. Можно не изменять число блоков, а увеличить их диаметр, но при

этом потребуется спроектировать специальную канатную подвеску.

Выбрав канат, необходимо выписать его основные параметры: условное обозначение типа, условное обозначение типоразмера, диаметр каната, марку проволоки, расчетную площадь сечения всех проволок F_k , маркировочную группу, вид покрытия поверхности проволоки, направление свивки каната, сочетание направлений свивки элементов, способ свивки каната.

Пример 1

Подобрать канат для растяжки, если известно, что усилие в ней равно $S=45$ кН.

Находим разрывное усилие R . Коэффициент запаса прочности для растяжек равен $K = 3,5$. Тогда $R=S \cdot K=45000 \cdot 3,5 = 157500$ Н.

Поскольку для растяжек рекомендуется жёсткий канат, то принимаем канат двойной свивки ЛК-Р $6 \times 19 + 1$ ос. ГОСТ 2688-80 диаметром 18 мм с пределом прочности проволок на разрыв 1570 Н/мм² с допустимым разрывным усилием каната 165200 Н, что больше 157500 Н.

Пример 2

При подъёме груза через грузовой блок диаметром 225 мм возникает усилие в канате, идущем на лебёдку $S=17$ кН. Лебёдка приводная, работающая в среднем режиме.

Определяем $R = 1 \cdot 7000 \cdot 5,5 = 93500$ Н. Выбираем гибкий канат двойной свивки типа ЛК-3 конструкции $6 \times 25 + 1$ ос по ГОСТ 7665-80 диаметром 14,5 мм с пределом прочности проволок 1570 Н/мм², $R=102500 > 93500$ Н.

Проверяем допустимый диаметр изгиба

$$D = d \cdot (e - 1) = 14,5 \cdot (18 - 1) = 246,5 > 225 \text{ мм.}$$

Диаметр каната выбран неправильно. Принимаем канат ЛК-3 $6 \times 25 + 1$ ос. по ГОСТ 7665-80, но с пределом прочности проволок 1960 Н/мм² диаметром 13 мм, для которого $R = 97200 > 93500$ и $D = 13 \cdot (18 - 1) = 201 \text{ мм} < 225 \text{ мм.}$

Пример 3

Имеется канат диаметром 11,5 мм. Из сертификата на этот канат известно, что пряди каната свиты из проволок с пределом прочности 1960 Н/мм², а конструкция каната ТЛК-О $6 \cdot 3 \cdot 7 + 1$ ос. ГОСТ 3073-80. Требуется определить допустимую нагрузку на этот

канат, если использовать его для подъёма люльки с людьми и допустимый диаметр блоков.

Определяем, что для указанного каната с диаметром 11,5 мм разрывное усилие $R=77550 \text{ Н}$.

Допустимая нагрузка на канат составит

$$S = R/K = 77550/9 = 8617 \text{ Н}.$$

Допустимый диаметр роликов блоков и барабана лебёдки должен быть больше $D > d \cdot (e - 1) > 11,5 \cdot (25 - 1) > 276 \text{ мм}$ (коэффициенты "К" и "е" определены по справочным таблицам).

3.1.2. Пеньковые канаты

Пеньковые канаты применяются при монтаже для вспомогательных целей в качестве оттяжек, для подъёма вручную через блоки небольших грузов и т.п.

Канаты выпускаются бельные и смольные. Бельные канаты гибкие, обладают большей прочностью, но пригодны к работе в сухих помещениях, так как подвержены, при большой влажности, загниванию; прочность их при размочивании резко снижается.

Смольные канаты пропитываются горячей смолой, поэтому не боятся влаги, но их прочность меньше, чем бельных канатов. Изготавливаются канаты из пеньковых нитей, свитых в каболки, а каболки свиты в пряди. Данные о стандартных трёхпрядных пеньковых канатах представлены в справочных таблицах.

Расчёт пеньковых канатов производится аналогично расчёту стальных канатов.

$$R > S \cdot K$$

где R-разрывное усилие каната, Н; S-усилие в ветви каната, Н; K-коэффициент запаса прочности, принимаемый для пеньковых канатов равным 8.

Пример

Усилие в ветви каната, который используется во влажном помещении для подъёма груза весом 1500 Н. Определить диаметр смольного каната.

Определяем необходимое разрывное усилие в канате.

$$R = 1500 \cdot 8 = 12000 \text{ Н}.$$

По справочным таблицам находим диаметр 15,9 мм смольного каната с разрывным усилием 12570 Н, что больше 12000 Н.

3.1.3. Канаты из искусственных волокон

Канаты из капроновых или перлоновых волокон более прочны на разрыв, чем пеньковые, водоустойчивы и не подвержены гниению.

Капроновые канаты, выпускаются по ГОСТ 10293-77* из капронового шёлка, свитого в кабалки, которые затем свиваются в пряжи. Капроновые канаты выпускаются двух групп повышенной и нормальной прочности.

Пример

Определить допустимое усилие S в капроновом канате нормальной прочности диаметром 19 мм.

По таблицам определяем величину разрывного усилия для данного каната R , равную 50700 Н. Тогда

$$S = R/K = 507\ 00/8 = 63\ 37\ \text{Н}.$$

3.1.4. Цепи

Цепи применяются в качестве стропов и в грузоподъемных механизмах. Для стропов используются сварные некалиброванные цепи, в грузоподъемных механизмах используются сварные калиброванные или пластинчатые цепи.

Расчёт цепей производится аналогично расчёту стальных канатов по формуле $S=R/K$, здесь где K -коэффициент запаса для цепных стропов принимается не менее 5. В практике монтажных работ систем ТГВ цепные стропы применяются редко.

3.2 Концевые грузозахватные устройства

Концевые грузозахватные устройства служат для захвата (застроповки), надежного удержания, ориентирования и освобождения (отстроповки) грузов при производстве погрузочно-разгрузочных операций с различными грузами. Производительность грузоподъемных машин находится в прямой зависимости от конструктивных качеств захватных устройств и правильного их подбора к конкретному грузу и условий работы с ним. Грузозахватные устройства бывают универсальными и специальными для работы с грузами определенного типа. Для подъема особо тяжелых грузов применяют грузовые петли.

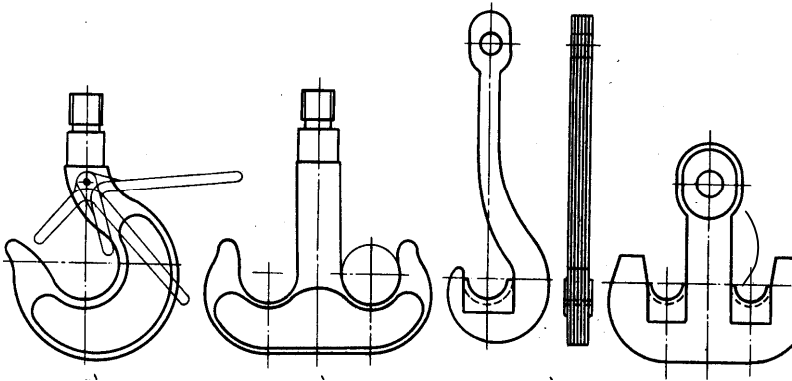
3.2.1 Грузовые крюки относятся к универсальным концевым захватным элементам и используются для навешивания стропов, электромагнитов и других грузозахватных приспособлений. Крюки изготавливаются *одно- и двурогими*. По способу изготовления они бывают

кованными, штампованными и пластинчатыми, состоящими из отдельных пластин, соединенных заклепками (рисунок 3.1).

Размеры крюков стандартизированы. Соотношения размеров трапецевидных сечений крюка подобраны по критерию минимальной массы крюков.

Для предотвращения закручивания грузовых канатов во время строповки груза крюки должны легко вращаться в крюковой подвеске, для чего она снабжается закрытой опорой на упорных подшипниках.

С целью предотвращения самопроизвольного выпадения грузозахватных приспособлений из зева крюков последние снабжаются предохранительными устройствами: подпружиненными скобами и скобами, перекрывающими зев действием сил тяжести их масс, и усилием натяжения грузового каната.



а – однорогий с замком; б – двурогий;
в – однорогий пластинчатый; г – двурогий пластинчатый

Рисунок 3.1 Основные типы грузовых крюков:

Однорогие кованые и штампованные крюки применяются при $Q=0,25 \div 100$ т. Двурогие кованые и штампованные крюки применяются при $Q=5 \div 100$ кН. Пластинчатые крюки однорогие применяют для литейных кранов грузоподъемностью от 40 до 315 т, а двурогие – для кранов общего назначения грузоподъемностью от 80 до 320 т.

Каждый крюк после изготовления испытывают под статической нагрузкой на 25 % превышающей его грузоподъемность.

Если в техническом задании на проектирование не указано, для подъема каких грузов предназначен механизм подъема, то можно

принимать любой тип крюка. Если механизм предназначен для подъема и транспортирования длинномерных грузов, то наиболее предпочтительно применение двурогого крюка.

В грузоподъемных машинах преимущественно используются однорогие кованые и штампованные крюки типа А (с коротким хвостовиком) и типа Б (с длинным хвостовиком). Материалом для изготовления этих крюков служат стали марок 20 и 20Г. Для крюков, работающих в условиях низких температур (ниже -40°C), применяют специальные стали.

При проектировании грузозахватного устройства заготовку крюка данного типа и типоразмера выбирают по соответствующему стандарту согласно значению грузоподъемности Q и с учетом режима работы механизма.

При проверочном расчете крюка на прочность определяют напряжения в его опасных сечениях, принимая во внимание силовые факторы и его геометрические параметры.

Стержень крюка работает на растяжение. Условие прочности для участка крюка, ослабленного нарезкой резьбы, имеет вид:

$$\sigma_p = \frac{G}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma_p], \quad (3.4)$$

где G – суммарная сила тяжести груза и строп; d_1 – внутренний диаметр резьбы (см. таблицу 85 [2]); $[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения растяжения (для указанных материалов крюков в расчет принимают $[\sigma_p]=160 \text{ МПа}$).

Крюк закрепляется на траверсе накидной гайкой, высоту (H_r) и внешний диаметр (D_r) которой определяют из условия равнопрочности резьбы на срез и стержня крюка на растяжение по соотношениям:

$$H_r = 0,8 \cdot d_2 \quad \text{и} \quad D_r = 1,8 \cdot d_2, \quad (3.5)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы.

Длину резьбы необходимо проверить из условия прочности на срез витков резьбы:

$$\text{для крюка} \quad \tau = \frac{G}{\pi d_1 H_r K K_m} \leq [\tau], \quad (3.6)$$

$$\text{для гайки} \quad \tau = \frac{G}{\pi d H_r K K_m} \leq [\tau], \quad (3.7)$$

где K – коэффициент полноты резьбы; K_m – коэффициент неравно-

мерности нагрузки по виткам резьбы. Для треугольной резьбы $K = 0,87$; для прямоугольной $K = 0,5$; для трапецидальной $K = 0,65$. Коэффициент $K_m = 0,6 \dots 0,7$ – большее значение принимается при $\sigma_{\text{вв}}/\sigma_{\text{вт}} > 1,3$ (здесь $\sigma_{\text{вв}}$ – предел прочности материала крюка, $\sigma_{\text{вт}}$ – предел прочности материала гайки).

3.2.2 Грузовые петли используются в качестве универсальных грузозахватных устройств. Они имеют меньший вес по сравнению с крюками той же грузоподъемности, вследствие более благоприятных условий нагружения. Однако при подвешивании грузов стропы необходимо пропускать в отверстие петли.

Грузовые петли выполняют *цельноковаными* или *составными* из шарнирно-соединенных элементов (рисунок 3.2). Грузовые петли изготавливают обычно из стали 20 ГОСТ 1050 – 88. Вследствие более четкого нагружения элементов составной петли расчет ее значительно проще, а изготовление не требует специального прессового оборудования.

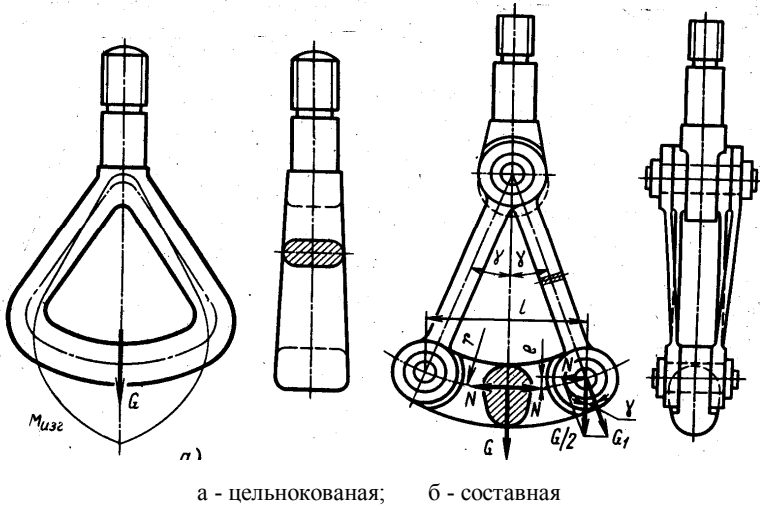


Рисунок 3.2. Грузовые петли:

Поперечину петли следует рассматривать как криволинейную статически определимую балку, нагруженную в среднем сечении сосредоточенной нагрузкой, равной грузоподъемной силе петли G . Опорные реакции поперечины известны по направлению и совпадают

с продольными осями боковых тяг, т.к. тяги по концам ограничены шарнирами. Следовательно, боковые тяги составной петли воспринимают только растягивающую нагрузку:

$$G_1 = \frac{G}{\cos \gamma}. \quad (3.8)$$

Поперечина петли изгибается моментом, который в среднем расчетном сечении будет равен:

$$M_{\text{изг}} = \frac{G \cdot l}{4} + N \cdot e, \quad (3.9)$$

где $N = G \cdot \operatorname{tg}(\gamma/2)$ – горизонтальная составляющая в шарнире поперечины; e – плечо силы N относительно центра тяжести расчетного сечения поперечины.

Напряжение в среднем сечении поперечины с учетом кривизны

$$\sigma_y = -\frac{N}{F} + \frac{M_{\text{изг}}}{Fr} + \frac{M_{\text{изг}}}{Frk} \frac{y}{r+y}. \quad (3.10)$$

Оси шарниров рассчитывают на напряжение изгиба и напряжение смятия в зонах их сопряжения с боковыми тягами и поперечиной. Расчетным усилием в шарнире является усилие G_1 .

Расчет резьбы производится по вышеприведенным формулам как для крюка.

Цельнокованная петля представляет собой жесткую раму, которую следует рассчитывать как статически неопределимую систему с учетом ее жесткости. Ориентировочный расчет такой петли можно произвести условно, приняв элементы петли выполненными шарнирно соединенными. Однако при этом допускаемые напряжения для тяг следует понизить на 20 – 25 %, а для поперечины повысить на 10 – 15 %.

Пример

Определить размер “а” при установке дуговых сжимов с планкой, чтобы обеспечить степень затяжки $n=0,6$ канатов типа ТЛК-О 6×37+1ос диаметром 17 мм и количество сжимов.

По таблицам определяем, что необходимо установить 3 сжима с диаметром дужки 16 мм. Размер

$$a = n \cdot 2d_K = 0,6 \cdot 2 \cdot 17 = 10,2 \text{ мм.}$$

3.3. Расчёт и подбор стальных канатов для гибких строп

Одноветвевые стропы рассчитываются так же, как и канаты.

При расчёте каната для многоветвевых строп необходимо учитывать способ строповки, т.е. заложение ветвей стропы, угол между вертикалью и ветвями стропы, количество ветвей. Заложением является отношение высоты строповки A к половине стороны $B/2$ (рисунок 3.3).

Усилие в ветвях стропы определяется по формуле

$$S = \frac{QC}{Amk'}, \quad (3.11)$$

где S -натяжение ветви стропы, кН; Q - вес поднимаемого груза, кН; C -длина ветви стропы, м; A - высота строповки (высота треугольника образуемого ветвями стропы); m -число ветвей стропы; k' -коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки на ветви стропы (при $m=3$, $k'=1$; при $m>3$, $k'=0,75$).

Если известен угол между ветвью стропы и вертикалью (угол α), то усилие в каждой ветви определяется по формуле

$$S = \frac{Q}{mk' \cos \alpha} \quad (3.12)$$

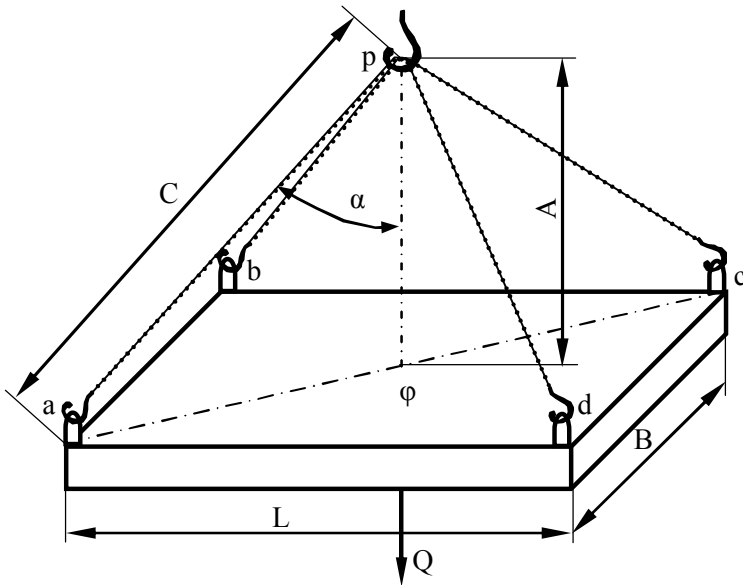


Рисунок 3.3. Схема строповки груза четырёхветвевым стропом

Пример 1. Фильтр (см. рисунок 7.10) снабжён четырьмя заводскими петлями и имеет размеры $L=4$ м, $B=3$ м. Располагаемая высота от крюка до фильтра $A=3,5$ м. Вес фильтра $Q=35$ кН. Определить длину ветвей стропа, усилие воспринимаемое каждой ветвью, определить угол α между вертикалью и ветвью стропа, подобрать тип и диаметр каната.

Решение:

из треугольника adc находим гипотенузу ac :

$$ac = \sqrt{(ad)^2 + (dc)^2} = \sqrt{4^2 + 3^2} = 5 \text{ м}$$

Из треугольника $арф$ находим длину ветви стропа $ар$:

$$ар = C = \sqrt{(рф)^2 + (ac/2)^2} = \sqrt{(3,5)^2 + (5/2)^2} = 4,3 \text{ м}$$

$$\cos \alpha = af/ар = 2,5/4,3 = 0,581; \quad \text{тогда} \quad \alpha \approx 59,5^\circ.$$

Усилие в каждой ветви стропа S :

$$S = \frac{Q}{mk' \cos \alpha} = \frac{35}{4 \cdot 0,75 \cdot 0,581} = 20,1 \text{ кН}$$

Коэффициент запаса для стропа $k=6$.

Расчётное разрывное усилие в канате

$$R = S \cdot k = 20,1 \cdot 6 = 120,6 \text{ кН}.$$

Подбираем канат двойной свивки: типа ТЛК-О конструкции 6х37+1ос с маркировочной группой 1570 Н/мм², диаметром 13,5 мм, с $R=88\ 650 \text{ Н} > 85\ 800 \text{ Н}$; или типа ЛК-3 конструкции 6х25+7×7 с маркировочной группой 1960 Н/мм², диаметром 11,5 мм с $R=87300 \text{ Н} > 85800 \text{ Н}$.

Пример 2. Известен угол $\alpha=20^\circ$. Подобрать канат четырёхветвевое стропа для подъёма груза весом 35 кН.

Решение:

усилие в каждой ветви стропа

$$S = \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \frac{Q}{m \cdot k'} = 1 \cdot 35 / 0,9397 \cdot 4 \cdot 0,75 = 12,41 \text{ кН};$$

$$R = S \cdot k = 12,41 \cdot 6 = 74,46 \text{ кН}.$$

Подбираем канат ТЛК-О+ос с $\sigma = 1960 \text{ Н/мм}^2$, диаметром 11,5 мм.

Усилие в ветвях стропы зависит от способа строповки и угла раскрытия стропы 2α (рисунок 3.4).

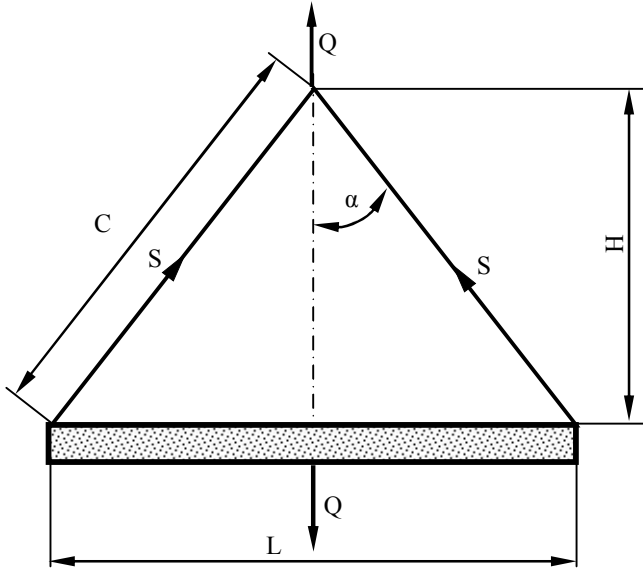


Рисунок 3.4. К расчету зависимости параметров строповки от угла α .

Как видно из таблицы 3.3, с увеличением угла α резко возрастают усилия в ветвях стропы и могут сравняться, и даже превзойти вес поднимаемого груза. Поэтому при конструировании узла строповки рекомендуется ограничить угол α стропы 45° . Если высота строповки не позволяет это сделать, а в условиях проведения монтажных работ часто высота строповки ограничена, необходимо применять жёсткие стропы называемые траверсами.

Таблица 3.3 - Зависимость параметров строповки от угла α .

Наименование	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 50^\circ$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 80^\circ$
Усилие в ветви стропы, $S, \text{кН}$	$0,50 \cdot Q$	$0,575 \cdot Q$	$0,710 \cdot Q$	$0,775 \cdot Q$	$1,0 \cdot Q$	$2,85 \cdot Q$
Длина ветви стропы, l	$1,46 \cdot L$	L	$0,71 \cdot L$	$0,65 \cdot L$	$0,58 \cdot L$	$0,5 \cdot L$
Высота строповки, $H, \text{м}$	$1,37 \cdot L$	$0,86 \cdot L$	$0,5 \cdot L$	$0,42 \cdot L$	$0,29 \cdot L$	$0,09 \cdot L$

3.4 Траверсы

Траверсы применяют при монтаже длинномерных конструкций, когда не хватает высоты строповки для гибких стропов, либо когда монтируемая конструкция не может воспринимать сжимающие усилия, возникающие при наклонных гибких стропях.

Траверсы целесообразно применять на трубозаготовительных базах для укладки труб, для сварки или для погрузки плетей длиной до 36 м на плетевозы, а так же для монтажа крупных блоков воздухопроводов длиной 20-30 м, которые не обладают достаточной жёсткостью. В качестве несущего элемента траверсы используются трубы, швеллера и двутавры.

На практике монтажа трубопроводов и воздухопроводов используются две схемы работы траверсы. Схема 1 (рисунок 3.5). Траверса по этой схеме работает на изгиб.

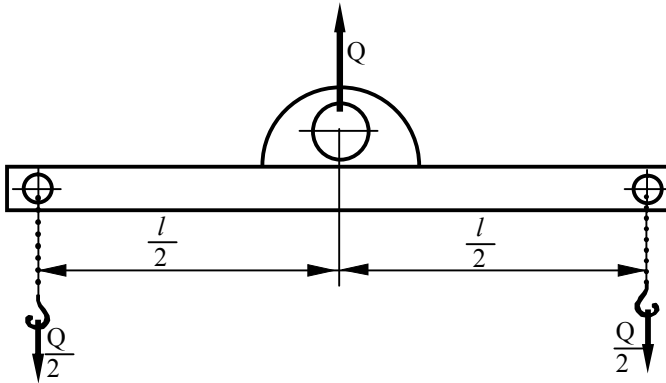


Рисунок 3.5. Расчётная схема траверсы, работающей на изгиб

Порядок расчёта траверсы, работающей по схеме, показанной на рисунке 3.5:

1) Определяется максимальный изгибающий момент в траверсе, который всегда будет под точкой приложения груза в пролёте траверсы

$$M = Q/2 \cdot l/2, \text{ Н} \cdot \text{см}; \quad (3.13)$$

где Q - вес поднимаемой конструкции, Н; l - расстояние между точками прикрепления груза, см.

2) Определяем нормальное напряжение в траверсе при изгибе и

сравниваем его с допустимым

$$\sigma = M/W \leq \sigma_{\text{доп}}, \text{ Н/см}^2; \quad (3.14)$$

где W - момент сопротивления сечения траверсы.

Сечение траверсы удовлетворяет условиям прочности, если расчётное нормальное напряжение при изгибе будет не больше допустимого, т.е. $< 16000 \text{ Н/см}^2$.

Пример

Рассчитать траверсу, закреплённую к крюку грузоподъёмного механизма, для подъёма воздуховода длиной 12000 мм, диаметром 1000 мм. Воздуховод изготовлен из стали толщиной 1,5 мм. Длина траверсы $l = 700 \text{ см}$.

Решение:

Определяем вес воздуховода, Q , Н:

$$Q = 1,37 \cdot F \cdot p \cdot H;$$

где 1,37 - коэффициент, учитывающий вес фланцев, хомутов, подвесок и прокладок под стропы, F - площадь поверхности воздуховода, м^2 :

$$F = L \cdot \pi \cdot D;$$

где L - длина воздуховода, м; D - диаметр воздуховода, м; p - вес 1 м^2 поверхности воздуховода. Для стали толщиной 1,5 мм $p = 120 \text{ Н}$.

$$Q = 12 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 120 \cdot 1,37 = 6195 \text{ Н}.$$

Максимальный изгибающий момент

$$M = Q/2 \cdot l/2 = 6195/2 \cdot 700/2 = 1084165 \text{ Н}\cdot\text{см}.$$

Для траверсы выбираем швеллер № 14, для которого момент сопротивления $W = 70,2 \text{ см}^3$.

Проверяем нормальное напряжение, возникающее в траверсе от изгиба.

$$\sigma = M/W = 1084165/70,2 = 15444 \text{ Н}\cdot\text{см} < 16000 \text{ Н}\cdot\text{см}.$$

Схема 2 (рисунок 3.6)

Порядок расчёта траверсы, работающей по схеме, показанной на рисунке 3.6:

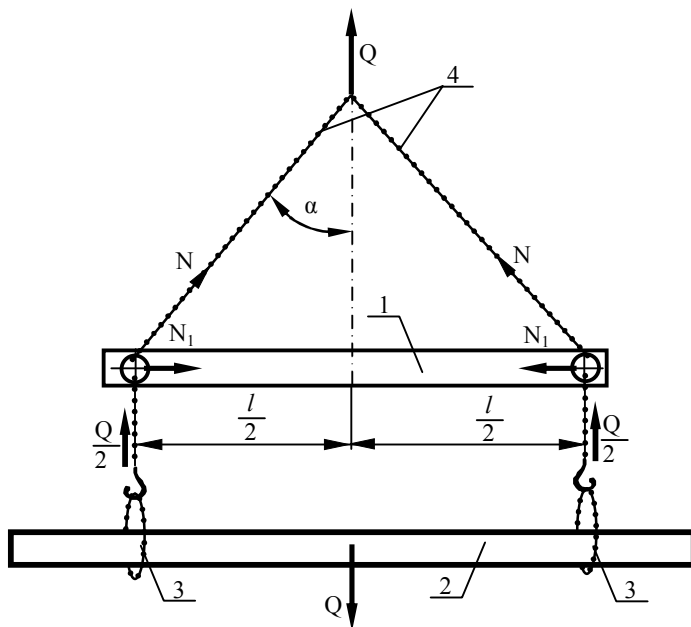
1) Находим усилие N в канатах двухветвевое стропа:

$$N = Q/2 \cdot 1/\cos \alpha, \text{ Н}, \quad (3.15)$$

где Q - вес поднимаемого груза, Н; α - угол наклона ветви стропа к вертикали.

2) Находим сжимающее усилие N_1 в балке траверсы:

$$N_1 = Q/2 \cdot \text{tg } \alpha, \text{ Н}. \quad (3.16)$$



1-траверса, 2-поднимаемая конструкция, 3-облегченный строп, 4-двухветвевая строп

Рисунок 3.6. Расчётная схема траверсы, работающей на сжатие

3) Проверяем балку траверсы на устойчивость

$$\sigma = N_1 / F \cdot \varphi \leq \sigma_{\text{доп}}, \text{ Н/см}^2, \quad (3.17)$$

где F -площадь сечения балки, см^2 ; φ - коэффициент продольного изгиба, зависящий от гибкости траверсы λ , определяемой по таблице 3.4; λ - определяется отношением длины траверсы ℓ , в см к минимальному радиусу инерции, определяемому по сортаменту выбранной балки $i_{\min}$, в см.

$$\lambda = \ell / i_{\min}$$

Таблица 3.4 - Зависимость коэффициента γ от гибкости λ при расчётном сопротивлении стали $R=200 \text{ МПа}$

λ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
φ	1	0,988	0,967	0,939	0,906	0,869	0,827	0,782	0,734	0,665	0,599
λ	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210
φ	0,537	0,479	0,425	0,376	0,328	0,290	0,259	0,233	0,210	0,191	0,174

Пример 2. Рассчитать траверсу подвешенную к крюку грузоподъёмного механизма с помощью двухветвевго стропа (схема 2, см. рисунок 13), для подъёма воздуховода из предшествующего примера длиной 12 м, диаметром 1000 мм и весом 6195 Н. Длина траверсы 7 м, угол α между ветвью стропа и вертикалью равен 45^0 .

Решение:

Находим усилие в канатах двухветвевго стропа

$$N = Q/2 \cdot \cos \alpha = 6195/2 \cdot 0,7070 = 4381 \text{ Н}$$

Определяем расчётное усилие в канате

$$R = N \cdot K = 4381 \cdot 6 = 26286 \text{ Н,}$$

где K -коэффициент запаса для строп равен 6.

Подбираем канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6х36+1ос, диаметром 6,7 мм, $\sigma = 1960 \text{ Н/мм}^2$ с разрывным усилием 27600 Н.

Сжимающее усилие в балке траверсы N_1 :

$$N_1 = Q/2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 6195 \cdot 1/2 = 3098 \text{ Н}$$

Проверяем принимаемый швеллер № 10 на устойчивость, для чего определяем гибкость

$$\lambda = l / i_{\min} = 700 / 3,99 = 175,4 > 150,$$

Значение $i_{\min}$ определяем по сортаменту на швеллера $i_{\min} = 3,99 \text{ см.}$

Следовательно, швеллер №10 не отвечает требованию.

Принимаем швеллер №12, имеющий $i_{\min} = 4,78 \text{ см.}$

$$\lambda = 700 / 4,78 = 146 < 150.$$

Напряжение в балке

$$\sigma = N_1 / F \cdot \varphi,$$

где F - определяем по сортаменту, для швеллера №12 $F = 13,3 \text{ см}^2$; φ - определяем по таблице 6 путём интерполяции для $\lambda = 146$ и $\varphi = 0,347$;

$$\sigma = 3098 / 13,3 \cdot 0,347 = 671 \text{ Н/см}^2 < 16 \text{ 000 Н/см}^2.$$

Не смотря на то, что напряжение много меньше допустимого, уменьшать размер швеллера нельзя из условий прогиба.

4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ МЕХАНИЗМА

4.1 Проектирование блоков

Блоки служат для изменения направления гибкого органа. Блоки для стальных проволочных канатов изготавливают отливкой из чугуна марки СЧ15 для групп режимов работы механизмов 1, 2, 3 и 4, а из стали 25Л-I - для режимов 5 и 6. Стальные блоки больших диаметров изготавливают сварными.

Диаметры канатного блока (барабана):

- по средней линии навитого каната:

$$D_0 \geq e \cdot d_k, \quad (4.1)$$

- по дну ручья:

$$D_{\text{дн}} = D_0 - d_k \quad (4.2)$$

Размеры канатных блоков стандартизированы. Подсчитанное по формуле (4.2) значение диаметра блока необходимо округлить в большую сторону до ближайшего значения по нормальному ряду 160; 200; 250; 320; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900 и 1000 мм. Канатные блоки, как правило, устанавливают на подшипниках качения. Профиль ручья канатного блока выполняют трапециевидным с расширением наружу для беспрепятственного входа и выхода каната (приложение 1). При этом:

$$\bullet \text{ глубина желоба} \quad h = (1,5 \div 2,0) \cdot d_k; \quad (4.3)$$

$$\bullet \text{ ширина по верху} \quad b = (2,0 \div 2,25) \cdot d_k; \quad (4.4)$$

$$\bullet \text{ радиус дна} \quad r = (0,6 \div 0,7) \cdot d_k. \quad (4.5)$$

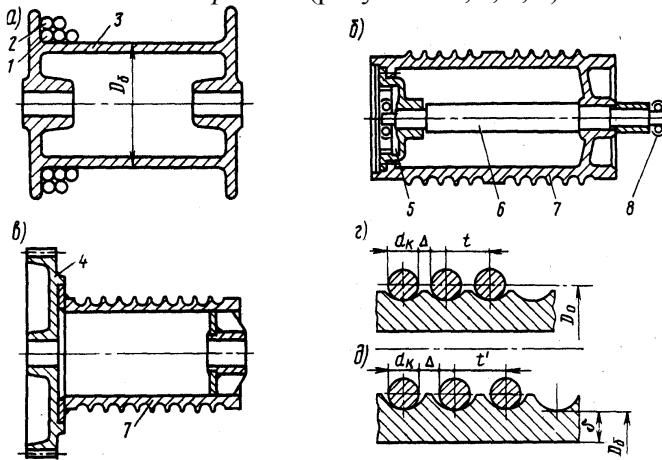
Рабочую поверхность профиля ручья целесообразно покрывать пластмассой, резиной, алюминием и т.п. Это приводит к снижению контактных напряжений, уменьшению трения при движении каната по блоку, т.е. повышению долговечности каната. При работе канат не должен опираться на край желоба блока. Поэтому максимальное отклонение его от средней плоскости не должно превышать 6° .

4.2 Проектирование барабанов

Барабаны служат для наматывания гибкого органа и преобразования вращательного движения привода в поступательное движение груза. Барабаны изготавливают отливкой или сваркой.

Канатные барабаны по форме внешней поверхности разделяют на *цилиндрические*, *конические* и *коноидальные*. Наибольшее распространение получили цилиндрические барабаны (рисунок 4.1), кото-

рые бывают *гладкие* или *нарезные* (рисунок 4.1, а, б, в).



а – литой гладкий; б – литой нарезной, в – сварной нарезной;
г – мелкая нарезка; д – глубокая нарезка

Рисунок 4.1. Типы барабанов

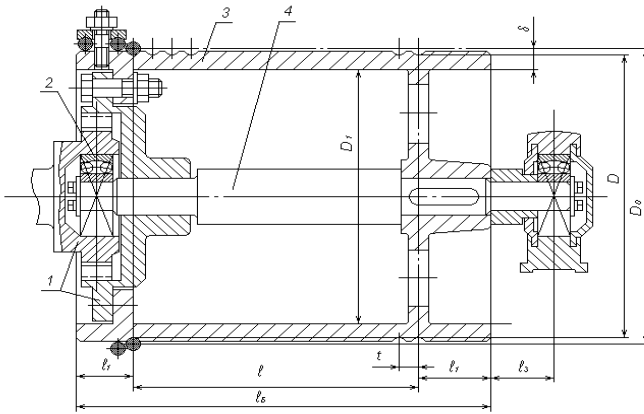
Гладкие барабаны применяют при многослойной навивке каната на барабан при больших высотах подъема груза и необходимости уменьшения длины барабана по условиям компоновки. При гладких барабанах больше контактные напряжения в местах касания с канатом, что уменьшает срок службы канатов. При намотке каната в несколько слоев происходит его интенсивное сплющивание, что приводит к интенсивному износу самого каната и барабана. Поэтому на практике получили наибольшее распространение нарезные барабаны. Для получения необходимого зазора Δ (рисунок 4.1, г, д) между смежными витками каната *шаг нарезки* принимают:

$$t_n \geq (1,1 \dots 1,2) \cdot d_k. \quad (4.6)$$

Полученное значение t_n ложно быть округлено до значения кратного 0,5. Радиус профиля канавки принимают $r_k > 0,54 \cdot d_k$ для исключения заклинивания каната. Канавки могут быть *мелкими* и *глубокими*. Мелкие канавки предпочтительнее, т.к. уменьшают длину нарезной части барабана при одинаковой канатоемкости барабана. Глубокие канавки обеспечивают лучшее направление набегающего каната. Такие барабаны применяют, например, в грейферных кранах.

Типовая конструкция барабана механизма подъема показана на

рисунке 4.2.



1-зубчатая муфта; 2-подшипник; 3-барабан; 4-ось барабана.

Рисунок 4.2. Схема барабана механизма подъема.

4.2.1 Расчет геометрических размеров барабана

Диаметры барабана по средней линии навивки каната и по дну ручья определяют по формулам (4.1) и (4.2) с последующим округлением до ближайшего значения по нормальному ряду.

Толщину стенки предварительно определяют по эмпирическим зависимостям:

$$\text{ - для чугуновых барабанов } \delta = 0,02 \cdot D_6 + (6 \div 10) \text{ мм}; \quad (4.7)$$

$$\text{ - для стальных барабанов } \delta = 0,01 \cdot D_6 + 3 \text{ мм}. \quad (4.8)$$

Расчетные значения δ округляют в сторону увеличения, причем, исходя из технологических соображений изготовления барабанов, принимают значения:

- для чугуновых барабанов δ не менее 12 мм;

- для стальных барабанов δ не менее 15 мм.

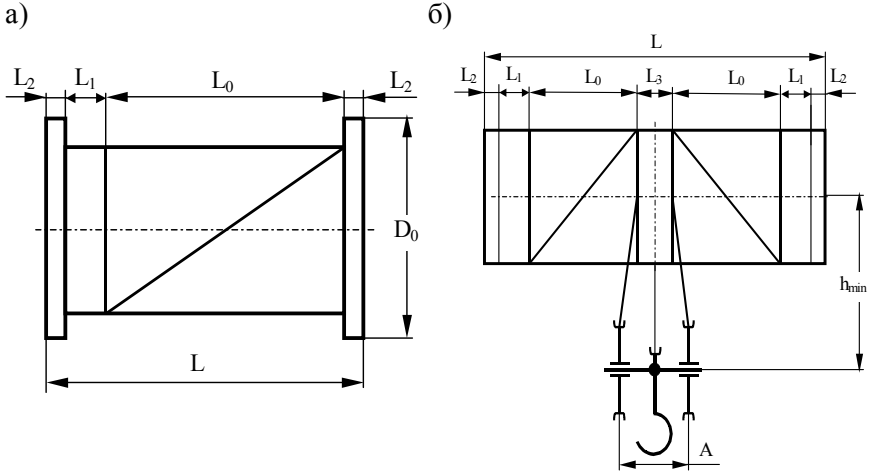
Минимальная длина барабана (рисунок 4.3) при навивке каната в один слой:

$$\text{ - при одной ветви каната на барабане } L = L_0 + L_1 + 2L_2;$$

$$\text{ - при двух ветвях каната на барабане } L = 2L_0 + 2L_1 + L_3,$$

где L_0 – длина участка барабана для навивки каната в один слой; L_1 –

длина участка барабана для крепления 3÷4 витков каната прижимными планками ($L_1 \approx 3t_n$); L_2 – длина участка вала под ребордой (ширина реборды $L_1 \approx 1,5 t_n$); L_3 – длина среднего ненарезанного участка барабана.



а – при навивке одной ветви каната;

б – при навивке двух ветвей каната

Рисунок 4.3. Расчетная схема для определения длины барабана

Длина участка барабана для навивки каната в один слой:

$$L_0 = (z_p + z_n + z_{кр}) \cdot t_n = \left(\frac{H \cdot a_n}{\pi D_0} + z_n + z_{кр} \right) \cdot t_n, \quad (4.9)$$

где z_p – число рабочих витков для навивки каната на барабан; z_n – количество неприкосновенных витков каната (по правилам Госгортехнадзора $z_n=1,5$); $z_{кр}$ – число витков для крепления конца каната ($z_{кр}=3 \dots 4$); H – высота подъема груза; a_n – кратность полиспаста; D_0 – диаметр барабана, измеренный по средней линии навитого в один слой каната; t_n – шаг навивки каната (у гладких барабанов $t_n=d_k$).

Длина среднего ненарезанного участка барабана:

$$L_3 = A - 2 \cdot h_{min} \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (4.10)$$

где A – расстояние между осями ручьев блоков крюковой подвески или направляющих блоков, с которых ветви каната наматываются на барабан; h_{min} – минимальное расстояние между осями барабана и направляющих блоков; γ – угол отклонения каната от средней плоскости блока или от направления каната на барабане (можно принимать $\gamma = 3 \div 6^\circ$).

Значение h_{min} регламентированы правилами Госгортехнадзора и

принимается по заданному Q , например, для:

- $Q = 3,2 \div 6,3 \text{ т}$ $h_{\min} = 600 \div 650 \text{ мм};$
- $Q = 8,0 \text{ т}$ $h_{\min} = 870 \text{ мм};$
- $Q = 10 \div 12,5 \text{ т}$ $h_{\min} = 1000 \div 1050 \text{ мм};$
- $Q = 15 \div 20 \text{ т}$ $h_{\min} = 1150 \div 1200 \text{ мм};$

Важным показателем технической характеристики барабана лебёдки является его канатоёмкость, которая, в некоторых случаях, будет решающей при подборе лебёдки.

В тех случаях, когда по тем или иным причинам канатоёмкость неизвестна, её определяют по формуле

$$W = \frac{m \cdot n \cdot \pi}{1000} (D + d \cdot n) - \frac{2\pi \cdot D}{1000},$$

где W - канатоёмкость, м; m - число витков каната, укладываемое по всей рабочей длине барабана ($m = \frac{l}{t}$); l - рабочая длина барабана, мм;

t - шаг навивки каната, мм (для гладкого барабана $t = d$; для барабана с канавками $t = 1,1d$); n - число слоев навивки каната; d - диаметр каната, мм; D - диаметр барабана, мм; $2\pi \cdot D$ - длина двух витков каната, которые должны оставаться на барабане для уменьшения нагрузки на узел закрепления каната.

Пример 1

Определить длину каната, наматываемого на барабан диаметром 300 мм, длиной рабочей части 700 мм, число слоев навивки каната $n=4$, диаметр каната $d = 17,5$ мм. Поверхность барабана с канавками.

Решение:

Число витков каната, укладываемого на барабан в один слой

$$m = \frac{l}{t} = \frac{700}{17,5 \cdot 1,1} = 36 \text{ витков}$$

Канатоёмкость барабана лебёдки W :

$$W = \frac{36 \cdot 4 \cdot 3,14}{1000} \cdot (300 + 17,5 \cdot 4) - \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 300}{1000} = 165 \text{ м.}$$

4.2.3 Крепление каната на барабане

Узлы крепления свободных концов каната должны быть конст-

руктивно простыми, удобными для осмотра и монтажа, обеспечивать легкость замены каната и надежность его крепления, исключать резкие перегибы каната. Крепление каната на барабане осуществляется разными способами (рисунок 4.4), которые регламентированы правилами Госгортехнадзора.

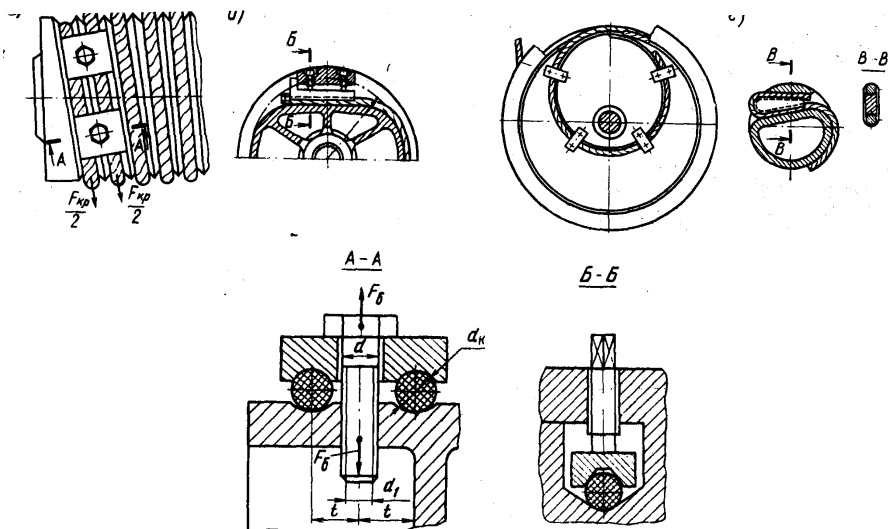


Рисунок 4.4. Способы крепления каната на барабане

Наибольшее распространение получили крепления наружными прижимными планками, которые бывают с полукруглыми (сечение А-А) или трапецидальными канавками (сечение Б-Б). Применение вместо полукруглых опорных поверхностей у прижимных планок трапецидальных увеличивает давление на наклонных поверхностях, что увеличивает величину приведенного коэффициента трения. Однако такие планки способствуют повышенной деформации канатов в узлах крепления.

Планки бывают *одно- и двухболтовые*. При $d_k \leq 31$ мм следует закреплять канат не менее чем двумя одноболтовыми прижимными планками или одной двухболтовой планкой, а при $d_k > 31$ мм – двумя двухболтовыми планками.

При стальных барабанах прижимные планки крепят болтами или винтами, а при чугунных барабанах – вместо болтов используют шпильки. Это обусловлено возможностью выкрашивания резьбы в чугунных барабанах при частых подтягиваниях узлов крепления ка-

ната в процессе эксплуатации.

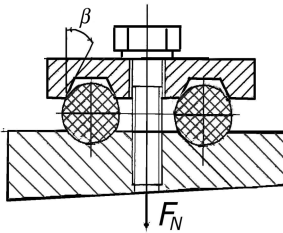
Длина свободного конца каната от последнего зажима на барабане должна быть не менее двух диаметров каната. Изгибать свободный конец каната под прижимной планкой и возле нее не допускается.

Поскольку перед узлом крепления располагаются неприкосновенные витки каната, то усилие $S_{кр}$, выдергивающее канат из узла крепления, оказывается за счет сил трения меньше, чем усилие в рабочей ветви S_{max} . Используя известное соотношение между усилиями в набегающей и сбегающей ветвях гибкой нити, можно записать

$$S_{кр} = \frac{S_{max}}{e^{f\alpha}}, \quad (4.14)$$

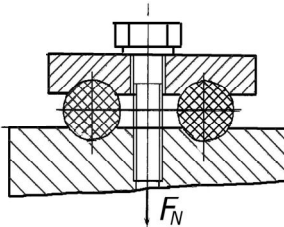
где $e=2,7$ – основание натуральных логарифмов; f – коэффициент трения скольжения каната о поверхность барабана (для реальных пар трения $f = 0,1 \div 0,16$); α – угол обхвата барабана витками неприкосновенного запаса (при $z_n = 1,5$ $\alpha = 3\pi$; при $z_n = 2$ $\alpha = 4\pi$).

Для того чтобы канат был надежно закреплен, необходимо затяжкой болтов создать силы трения не менее $S_{кр}$. Тогда требуемое усилие затяжки болтов:



при полукруглых планках:

$$F_6 = \frac{S_{кр}}{2f}; \quad (4.15)$$



при трапецидальных планках:

$$F_6 = \frac{S_{кр}}{f + f_1}, \quad (4.16)$$

где F_6 – необходимое суммарное усилие затяжки болтов; $2f$ – число, учитывающее наличие и работу двух пар трения "канат – барабан" и "канат – планка с полукруглыми канавками"; f_1 – приведенный коэффициент трения для планок с трапецидальными канавками

$f_1 = \frac{f}{\sin \beta}$ (здесь $\beta = 40^\circ$ – угол наклона боковой грани прижимной планки).

Для расчета болта на прочность необходимо вначале задаться диаметром болта. Опытом установлены следующие рекомендации:

- при диаметре каната до 12,5 мм принимают болты М12;
- при диаметре каната до 15,5 мм принимают болты М16;
- при диаметре каната до 17,5 мм принимают болты М20.

Крепежные болты испытывают сложное напряженное состояние, определяемое напряжениями растяжения σ_p от усилия F_6 , напряжениями изгиба $\sigma_{\text{и}}$ от усилия $S_{\text{кр}}$, а также касательными напряжениями кручения τ , создаваемыми суммарным действием моментов трения в резьбе и на торце головки болта. Поэтому суммарные напряжения в опасном сечении одного болта

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1,3F_6k}{z_6 \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{kS_{\text{кр}} \frac{d_k}{2}}{0,1d_1^3 z_6} \leq [\sigma_p], \quad (4.17)$$

где 1,3 – число, учитывающее влияние τ ; k – коэффициент надежности крепления ($k \geq 1,5$); z_6 – число крепежных болтов; d_1 – внутренний диаметр резьбы болта; $[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения.

При необходимости из этой формулы можно определить требуемое количество болтов z_6 .

Допускаемое напряжение в болтах (винтах), изготовленных из стали Ст 3, имеющей предел текучести $\sigma_t = 240$ МПа:

$$[\sigma_p] = \sigma_t / 2,5. \quad (4.18)$$

Если условие прочности (4.17) не выполняется, то необходимо или увеличить число болтов или принять большее число витков каната, охватывающих барабан (увеличится угол α и уменьшится $S_{\text{кр}}$).

4.2.4 Расчет оси барабана

Исходными данными для расчета оси барабана являются: максимальное натяжение каната S_{max} ; группа режима работы механизма подъема; конструкция и размеры оси барабана (рисунок 4.2.). Расчетная схема оси барабана представлена на рисунке 4.5.

В процессе подъема положение каната относительно опор барабана меняется непрерывно. Поэтому значения реакций опор будут

также изменяться во времени. Если канат занимает положение посередине, то $R_A = R_D = F_{\max}/2$ ($F_{\max} = S_{\max}$), где R_A и R_D соответственно реакции в опорах А и D. Наибольшие значения реакций будут соответствовать крайним положениям каната (точки В и С на рисунке 4.5).

Определим реакции R_A и R_D (рисунок 4.5). При определении реакций возможны два случая:

а) канат находится в крайнем левом положении над ступицей В:

$$\sum M_D = -R_A(l + l_1 + l_2 + l_3) + F_{\max} \cdot (l + l_1 + l_3) = 0$$

откуда:

$$R_A = F_{\max}(l + l_1 + l_3)/(l + l_1 + l_2 + l_3);$$

$$R_D = F_{\max} - R_A.$$

б) канат находится в крайнем правом положении над ступицей С:

$$\sum M_A = R_D(l + l_1 + l_2 + l_3) - F_{\max}(l + l_2) = 0,$$

откуда:

$$R_D = F_{\max}(l + l_2)/(l + l_1 + l_2 + l_3);$$

$$R_A = F_{\max} - R_D$$

Размеры l, l_1, l_2, l_3 - принимаются по рисунок 4.5.

Строим эпюры изгибающих моментов для расчетных положений каната и определяем суммарные значения моментов в точках В и С.

Максимальные значения моментов:

$$M_{B \max} = R_A l_2$$

$$M_{C \max} = R_D(l_3 + l_1)$$

Значения моментов M_B и M_C для крайних положений каната можно определить из графического построения эпюр изгибающих моментов (рисунок 4.5).

Суммарные значения изгибающих моментов:

$$M_{B \Sigma} = \sqrt{M_{B \max}^2 + M_B^2}; \quad M_{C \Sigma} = \sqrt{M_{C \max}^2 + M_C^2}$$

Дальнейший расчет оси рекомендуется вести по большему значению суммарного изгибающего момента.

Диаметр оси под ступицей барабана (рисунок 4.6):

$$d_{\text{ст}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\Sigma}}{0,1[\sigma_{\text{и}}]}} \quad (4.19)$$

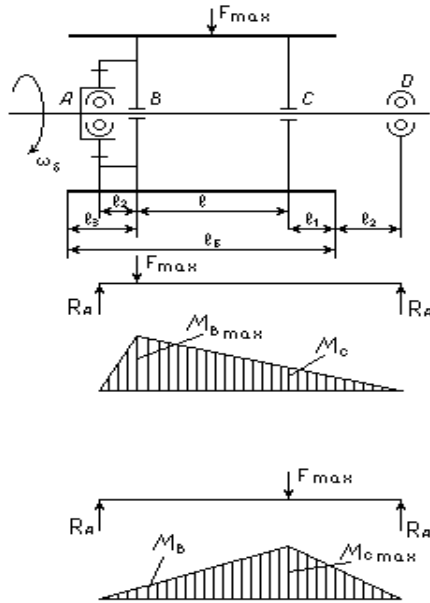


Рисунок 4.5. Расчетная схема оси барабана.

Допускаемое напряжение на изгиб определяется по формуле:

$$[\sigma]_{\text{и}} = \sigma_{-1} / n_{\sigma} K' \quad (4.20)$$

где σ_{-1} – предел выносливости при изгибе для материала оси (таблица 4.2); n_{σ} – коэффициент запаса прочности для деталей механизма подъема, принимаемый в зависимости от режима работы (таблица 4.3); K' – коэффициент, учитывающий конфигурацию деталей $K'=1.3 \dots 1.6$. Для гладких деталей, ослабленных шпоночными пазами $K'=2.0 \dots 2.8$.

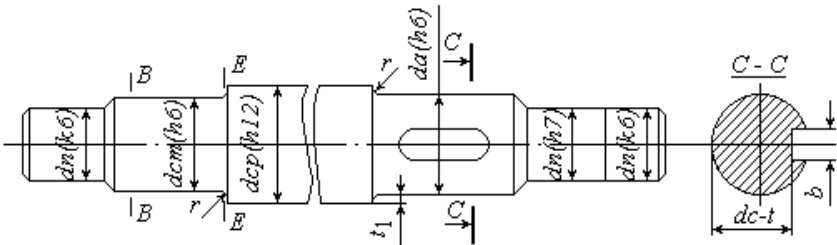


Рисунок 4.6. Ось барабана

Диаметры остальных участков оси определяются по следующим соотношениям:

- диаметр оси для посадки подшипников:

$$d_n = (0.85 \dots 0.9) d_{cн}, \text{ мм} \quad (4.21)$$

- диаметр оси в среднем сечении:

$$d_{cp} = (1.15 \dots 1.25) d_{cн}, \text{ мм} \quad (4.22)$$

Полученные численные значения диаметров оси d_n и d_{cp} необходимо округлить в соответствии с ГОСТ 8032 (ряды предпочтительных чисел). Длины отдельных участков оси определяются по конструктивным соображениям.

Таблица 4.2 - Материалы, рекомендуемые для изготовления осей барабанов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ, не ниже	Механические характеристики, МПа		
			σ_B	σ_T	σ_{-1}
Сталь 45	до 80	200-270	560-900	280-650	250-380
Сталь 40Х	до 120	200-270	730-900	500-750	320-410
Сталь 40ХН	до 200	240-270	820-920	650-750	360-420
Сталь 20Х	120	197	650	400	300
Сталь 12ХН3А	120	260	950	700	420

Таблица 4.3 - Допускаемые значения коэффициентов запаса прочности $[n_\sigma]$ для деталей механизмов подъема

Группа режима работы	Прокат и поковки	Литье
1; 2; 3	1,4	1,7
4	1,6	1,9
5	1,7	2,0
6	1,85	2,2

По эпюрам изгибающих моментов (рисунок 4.5) определяют наиболее опасные сечения оси, которые необходимо проверить на прочность. Такими сечениями являются: участок оси под ступицей В (сечение В-В), где изгибающий момент имеет наибольшее значение; сечение; сечение Е - Е - ослабленное галтельным переходом; сечение С - С - ослабленное шпоночным пазом.

Прочность сечения определяется по значению коэффициента запаса прочности:

$$n_{\sigma} = (\sigma_{-1})_D / \sigma_H \geq [n_{\sigma}], \quad (4.23)$$

где $(\sigma_{-1})_D$ – предел выносливости материала оси; $\sigma_H = \frac{M_{\Sigma}}{0.1d^3}$ – расчетное напряжение изгиба в опасном сечении; $[n_{\sigma}]$ – допускаемое значение коэффициента запаса прочности (таблица 4.2).

Предел выносливости материала в рассматриваемом сечении:

$$(\sigma_{-1})_D = \sigma_{-1} / (K_{\sigma})_D \quad (4.24)$$

Предел выносливости при изгибе σ_{-1} принимается по таблице 4.2.

Коэффициент концентрации напряжения для рассчитываемого сечения:

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_D} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_v} \quad (4.25)$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений (таблица 4.4); K_D – коэффициент, учитывающий влияние размеров поперечного сечения оси (таблица 4.5); K_F – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности (для $R_A = 0.1 \dots 0.4$ мкм – $K_F = 1$; для $R_A = 3.2 \dots 0.8$ мкм – $K_F = 1.05 \dots 1.25$); K_v – коэффициент, учитывающий влияние поверхностного упрочнения (таблица 4.6).

Если условие (4.23) не выполняется, то для обеспечения необходимой прочности оси можно принять либо более прочный материал, либо увеличить диаметры соответствующих участков оси, либо предусмотреть другой вид термообработки.

Радиус галтели r принимается в зависимости от значений меньшего из сопрягаемых диаметров:

Диаметр оси d , мм:	32...45	50...70	80...100
Радиус галтели r , мм:	2	2.5	4

Напряжение изгиба в опасном сечении оси

$$\sigma_e = M/W \quad (4.26)$$

где M – изгибающий момент в проверяемом сечении (рисунок 4.5); W – осевой момент сопротивления в расчетном сечении оси.

Осевой момент сопротивления:

а) для оси круглого сплошного сечения $W = 0.1d^3$;

б) для оси со шпоночной канавкой $W=0,1d^3-bt(d-t)^2/(2d)$, (4.27)
 где d – диаметр оси в проверяемом сечении; b и t – размеры шпоночного паза ([2], С. 520-522).

Таблица 4.4 - Выбор эффективного коэффициента концентрации напряжений

t_l/r	r/d	K_σ при σ_B (МПа)			
		500	700	900	1200
2	0,01	2,55	1,6	1,65	1,7
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25
	0,05	1,75	1,90	2,0	2,2
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65

$t_l=(d_{cp}-d_{cm})/2$ –разность сопрягаемых диаметров (рисунок 4.6).

Таблица 4.5 - Выбор коэффициента масштабного фактора

Напряженное состояние и материал	Значение K_d при диаметре d , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для высокопрочной легированной стали	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

Таблица 4.6 - Значения коэффициента K_v .

Вид упрочнения	σ_B , МПа	K_v		
		для гладких осей	$K_\sigma \leq 1.5$	$K_\sigma \leq 1.8-2.0$
Закалка с нагревом ТВЧ	600-800	1,5-1,7	1,6	2,4-2,8
	800-1000	1,3-1,5	-	-
Дробеструйный наклеп	600-1500	1,1-1,25	1,5-1,6	1,7-2,1

4.2.5 Подбор подшипников для оси барабана

Исходными данными для подбора подшипников являются: реакции в опорах, диаметры посадочных участков оси d_n , на которых устанавливаются подшипники, долговечность работы подшипника и режим работы механизма подъема.

Рекомендуемая последовательность подбора подшипников качения:

а) назначить тип и класс точности подшипника. Опорные узлы осей барабанов воспринимают в основном только радиальные нагрузки. Поэтому в данных узлах могут быть применены шариковые или роликовые подшипники качения. Но в процессе навивки каната на барабан возможны эксцентричные нагрузки способные вызвать перекос оси. Кроме того, в отдельных конструкциях барабанов опоры располагаются вне барабана, что может вызвать также перекос оси. Поэтому для осей барабанов целесообразно использовать радиальные сферические шарикоподшипники или роликоподшипники ([2], таблицы 100 и 102).

Для данного типа опорных узлов рекомендуется назначить подшипники 0-го или 6-го класса точности (как более экономичных);

б) по диаметру посадочного участка оси d_n подобрать подшипники ([2], таблицы 100 и 102) и выписать значения его динамической (C) и статической (C_0) грузоподъемности;

в) определить реакции R в опорах оси барабана;

г) вычислить динамическую эквивалентную нагрузку для опор А и D (рисунки 4.5).

$$R_E = VXRK_BK_T \quad (4.28)$$

где V – кинематический коэффициент, учитывающий число нагружения тел качения (при вращении с осью внутреннего кольца подъемника $K_K=1$; если вращается внешнее кольцо подшипника, то $K_K=1.2$); R – значение радиальной реакции в рассчитываемой опоре; X – коэффициент соотношения осевой и радиальной нагрузок (для опор, нагруженных только радиальными силами, $X=1$); K_B – коэффициент безопасности, принимаемый в зависимости от назначения и условий эксплуатации оборудования (для строительных и монтажных кранов, подъемников и т.п. $K_B = 1,1 - 1,2$); K_T – температурный коэффициент (для стандартных подшипников $K_T=1$).

д) определить частоту вращения барабана:

$$n_0 = v_{гр} / (\pi D_0), \text{ об/мин} \quad (4.29)$$

где $v_{гр}$ – скорость подъема груза, м/мин; D_0 – диаметр барабана по центрам каната, м.

е) по отношению C/R_E и известном n_6 по таблицам 63 и 64 [2] определить ориентировочное значение долговечности подшипника в часах L_h . Если расчетный ресурс подшипника L_h окажется меньше требуемого (таблица 4.7), то необходимо принять подшипники более тяжелой серии.

Таблица 4.7 - Требуемый ресурс работы подшипников

Группа режима работы	1, 2, 3	4	5	6
Суммарное время работы, ч	1000	3500	5000	10000
Требуемая долговечность подшипников L_h , ч	500	2000	4000	6000

ж) Определить требуемую динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C_{mp} = R_E \sqrt[p]{573 \omega_B L_h / 10^6} \leq C \quad (4.30)$$

где p – показатель степени, принимаемый: для шариковых подшипников равным 3, для роликовых – 10/3.

5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ

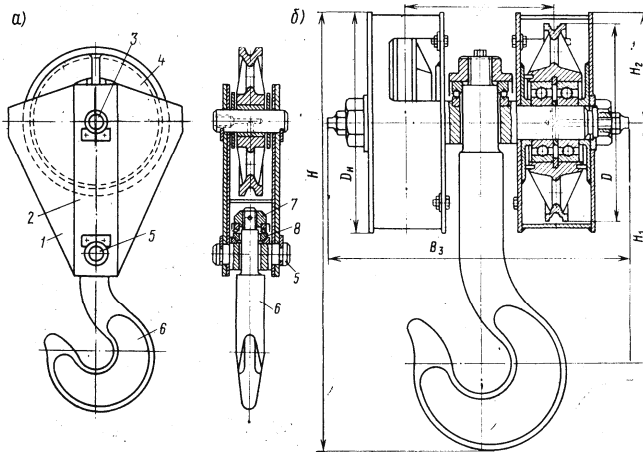
5.1 Крюковые подвески

Крюковые подвески служат для соединения крюка с канатом. Если груз подвешивается на одной ветви каната, то последний соединяется с крюком посредством коушей, клиновых или конических втулок. При двух и более несущих ветвях применяют типовые крюковые подвески, являющиеся одновременно подвижными обоймами полиспастов. Крюковые подвески бывают двух типов: *нормальные* и *укороченные* (рисунок 5.1.).

Нормальная крюковая подвеска (рисунок 5.1, а) состоит из двух щек 1, усиленных серьгами 2 и образующих кожух подвески. Щеки и серьги имеют соосные отверстия: верхние – для оси 3 блока 4, нижние – для цапф траверс 5 крюка 6. Крюк 6 удерживается на траверсе при помощи гайки 7, опирающейся на упорный подшипник 8. Число блоков в подвеске зависит от кратности полиспаста. Блоки могут монтироваться на подшипниках скольжения или качения.

Укороченные подвески (рисунок 5.1, б) применяют для канатных одинарных и сдвоенных полиспастов с четной кратностью. В укороченной подвеске ось блоков и траверса крюка изготавливаются как

одно целое, а крюк имеет удлиненный хвостовик (тип Б). С каждой стороны крюка располагается равное число блоков. Укороченные подвески имеют меньший размер по высоте по сравнению с нормальными подвесками. Это позволяет увеличить высоту подъема груза при прочих равных условиях. Размеры крюковых подвесок нормализованы. Выбор типовой крюковой подвески производится из каталога по заданному значению грузоподъемности, типу полиспаста и его кратности, а также характеристике режима работы.



а – нормальная; б) укороченная
Рисунок 5.1. Типы крюковых подвесок

При выборе типоразмера крюковой подвески необходимо соблюдение двух условий:

а) грузоподъемность крюковой подвески не должна быть меньше заданной грузоподъемности: $Q_{\text{п}} \geq Q$;

б) режим работы крюковой подвески должен соответствовать режиму работы механизма.

После выбора крюковой подвески необходимо выписать ее условное обозначение и техническую характеристику. Эскиз подвески приводится в расчетно-пояснительной записке. На эскизе приводятся габаритные и присоединительные размеры.

В том случае, если число блоков выбранной крюковой подвески отличается от числа блоков на предварительно принятой кинематической схеме механизма, то необходимо уточнить кинематическую схему, а именно схему полиспаста. После этого следует определить

передаточное число (кратность) полиспаста.

После уточнения кинематической схемы механизма и типоразмера крюковой подвески проводят проверочный расчет ее отдельных элементов.

5.2 Расчет крюковой подвески

Методика расчета приведена на примере одноблочной нормальной крюковой подвески. Подвески другой конструкции рассчитываются аналогично.

Исходными данными для расчета крюковых подвесок (рисунок 5.2) являются: грузоподъемность механизма Q ; кратность полиспаста a ; диаметр каната d_k ; скорость подъема груза $v_{тр}$; группа режима работы механизма подъема. По рекомендациям раздела 3 выбрана и проверена заготовка крюка.

Расчет крюковой подвески целесообразно вести в следующей последовательности.

5.2.1. Выбор подшипника. Для фиксации крюка по значению d_1 для принятого крюка по таблице ПЗ.2 выбираем упорный подшипник ([2], таблицы 110 и 111) и проверяем его пригодность по статической грузоподъемности

$$F_a > C_0 \quad (5.1)$$

Эквивалентная статическая нагрузка

$$F_a = Q \cdot K_B \cdot K_T \quad (5.2)$$

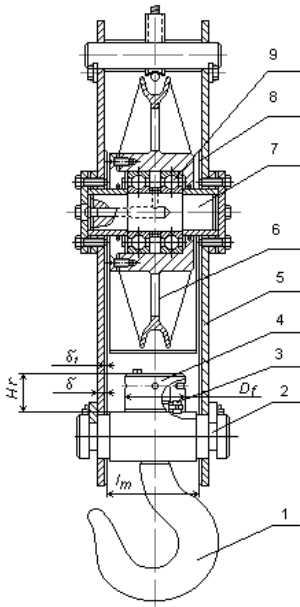
где Q – осевая нагрузка, равная грузоподъемности механизма; $K_B = 1,2 \dots 1,25$ – коэффициент безопасности; $K_T = 1$ – температурный коэффициент; C_0 – статическая грузоподъемность подшипника (указана в каталогах на подшипники).

5.2.2 Расчет траверсы крюковой подвески состоит из двух этапов: определение конструктивных размеров траверсы и проверка ее на прочность.

Основные конструктивные размеры траверсы (см. рисунок 5.3) можно определить по следующим соотношениям:

- длина траверсы с одним канатным блоком $l_T = (1,15 \dots 1,25) D_n$;
- расчетная высота траверсы $H_0 = L - (l_1 + l_2 + H)$;
- диаметр отверстия в траверсе под хвостовик крюка $d_{кр} = d_1 + (2 \dots 5)$;
- габаритная высота траверсы $H_m = H_0 + 0,8 H$,

где D_n и H – соответственно наружный диаметр и высота подшипника; L , l_1 , l_2 , d_1 – размеры крюка.



- 1 – крюк; 2 – траверса; 3 – упорный подшипник; 4 – гайка накидная; 5 – кожух; 6 – блок; 7 – ось блока; 8 – планка боковая; 9 – радиальный подшипник.

Рисунок 5.2. Крюковая подвеска

Диаметр цапфы $d_{ц}$ и ширина траверсы B определяются из расчета данных сечений на прочность.

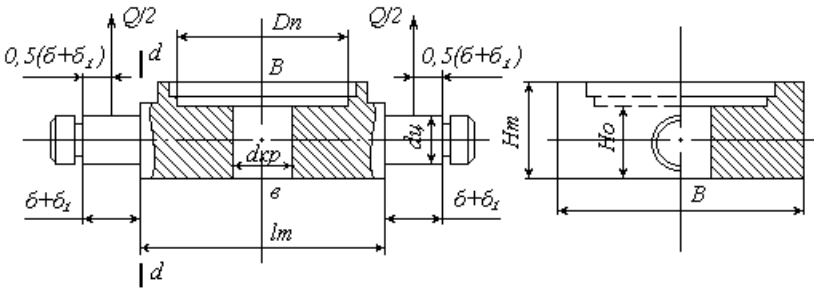


Рисунок 5.3. Эскиз траверсы.

Напряжение изгиба в сечении $d-d$ (рисунок 5.3)

$$\sigma_u = M_u / W \leq [\sigma]_u, \quad (5.3)$$

где M_u – изгибающий момент в сечении; W – момент сопротивления сечения.

Изгибающий момент в сечении определяется по формуле:

$$M_u = 0,25 Q (\delta + \delta_1), \quad (5.4)$$

где δ – толщина накладки; δ_1 – толщина кожуха. В предварительных расчетах можно принимать: толщину кожуха $\delta_1=5\ldots 10$ мм и толщину накладки $\delta=6\ldots 18$ мм.

Момент сопротивления сечения:

$$W = \frac{\pi \cdot d_u^3}{32} \approx 0,1 d_u^3 \quad (5.5)$$

Допускаемое напряжение при изгибе:

$$[\sigma]_u = 1,4 \sigma_{-1} / (n_\sigma K), \quad (5.6)$$

где σ_{-1} – предел выносливости при изгибе; n_σ – коэффициент запаса прочности; K – коэффициент концентрации напряжений. Предел выносливости при изгибе для материала траверсы рекомендуется принимать по таблице 4.2. Коэффициент запаса прочности в зависимости от режима работы механизма должен приниматься по таблице 4.3. Коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений можно принимать $K=2$.

Таким образом, диаметр цапфы равен:

$$d_u = \sqrt[3]{0,25 Q(\delta + \delta_1) / (0,1 [\sigma]_u)}. \quad (5.7)$$

Определение ширины траверсы (размер В).

Момент изгиба в сечении $\sigma - \sigma$:

$$M_u = 0,25 Q(l_m + \delta + \delta_1) \quad (5.8)$$

Момент сопротивления сечения:

$$W = (b - d_{kp}) H_0^2 / 6. \quad (5.9)$$

Выполнив необходимые преобразования, получим выражение для определения ширины траверсы:

$$B = [1,5 Q(l_m + \delta + \delta_1) / [\sigma]_u \cdot H_0^2] + d_{kp} \quad (5.10)$$

Входящие в формулу (5.12) обозначения даны ранее.

5.2.3 Определение размеров оси блока

Нагрузка на ось блока (рисунок 5.4) передается через два радиальных подшипника, распределяясь между ними равномерно.

Выбор материала оси блока рекомендуется производить по таблице 4.2.

Максимальный изгибающий момент, воспринимаемый осью:

$$M_u = 0,25 Q(l_m + \delta + \delta_1).$$

Из соотношения $\sigma_u = M_u / (0,1 d_0^3) \leq [\sigma]_u$ определяем расчетное значение диаметра оси блока:

ГОСТ 380-71. Для данной стали допускаемое напряжение на растяжение принимается равным $[\sigma]_p = 90 \text{ МПа}$.

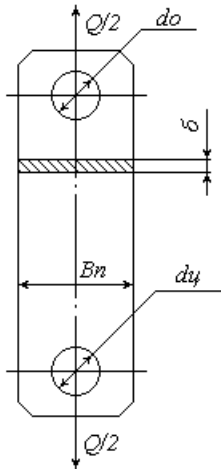


Рисунок 5.5.
Расчетная схема планки

5.2.6 Выбор блоков для крюковых обойм.

Минимальное значение диаметра блока, исходя из условия ограничения напряжения изгиба каната, определяют по формуле (4.1.). Найденное значение $D_{\text{бл}}$ округляется до ближайшего стандартного размера.

Принимая конкретные значения $D_{\text{бл}}$, следует обращать внимание на то, чтобы наружный диаметр подшипника совпадал с размером d , а длина ступицы H была не меньше двойной ширины подшипника оси.

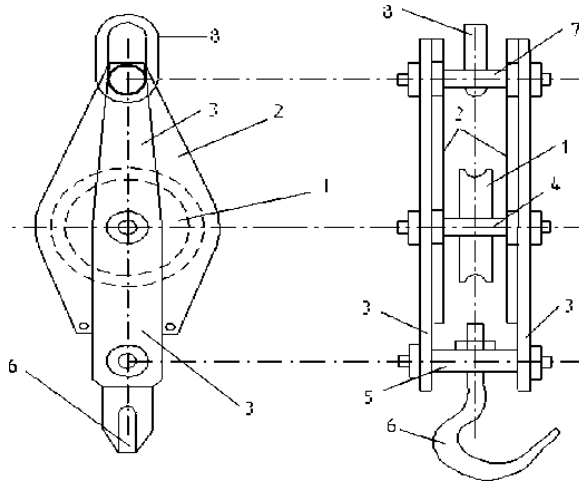
Если по расчетным данным невозможно подобрать блок из таблицы, то конструкцию разрабатывают самостоятельно.

5.3 Монтажные блоки

Блоки, служащие для поднятия и перемещения груза, называются грузовыми монтажными блоками. Грузовые блоки могут быть однорольными и многорольными. Их грузоподъемность зависит от диаметра и количества роликов. Однорольные блоки, служащие для изменения направления тягового каната, называются отводными.

Рабочим органом блока (рисунок 5.6) является один или несколько роликов(1), насаженных на ось (4). Ролик по наружному диаметру имеет канавку для каната, называемую ручьём. Размеры ручья зави-

сят от максимально допустимого диаметра каната, идущего через блок. Ось блока (4) закреплена между двумя щеками (2), которые усилены тягами (3). Ось ролика вращается в чугунных или бронзовых втулках, либо в подшипниках качения. В верхней части щёк имеется верхняя траверса (7), к которой крепится петля для закрепления конца каната полиспаста или крепления стропа. В нижней части - нижняя траверса (5), к которой крепится крюк, который имеет возможность вращаться вокруг оси на 360° . К крюку подвешивается груз.



1 - ролик; 2 - щеки; 3 - тяги; 4 - ось ролика; 5 - нижняя траверса;
6 - грузовой крюк; 7 - верхняя траверса; 8 - петля

Рисунок 5.6. Схема однорольного блока

В многорольном блоке, состоящем из нескольких роликов, все ролики на своих осях вращаются самостоятельно, независимо друг от друга, и отделены друг от друга щеками. Это сделано для того, чтобы исключить попадание каната между телом ролика и каната.

Монтажные блоки подбираются из трёх условий:

- 1) усилия, действующего на блок (грузоподъёмность блока);
- 2) максимально допустимого диаметра каната для блока. Он должен быть равным или больше диаметра каната, идущего на грузоподъёмный механизм;
- 3) диаметр блока должен быть больше или равным диаметру, определённого из условия, когда можно не учитывать дополни-

тельное напряжение, возникающее от изгиба каната.

Пример

Подобрать грузовой блок, если усилие действующее на блок равно 29 кН, тяговое усилие создаёт электролебёдка, режим работы тяжёлый.

По справочникам подбираем грузовой блок однорольный грузоподъёмностью 30 кН, диаметром 225 мм, максимальный диаметр каната 17,5 мм. Канат для оснащения лебёдки:

$$R = S \cdot K = 29 \cdot 6 = 174 \text{ кН.}$$

По справочным таблицам подобран канат двойной свивки ЛК-РО 6×36+ЮС диаметром 18 мм, что больше, чем 17,5 мм.

Подобранный блок не отвечает второму условию. Подбираем однорольный грузовой блок диаметром 250 мм с допустимым диаметром каната 19,5 мм, что больше 18 мм.

Определяем минимальный диаметр ролика блока D.

$$D > d \cdot (E - 1) = 18 \cdot (20 - 1) = 342 \text{ мм,}$$

что больше диаметра 250 мм.

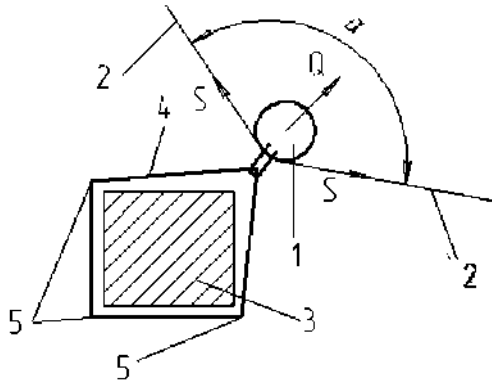
Поскольку не выдержано третье условие, подбираем однорольный блок диаметром 359 мм, что отвечает второму и третьему условиям и значительно превышает необходимую грузоподъёмность.

Однорольные блоки, применяемые в качестве отводных, изготавливают с откидной щекой (рисунок 5.7). Их преимущество перед обычным блоком состоит в том, что они позволяют быстро, без распасовки, удалить канат и изменить направление усилия. Отводные блоки можно использовать без крюка, а только с петлёй для крепления блока к якорю.

Усилие, действующее на отводной блок Q, определяется по формуле

$$Q = 2S \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$$

где S - усилие в сбегающей нити каната Н; α - угол между нитями каната, огибающими блок.



1 - отводной блок; 2 – тяговой канат; 3 - колонна;
4 - строп; 5 - прокладки

Рисунок 5.7. Схема крепления отводного блока к колонне

Пример 2

Определить усилие, действующее на отводной блок, и подобрать канат для привязки блока к колонне, если усилие на канат, идущее на лебёдку, составляет $S=25,6$ кН, а угол α между ветвями канатов, огибающих отводной блок равен 120° .

Решение:

$$Q = 2 \cdot 25,6 \cos 60^\circ = 51,2 \cdot 0,5 = 25,6 \text{ кН.}$$

По грузоподъёмности подбираем отводной блок диаметром 225 мм.

По усилию, действующему на строп, подбираем канат с учётом коэффициента запаса прочности, для стропа равным 6.

$$R = 25,6 \cdot 6 = 153,6 \text{ кН}$$

По таблицам подбираем канат двойной свивки типа ЛК - 3 конструкции $6 \times 25 + \text{ЮС}$ диаметром 17,5 мм с временным сопротивлением проволоч разрыву $\sigma = 1770$ Н/мм.

6. ЗАДАНИЕ

на выполнение контрольной работы по дисциплине

6.1. Исходные данные

6.1.1. Габариты монтируемого фильтра и его вес (таблица 6.2)

6.1.2. Отметка металлической площадки, на которой нужно смонтировать фильтр (таблица 6.2).

6.1.3. Отметка оси неподвижного блока полиспаста, который крепится к узлу нижнего пояса фермы (рисунок 6.1).

6.1.4. Расстояние "А" от центра фильтра до колонны и место установки тяговой лебедки (таблица 6.2 и рисунок 6.1).

6.1.5. Тип лебедки и материал втулок блоков (таблица 6.2).

6.1.6. Схема строповки фильтра и угол раскрытия стропа (рисунок 6.2, таблица 6.2).

6.2. Схема монтажа фильтра:

Фильтр доставляется в зону монтажа и разгружается автокраном, затем на катках при помощи ручной рычажной лебедки перемещается под площадку.

Над местом монтажа к узлу нижнего пояса фермы подвесить собранной на отметке 0.0 полиспаст. Полиспаст запасовать по заранее рассчитанной схеме.

Подъем полиспаста к нижнему поясу фермы на заданную отметку произвести рычажной лебедкой. К колонне по оси "С" закрепить, заранее рассчитанным стропом, отводной блок. Установить тяговую лебедку. Нить каната, сбегаящую с неподвижного блока полиспаста, пропустить через отводной блок и закрепить на барабан лебедки. Фильтр застропить на заводские петли фильтра 4-х ветвевым стропом и соединить строп с крюком подвижного блока полиспаста. Лебедкой поднять фильтр выше металлической площадки, к площадке приварить опорные конструкции и стравливая канат с барабана лебедки установить фильтр в проектное положение.

Таблица 6.1 - Исходные данные на контрольную работу

№ вари- ри- анта	Вес груза, кН	a×b, м	h, мм	Отм. "1", м	Отм. "2", м	A, м	2α, град	Лебедка	Матери- ал втулок блоков	При ме- ча- ние
1	50	2.2×1.8	1.6	4.7	13.6	5.0	80	ЛР-1.25	Бронза	Лебедка барабанная ручная
2	48	2.0×1.7	1.8	5.0	14.0	4.0	90	ЛР-1.25	Бронза	
3	40	2.3×1.7	1.5	4.8	12.3	5.5	84	ЛР-1.25	Чугун	
4	30	1.5×1.5	1.5	5.0	13.0	4.8	80	ЛР-1.25	Чугун	
5	35	1.8×1.7	2.0	3.0	10.8	5.2	88	ЛР-1.25	Чугун	
6	60	2.2×1.7	2.0	4.0	11.4	4.7	80	ЛР-3.2	Бронза	
7	70	2.2×1.8	1.6	4.0	12.6	4.0	90	ЛР-3.2	Бронза	
8	65	1.8×1.8	1.8	5.0	13.0	4.4	90	ЛР-3.2	Бронза	
9	43	1.4×1.3	1.7	4.0	13.6	6.0	86	ЛР-3.2	Бронза	
10	56	2.1×1.8	1.9	4.2	13.8	3.0	90	ЛР-3.2	Подшип- ник ка- чения	
11	20	1.6×1.4	1.1	4.0	10.8	4.2	78	ЛР-1.25	Чугун	
12	28	1.7×1.6	1.7	3.8	9.9	3.9	76	ЛР-1.25	Чугун	
13	32	1.7×1.6	1.8	3.9	9.6	4.2	90	ЛР-1.25	Бронза	
14	38	2.0×1.0	2.0	2.7	11.9	4.8	90	ЛР-1.25	Бронза	
15	54	2.1×1.6	1.6	2.8	12.0	5.0	90	ЛР-1.25	Бронза	
16	26	1.6×1.4	2.3	3.2	10.0	3.8	90	ЛР-1.25	Бронза	
17	55	2.8×1.9	2.4	3.6	12.7	4.2	90	ЛР-3.2	Подшип- ник ка- чения	
18	53	2.4×1.6	1.5	3.6	13.2	4.0	80	ЛР-1.25	Бронза	Лебедка приводная
19	27	1.5×1.4	1.4	2.8	10.6	5.0	90	ЛР-1.25	Бронза	
20	50	Ø2	1.3	2.9	10.3	3.5	80	ТЛ-9А-1	Чугун	
21	63	Ø 2.2	1.4	2.3	8.1	4.1	88	ПМ-2.5	Бронза	
22	47	Ø 1.8	1.1	3.1	7.8	8.0	90	ЛМ-1-80	Чугун	
23	47	1.5×1.4	1.2	3.6	10.0	6.0	84	ЛМ-0,63а	Бронза	
24	52	1.8×1.7	1.3	2.9	14.1	7.0	88	ЛМ-1-50	бронза	

6.3. Задание на выполнение контрольной работы

6.3.1. Произвести расчет четырехветвевго стропа по заданному весу фильтра, его габаритам и углу раскрытия стропа. Определить на-
тяжение в ветвях стропа, подобрать стальной канат для изготовления

стропа, определить длину ветви стропа и определить вес стропа.

6.3.2. Произвести расчет полиспаста, для чего определить нагрузку на подвижный блок полиспаста, определить кратность полиспаста, подобрать конструкцию подвижного и неподвижного блоков, определить нагрузку на неподвижный блок.

6.3.3. Произвести расчет усилия, воспринимаемого отводным блоком и подобрать отводной блок.

6.3.4. Произвести расчет универсального стропа для крепления отводного блока к колонне "С".

6.3.5. Определить необходимую длину каната для оснащения лебедки и сравнить с канатоемкостью, приведенной в каталоге. Если канатоемкость лебедки окажется недостаточной, предложить другую лебедку.

6.3.6. В графической части работы разработать схему монтажа фильтра, схему полиспаста.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Александров М.П. Подъемно – транспортные машины: Учеб. для машиностроительных спец. вузов. –М.: Высш. школа, 1985. –520 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3-х т. Том 1. –М.: Машиностроение, 1978. –728с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3-х т. Том 2. –М.: Машиностроение, 1979. –559 с.
4. Дольник А.М. Механизация такелажных работ при сооружении систем теплогазоснабжения и вентиляции [Текст]: учеб. пособие для студ. 4-го курса и дипломников спец. 270109 «Теплогазоснабжение и вентиляция» / А.М.Дольник; Воронеж. гос. арх.-строит. ун-т. - Воронеж, 2006. - 112 с.
5. Ковальский Б.С. Расчет канатных барабанов грузоподъемных машин. –Сборник научных трудов ВНИИПТМАШа. – М.: 1975, №6.
6. Курсовое проектирование грузоподъемных машин: Учеб. пособие для студентов машиностр. спец. вузов/С.А. Казак, В.Е. Дусье, Е.С. Кузнецов и др. ; Под ред. С.А. Казака. – М.: Высш. шк., 1989. – 319 с.
7. Мачульский И.И., Киреев В.С. Подъемно-транспортные и погрузочно-разгрузочные машины на железнодорожном транспорте: Учебник для вузов. – М.: Транспорт. 1989. –319 с.
8. Павлов Н.Г. Примеры расчетов кранов. –Л.: Машиностроение, 1976. –320 с.