

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

# ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

*Методические рекомендации к практическим занятиям  
для студентов направления подготовки*

**23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»  
дневной формы обучения**



Могилев 2019

УДК 621.87  
ББК 39.9  
Г 90

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»  
«23» октября 2018 г., протокол № 3

Составитель канд. техн. наук, доц. А. П. Смоляр

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Науменко

Методические рекомендации к практическим занятиям по дисциплине «Грузоподъемные машины» предназначены для студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» дневной формы обучения.

Учебно-методическое издание

## ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Технический редактор	А. Т. Червинская
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 24.01.2014.  
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© Белорусско-Российский  
университет, 2019



## Содержание

Введение.....	4
1 Практическое занятие № 1. Выбор кинематической схемы механизма подъёма, каната, полиспаста .....	5
2 Практическое занятие № 2. Проектирование барабанов .....	8
3 Практическое занятие № 3. Выбор двигателя, редуктора, тормоза.....	10
4 Практическое занятие № 4. Расчёт механизма подъёма крана .....	13
5 Практическое занятие № 5. Проверочный расчет механизма подъема крана.....	14
6 Практическое занятие № 6. Предварительный расчет механизма передвижения тележки .....	17
7 Практическое занятие № 7. Расчет механизма передвижения тележки с канатной тягой .....	21
8 Практическое занятие № 8. Предварительный расчет механизма передвижения крана .....	24
9 Практическое занятие № 9. Проверочные расчеты механизмов передвижения.....	27
10 Практическое занятие № 10. Предварительный расчет механизма поворота.....	28
11 Практическое занятие № 11. Проверочные расчеты механизмов поворота.....	34
12 Практическое занятие № 12. Расчет механизма изменения вылета .....	35
13 Практическое занятие № 13. Расчет металлоконструкций кранов .....	39
Список литературы .....	42



## Введение

Грузоподъемные машины (ГПМ) – машины (устройства), предназначенные для перемещения грузов в вертикальной, горизонтальной и наклонной плоскостях на относительно небольшие расстояния в пределах заводов, строительных площадок, портов, складов и т. п. ГПМ являются основным средством механизации подъёмно-транспортных и погрузочно-разгрузочных работ в промышленности, строительстве, на транспорте, в горном деле и в сельском хозяйстве.

Целью учебной дисциплины является формирования знаний, умений и навыков проектирования, расчета и эксплуатации грузоподъемных машин, применяемых в строительстве, при механизации процессов по перемещению грузов.

Целью рекомендаций к практическим занятиям является приобретение студентами умений и навыков по расчету и выбору основных сборочных единиц типовых механизмов грузоподъемных машин.

Все отчёты оформляются в отдельной тетради в строгой последовательности выполнения работ, по согласованию с преподавателем допускается машинописное оформление отчетов. На титульном листе тетради указываются учебное заведение, кафедра, дисциплина, фамилия, инициалы студента и год оформления отчета.

Отчет содержит название, цель работы, исходные данные к расчету, ход решения задач с обязательной расшифровкой принятых обозначений, необходимые пояснения к задаче, кинематические и расчетные схемы; после выбора сборочной единицы указывается ее краткая техническая характеристика. После проведения расчетов анализируются результаты и дается заключение о работоспособности механизма.

До выполнения практической работы студент самостоятельно изучает методические рекомендации к ней, используя справочную литературу и материалы лекций.

После завершения практической работы каждый студент индивидуально защищает ее у преподавателя. При защите отчета оцениваются качество и полнота его содержания, знания, умения и навыки студента, приобретенные во время выполнения работы.

Отработка практических занятий производится согласно разработанному кафедрой графику отработки занятий после предоставления преподавателю разрешающего документа, подписанного деканом или его заместителем.



## 1 Практическое занятие № 1. Выбор кинематической схемы механизма подъема, каната, полиспаста

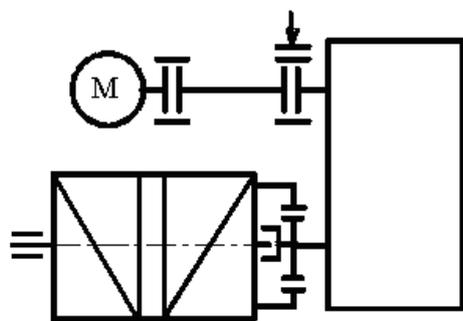
**Цель работы:** приобрести умения и навыки выбора кинематической схемы механизма подъема груза, расчета и выбора каната и полиспаста.

**Порядок выполнения работы.** После получения исходных данных проводится выбор кинематической схемы механизма подъема груза, расчет и выбор каната и полиспаста. Для выполнения работы необходимо использовать справочную литературу.

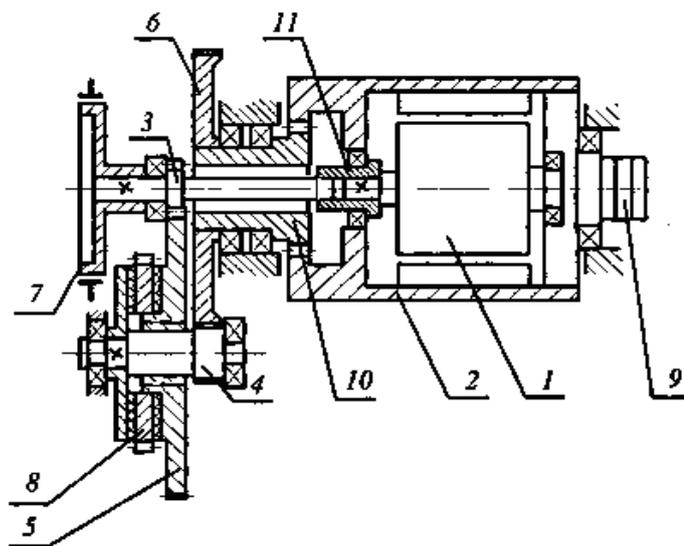
**Исходные данные** (задаются преподавателем каждому студенту индивидуально): грузоподъемность  $Q$ , т; группа режима работы согласно ИСО 4301; тип машины.

**Выбор кинематической схемы механизма.** Для мостовых, козловых и консольных кранов, механизм подъема груза которых расположен на грузовой тележке, рекомендуется принять кинематическую схему, в которой двигатель соединен с редуктором при помощи зубчатой муфты с промежуточным валом. Роль тормозного шкива выполняет полумуфта, расположенная на валу редуктора. Концы быстроходного и тихоходного валов редуктора направлены в одну сторону. В качестве внутренней опоры оси барабана используется конец тихоходного вала редуктора, имеющий расточку для размещения подшипника (рисунок 1.1, а). Для кранов, в качестве механизма подъема которых используется электроталь, предпочтение можно отдать кинематической схеме, в которой двигатель расположен внутри барабана, имеется два тормоза – один дисковый грузоупорный, другой – колодочный электромагнитный, установленный на консольной части быстроходного вала двухступенчатого редуктора с прямозубчатыми зубчатыми колесами (рисунок 1.1, б).

а)



б)



а – с зубчатым венцом на выходном валу редуктора; б – со встроенным в барабан двигателем и грузоупорным тормозом

Рисунок 1.1 – Кинематические схемы механизма подъема

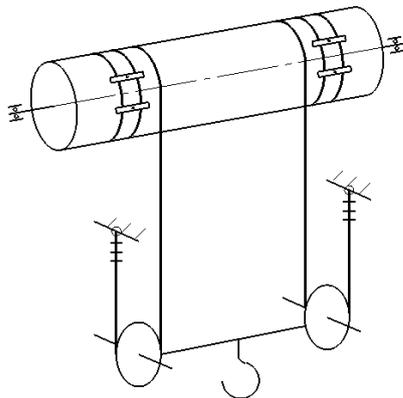
Полиспаст – это блочно-канатная система для изменения силы и скорости. Кратность полиспаста выбирают в зависимости от грузоподъемности и его типа (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Кратность полиспаста  $U_n$

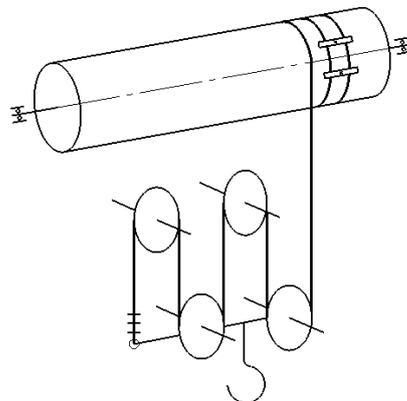
Характер навивки каната на барабан	Тип полиспаста	Кратность полиспаста $U_n$ при грузоподъемности, т				
		до 1	2...6	10...15	20...30	40...50
Непосредственно	Сдвоенный	2	2	2; 3	3; 4	4; 5
	Простой	1	2	–	–	–
Через направляющие блоки (например, стреловые краны)	Сдвоенный	1; 2	2; 3	3; 4	5; 6	–
	Простой	–	2	2; 3	–	–

В механизмах подъема с непосредственной навивкой каната на барабан обычно применяют сдвоенный полиспаст (рисунок 1.2, а), при использовании которого обеспечиваются вертикальное перемещение груза, одинаковая нагрузка на подшипники барабана и на ходовые колеса тележки независимо от высоты подъема груза.

а)



б)



а – сдвоенный; б – плоский

Рисунок 1.2 – Полиспасты

Простые (одинарные) полиспасты (рисунок 1.2, б) используют чаще всего на стреловых кранах. В одинарных полиспастах на барабане крепится один конец каната. Второй конец при четной кратности полиспаста закрепляется на неподвижном элементе конструкции, а при нечетной – на крюковой обойме. Как правило, в поворотных кранах канат проходит через один, установленный на конце стрелы, или несколько направляющих блоков (см. рисунок 1.2, б).

Применение силовых полиспастов позволяет уменьшить усилие в канатах механизма подъема и, следовательно, использовать канаты меньшего диаметра, уменьшить диаметры барабанов и блоков, снизить массу и габариты машины.

КПД направляющих блоков можно определить по формуле

$$\eta_{н.бл.} = \eta_{бл.}^{Z_{н.бл.}}, \quad (1.1)$$

где  $Z_{н.бл.}$  – число направляющих блоков;

$\eta_{бл.}$  – КПД одного неподвижного блока,  $\eta_{бл.} = 0,98$ .

**Выбор каната.** На грузоподъемных кранах общего назначения рекомендуется применять следующие два типа шестипрядных стальных канатов двойной свивки с одним органическим сердечником: ЛК-Р 6 × 19 (ГОСТ 2688–80); ЛК-РО 6 × 36 (ГОСТ 7668–80).

При проектировании канаты должны быть проверены расчетом по формуле

$$F_0 \geq S \cdot Z_p, \quad (1.2)$$

где  $F_0$  – разрывное усилие каната в целом, принимаемое по данным стандарта на конкретный тип каната, Н;

$S$  – наибольшее натяжение ветви каната, Н;

$Z_p$  – минимальный коэффициент использования каната, определяемый в зависимости от группы классификации механизма и типа грузоподъемной машины [1, 13].

Максимальное статическое усилие (натяжение) в канате определяют по формуле

$$S_{\max} = \frac{G}{Z_k \cdot U_n \cdot \eta_n \cdot \eta_{н.бл.}}, \quad (1.3)$$

где  $G$  – вес номинального груза и крюковой подвески, Н;

$Z_k$  – число ветвей каната, навиваемых на барабан;

$U_n$  – кратность полиспаста;

$\eta_{н.бл.}$  – КПД направляющих (обводных) блоков.

Кроме того, должно выполняться соотношение между диаметром каната и диаметром блока крюковой подвески. Согласно [1], минимальные диаметры блоков и уравнительных блоков, огибаемых стальными канатами, определяются по формулам

$$D_2 \geq h_2 \cdot d; D_3 \geq h_3 \cdot d, \quad (1.4)$$

где  $d$  – диаметр каната, мм;

$D_2$  и  $D_3$  – диаметры блока и уравнительного блока по средней линии навитого каната соответственно, мм;

$h_2$  и  $h_3$  – коэффициенты выбора диаметров блока и уравнительного блока. Их значения принимаются согласно [1, приложение 6].



### **Контрольные вопросы**

- 1 Что такое полиспаст?
- 2 Как определить кратность полиспаста?
- 3 Как осуществить выбор каната механизма подъема груза?
- 4 Как влияют диаметры барабана и блоков на долговечность каната?
- 5 Как влияют обратные перегибы каната при запасовке на его долговечность?

## **2 Практическое занятие № 2. Проектирование барабанов**

**Цель работы:** приобрести умения и навыки проектирования барабанов.

**Порядок выполнения работы.** После получения исходных данных проводится расчет основных размеров барабана в представленной ниже последовательности. Для расчета необходимо использовать справочную литературу и результаты расчета предыдущего задания.

**Исходные данные** (задаются преподавателем каждому студенту индивидуально): грузоподъемность  $Q$ , т; максимальная высота подъема  $H$ , м; группа режима работы согласно ИСО 4301; тип машины.

**Определение основных размеров барабана.** Минимальный диаметр  $D_1$  барабана определяется по формуле

$$D_1 \geq h_1 \cdot d, \quad (2.1)$$

где  $h_1$  – коэффициент выбора диаметра барабана [1].

Полученное значение  $D_1$  следует округлить в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда диаметров: 160; 200; 250; 320; 400; 450; 500; 560 мм и т. д. В дальнейшем, при компоновании механизма, диаметр барабана может быть увеличен, поскольку в этом случае канат будет изгибаться по большему радиусу, что увеличит его срок службы.

На рисунке 1.3 показана схема барабана для сдвоенного полиспаста при расположении одной из опор оси барабана в расточке тихоходного вала редуктора. Барабан предназначен под однослойную навивку каната, поэтому он должен иметь нарезанные по винтовой линии канавки.

Длина барабана, изображенного на рисунке 2.1,

$$L_{\sigma} = 2l_n + l_0 + 2l_k, \quad (2.2)$$

где  $l_n$  – длина одного нарезного участка;

$l_0$  – длина гладкого среднего участка;

$l_k$  – длина одного гладкого концевой участка, предназначенного для закрепления заготовки барабана в станке при нарезании.

Длина одного нарезного участка

$$l_n = t(Z_p + Z_{непр} + Z_{кр}), \quad (2.3)$$



где  $t$  – шаг нарезки;

$Z_p$  – число рабочих витков для навивки половины полной рабочей длины каната;

$Z_{непр}$  – число неприкосновенных витков для разгрузки деталей крепления каната на барабане,  $Z_{непр} = 1,5$ ;

$Z_{кр}$  – число витков для крепления конца каната,  $Z_{кр} = 3 \dots 4$ .

Величина  $t \approx (1,10 \dots 1,23)d_k$  должна быть округлена до значения, кратного 0,5.

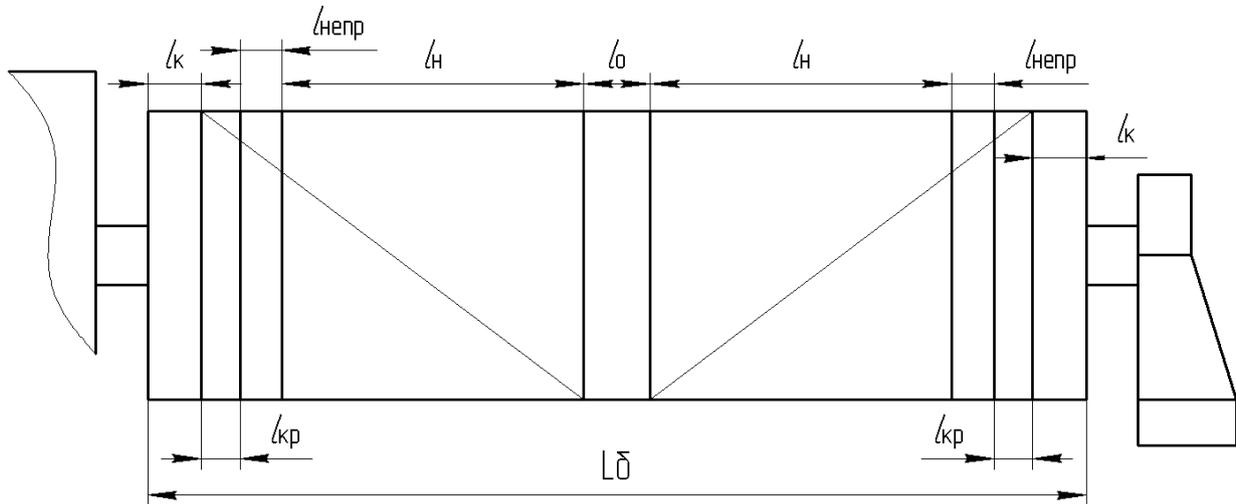


Рисунок 2.1 – Схема барабана

Число рабочих витков определяется по формуле

$$Z_p = \frac{H \cdot U_n}{\pi D_\delta}, \quad (2.4)$$

где  $D_\delta$  – диаметр барабана, окончательно принятый после компоновки механизма.

Длина  $l_0$  зависит от расстояния между осями крайних блоков крюковой подвески  $B$  и допускаемого угла отклонения каната от оси ручья блока  $[\gamma] = 6^\circ$ .

$$l_0 = B + 2h_{\min \delta} \cdot \operatorname{tg}[\gamma]. \quad (2.5)$$

Минимальное допускаемое расстояние между осью блоков крюковой подвески и осью барабана

$$h_{\min \delta} \approx 3D_\delta. \quad (2.6)$$

### Контрольные вопросы

- 1 Как определить диаметр и длину барабана механизма подъема груза?
- 2 Как влияет кратность полиспаста на длину барабана?
- 3 Как влияет диаметр барабана на его длину?
- 4 Как определить шаг нарезки на барабане?
- 5 Для чего служат неприкосновенные витки каната?

### 3 Практическое занятие № 3. Выбор двигателя, редуктора, тормоза

**Цель работы:** приобрести умения и навыки выбора двигателя, редуктора, тормоза.

**Порядок выполнения работы.** После получения исходных данных проводится расчет и выбор двигателя, редуктора, тормоза в представленной ниже последовательности. Для выбора типоразмера сборочных единиц необходимо использовать справочную литературу и результаты расчета предыдущих заданий.

**Исходные данные** (задаются преподавателем каждому студенту индивидуально): грузоподъемность  $Q$ , т; максимальная высота подъема  $H$ , м; скорость подъема  $V$ , м/мин; группа режима работы согласно ИСО 4301; род тока; тип машины.

**Выбор двигателя.** Максимальная статическая мощность  $N_{cm \max}$ , кВт, которую должен иметь механизм в период установившегося движения при подъеме номинального груза,

$$N_{cm \max} = \frac{G \cdot V}{\eta_{np}}, \quad (3.1)$$

где  $\eta_{np}$  – предварительное значение КПД механизма,  $\eta_{np} = 0,8 \dots 0,85$ ;

$G$  – вес номинального груза и крюковой подвески, кН;

$V$  – скорость подъема груза, м/с.

В крановых механизмах подъема целесообразнее всего использовать асинхронные двигатели с фазным ротором серий МТФ, МТН, 4МТН, 4АК, 4АНК. Из них наибольшее применение имеют серии МТФ и МТН.

В современных системах электропривода (СКЭП) с преобразователями частоты применяют короткозамкнутые двигатели АМТК-Ф. Главные преимущества указанных систем: плавное регулирование скорости в широких пределах при постоянном моменте нагрузки; использование более дешевых асинхронных двигателей с контактными кольцами для приводов кранов с питанием от преобразователей частоты; возможность использования тормозов в механизмах подъема только для удержания груза на весу (остановка движения груза в этом случае осуществляется электроприводом, что значительно уменьшает динамические нагрузки на детали механизма подъема). Если необходимо спроектировать кран, работающий на постоянном токе, то используются двигатели постоянного тока серии Д.

Номинальная потребная мощность двигателя  $N_{об}$  может быть принята меньше максимальной статической  $N_{cm \max}$ :

$$N_{об} = (0,7 \dots 0,8) N_{cm \max}. \quad (3.2)$$

При этом необходима проверка двигателя на нагрев.

После выбора двигателя следует выписать основные параметры при задан-



ной продолжительности включения ПВ, в том числе фактическую мощность  $N_{\phi}$ .

**Выбор передачи.** В механизмах подъема груза могут быть использованы следующие типы редукторов: двухступенчатые Ц2У, Ц2Н, ЦДНД, ЦДН, Ц2, РК, РМ-500, РМ-650 и трехступенчатые Ц3У, ЦТНД и ГК. Выбор типоразмера редуктора производится по каталогу. При этом должны быть проверены условия, касающиеся прочности, долговечности и кинематики редуктора.

Первое условие – расчетный момент на тихоходном валу  $T_p$  не должен превышать допустимый вращающий момент на тихоходном валу  $T_{p.н.}$  по паспорту редуктора:

$$T_p \leq T_{p.н.} \quad (3.3)$$

Момент на тихоходном валу редуктора при подъеме номинального груза

$$T_p = \frac{S_{\max} \cdot Z_k \cdot D_{\delta}}{2 \cdot \eta_{\delta}}, \quad (3.4)$$

где  $\eta_{\delta}$  – КПД барабана.

Если в нормали, каталоге или таблице не приводятся величины номинальных вращающих моментов на тихоходных валах, их можно определить расчетом. Но для этого уже необходимо знать фактическое передаточное число редуктора, которое определяется на основании второго условия, а именно: передаточное число редуктора  $U_p$  не должно отличаться от требуемого передаточного числа  $U_{p.тp.}$  более чем на  $\pm 10\%$ :

$$\frac{|U_{p.тp.} - U_p|}{U_{p.тp.}} \cdot 100\% \leq 10\%; \quad (3.5)$$

$$U_{p.тp.} = \frac{n_{\delta в}}{n_{\delta}}, \quad (3.6)$$

где  $n_{\delta в}$  – частота вращения ротора двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_{\delta}$  – частота вращения барабана,  $\text{мин}^{-1}$ ,

$$n_{\delta} = \frac{V_n \cdot U_n}{\pi D_{\delta}}. \quad (3.7)$$

Итак, если известны мощность  $N_p$ , которую можно подводить к редуктору, и частота вращения быстроходного вала  $n_{\text{быстр}}$ , то номинальный расчетный момент на тихоходном валу определяется следующим образом:

$$T_{p.н.} = T_{\text{быстр}} \cdot U_p \cdot \eta_p = \frac{N_p}{\omega_{\text{быстр}}} \cdot U_p \cdot \eta_p = \frac{30N_p}{\pi n_{\text{быстр}}} \cdot U_p \cdot \eta_p, \quad (3.8)$$



где  $T_{быстр}$  – номинальный крутящий момент на быстроходном валу;

$\omega_{быстр}$  – угловая скорость быстроходного вала редуктора;

$\eta_p$  – КПД редуктора.

Заводы-изготовители редукторов указывают иногда допускаемую частоту вращения быстроходного вала. В таком случае необходимо проверить третье условие – частота вращения быстроходного вала редуктора должна быть не меньше частоты вращения вала двигателя.

После выбора передачи определяют фактическую скорость подъема груза  $V_{под}$  и фактический КПД механизма  $\eta_{мех}$ . Фактическая скорость не должна отличаться от заданной более чем на  $\pm 10\%$ .

**Выбор тормоза.** Механизмы подъема груза и изменения вылета должны быть снабжены тормозами нормально закрытого типа, автоматически размыкающимися при включении привода и имеющими неразмыкаемую кинематическую связь с барабанами. В большинстве случаев тормоз должен обеспечить тормозной момент с коэффициентом запаса торможения  $K_m$  не менее 1,5.

Расчетный тормозной момент

$$T_{т.р.} \geq K_m \cdot T_{ст.т.}, \quad (3.9)$$

где  $T_{ст.т.}$  – статический вращающий момент при торможении, создаваемый весом груза на валу, на котором установлен тормоз,

$$T_{ст.т.} = \frac{GD_{\delta} \cdot \eta_{\max}}{2U_{мех}}, \quad (3.10)$$

где  $\eta_{\max}$  – КПД механизма, подсчитанный по максимальным значениям КПД отдельных участков кинематической цепи;

$U_{мех}$  – полное передаточное число механизма, включая передаточное число полиспаста.

Наибольшее распространение в кранах получили колодочные тормоза с приводом от тормозных электромагнитов (ТКТ и ТКП) и электрогидравлических толкателей (ТКГ и ТКТГ).

При выборе типоразмера тормоза необходимо выполнить условие – номинальный тормозной момент тормоза должен быть не менее расчетного:

$$T_{т.н.} \geq T_{т.р.} \quad (3.11)$$

Если величина  $T_{т.н.}$  значительно (более чем на 10 %) превышает величину  $T_{т.р.}$ , то тормоз должен быть отрегулирован на значение  $T_{т.р.}$  и во всех последующих расчетах следует оперировать величиной  $T_{т.р.}$ .



### Контрольные вопросы

- 1 Как осуществить выбор электродвигателя механизма подъема груза?
- 2 Как осуществить выбор редуктора механизма подъема груза?
- 3 Как осуществить выбор тормозного устройства?
- 4 Влияет ли кратность запасовки каната на мощность двигателя?
- 5 Какого типа тормоза используются в крановых механизмах?

## 4 Практическое занятие № 4. Расчёт механизма подъёма крана

**Цель работы:** приобрести умения и навыки по расчету и выбору основных сборочных единиц механизма подъема груза.

**Порядок выполнения работы.** После получения исходных данных проводится расчет и выбор основных единиц механизма подъема груза в представленной ниже последовательности. Для выбора типоразмера сборочных единиц необходимо использовать справочную литературу. При выполнении работы допускается использование результатов предыдущих работ.

**Исходные данные** (задаются преподавателем каждому студенту индивидуально): грузоподъемность  $Q$ , т; максимальная высота подъема  $H$ , м; скорость подъема  $V$ , м/мин; группа режима работы согласно ИСО 4301; род тока; тип машины.

**Расчет механизма подъема груза.** В соответствии с исходными данными студент принимает кинематическую схему механизма, тип и кратность полиспаста, схему запасовки каната. Затем осуществляются расчеты, изложенные в практических работах 1...3.

**Выбор муфт.** Муфты выбирают в зависимости от передаваемого вращающего момента и условий работы по формуле

$$T_{расч.м.} = K_1 \cdot K_2 \cdot T_n \leq [T_{к.м.}], \quad (4.1)$$

где  $K_1$  – коэффициент, учитывающий степень ответственности муфты;

$K_2$  – коэффициент, учитывающий условия работы муфты;

$T_n$  – номинальный момент, передаваемый муфтой;

$[T_{к.м.}]$  – допускаемый (табличный) вращающий момент, который способна передать муфта [2–4].

В предварительных расчетах можно принимать  $K_1 = 1,3$ , а коэффициент  $K_2$  – по таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Коэффициент режима работы  $K_2$

Группа режима работы механизма	M1...M3	M4...M5	M6...M7	M8
Коэффициент $K_2$	1	1,1	1,2	1,3

Параметры зубчатых муфт общего назначения определяет ГОСТ 5006–83.



Зубчатые муфты типа 1 (МЗ) используются для непосредственного соединения валов, муфты типа 2 (МЗП) – для соединения валов с применением промежуточного вала.

Для соединения валов электродвигателей с быстроходными валами редукторов часто применяют упругие муфты, способные смягчать удары и гасить крутильные колебания. Упругие втулочно-пальцевые муфты рекомендуются для режимов М1...М5. Зубчатые муфты можно использовать для всех режимов работы.

Завершив предварительный расчет и выбрав составляющие механизма, приступают к конструированию. При компоновке определяют наиболее целесообразное взаимное расположение сборочных единиц и отдельных частей. На этой стадии проектирования важны разработки вариантов, их анализ и выбор наиболее рационального. Окончательный вариант компоновки утверждается руководителем.

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Как осуществить выбор муфты и тормозного устройства механизма подъема груза?
- 2 Муфты каких типов используются в крановых механизмах?
- 3 Как осуществляется компоновка механизма подъема груза?
- 4 Перечислите пути снижения динамических нагрузок механизма подъема груза.
- 5 На каком из валов механизма подъема груза целесообразнее всего устанавливать тормоз?

## **5 Практическое занятие № 5. Проверочный расчет механизма подъема крана**

***Цель работы:*** приобрести умения и навыки проведения проверочных расчетов сборочных единиц механизма подъема груза.

***Порядок выполнения работы.*** После получения исходных данных проводится проверочный расчет единиц механизма подъема груза в представленной ниже последовательности.

***Исходные данные*** студент получает в ходе проведения практических занятий № 1–4, недостающие данные принимаются по справочной литературе [2–13].

***Проверка двигателя на время разгона.*** Наибольшее время разгона [3]

$$t_{p.факт} = \frac{\omega_{дв} \cdot J_{мех.р.}}{T_{н.ср} - T_{ст.р}}, \quad (5.1)$$

где  $\omega_{дв}$  – угловая скорость двигателя, рад/с;

$J_{мех.р.}$  – приведенный к валу двигателя момент инерции всех движущихся ча-



стей механизма, включая поступательно движущиеся массы, кг·м<sup>2</sup>;

$T_{n.cp}$  – среднепусковой момент двигателя, Н·м;

$T_{ст.р}$  – момент статических сопротивлений при разгоне, приведенный к валу двигателя, Н·м.

Значение  $T_{n.cp}$  определяют по формуле

$$T_{n.cp} = T_{дв.н} \cdot \psi_{n.cp}, \quad (5.2)$$

где  $\psi_{n.cp}$  – кратность среднепускового момента двигателя.

Для двигателей с фазным ротором  $\psi_{n.cp} = 1,5 \dots 1,6$ .

Для двигателей с короткозамкнутым ротором

$$\psi_{n.cp} = \frac{\psi_{max} + \psi_{min}}{2}, \quad (5.3)$$

где  $\psi_{max}$  – наибольший коэффициент пусковой перегрузки,  $\psi_{max} = 1,9 \dots 2,2$ ;

$\psi_{min}$  – наименьший коэффициент пусковой перегрузки,  $\psi_{min} = 1,1 \dots 1,2$ .

Номинальный момент двигателя

$$T_{дв.н} = \frac{N_{\phi}}{\omega_{дв}}, \quad (5.4)$$

где  $\omega_{дв}$  – угловая скорость ротора двигателя,

$$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30}, \quad (5.5)$$

где  $n_{дв}$  – частота вращения ротора выбранного двигателя.

Значение  $J_{мех.р}$  можно выразить следующей формулой:

$$J_{мех.р} = J_{вр} + J_{пост.р}, \quad (5.6)$$

где  $J_{вр}$  – момент инерции при разгоне всех вращающихся частей механизма, приведенный к валу двигателя,

$$J_{вр} = \gamma \cdot J_1, \quad (5.7)$$

где  $\gamma$  – коэффициент учета инерции вращающихся масс, расположенных на втором, третьем и последующих валах механизма;

$J_1$  – момент инерции вращающихся масс, расположенных на первом валу.

В механизмах подъема груза значения  $J_{пост.р}$  и  $T_{ст.р}$  определяют по формулам

$$J_{пост.р} = \frac{(m_n + m_{zp}) \cdot r_{\phi}^2}{U_{мех}^2 \cdot \eta_{мех}}; \quad (5.8)$$



$$T_{ст.р} = \frac{G \cdot r_{\delta}}{U_{мех} \cdot \eta_{мех}}, \quad (5.9)$$

где  $r_{\delta}$  – радиус барабана по оси навиваемого каната, м;

$U_{мех}$  – полное передаточное число механизма,  $U_{мех} = U_n \cdot U_p$ ;

$m_n$  – масса подвески, кг.

Допустимое время разгона [9] для кранов общего назначения в зависимости от грузоподъемности крана примерно соответствует данным таблицы 5.1.

Если время разгона окажется существенно выше допустимого, необходимо выбрать другой, более мощный двигатель. После этого нужно определить среднее ускорение при пуске  $a = V_{под}/t_{р.факт}$ , которое не должно превышать  $0,1 \dots 0,2 \text{ м/с}^2$ .

Таблица 5.1 – Время разгона

Параметры	Значение		
$Q$ , т	1...10	10...30	30...60
$t_p$ , с	1...2	2...5	5...7

**Проверка двигателя на нагрев.** Проверка двигателя на нагрев производится по эквивалентному вращающему моменту.

Условие проверки

$$T_{\varepsilon} \leq T_{дв.н}, \quad (5.10)$$

где  $T_{\varepsilon}$  – эквивалентный момент, определяемый в зависимости от графика нагружения механизма [2–4].

### Контрольные вопросы

- 1 С какой целью определяется наибольшее время разгона электродвигателя?
- 2 Как определить приведенный к валу двигателя момент инерции всех движущихся частей механизма?
- 3 Как определить момент статических и динамических сопротивлений при разгоне?
- 4 Как определить номинальный момент электродвигателя?
- 5 Отличается ли время пуска механизма подъема груза в зависимости от направления движения груза?



## 6 Практическое занятие № 6. Предварительный расчет механизма передвижения тележки

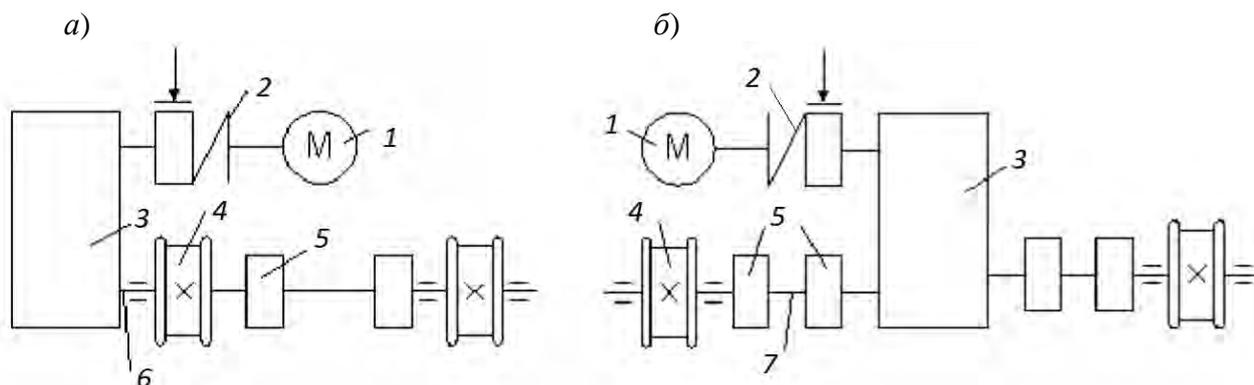
**Цель работы:** приобрести умения и навыки проведения расчетов механизмов передвижения тележки с приводными колесами.

**Порядок выполнения работы.** По исходным данным проводится расчет механизма передвижения тележки в представленной ниже последовательности.

**Исходные данные** (задаются преподавателем): скорость передвижения  $V$ , м/с; группа режима работы; пролет крана  $L$ , м; условия работы крана (в помещении или на открытом воздухе). Остальные – заданы на практическом занятии № 4.

### Расчет механизма передвижения тележки с приводными колесами.

**Выбор кинематической схемы.** Механизмы передвижения тележек, как правило, имеют центральный привод с тихоходным трансмиссионным валом. Предпочтительно расположение редуктора посередине между приводными ходовыми колесами (редуктор ВК) (рисунок 6.1, а). Применяется также схема с боковым расположением редуктора (редуктор ВКН) (рисунок 6.1, б). Тележки при грузоподъемности до 80 т устанавливаются на четырех ходовых колесах.



а – с консольным приводом; б – с центральным приводом: 1 – электродвигатель; 2 – муфта быстроходного вала; 3 – редуктор; 4 – ходовое колесо; 5 – муфта тихоходного вала; 6 – шлицевой вал; 7 – валы-вставки

Рисунок 6.1 – Схемы механизмов передвижения крановых тележек

### Определение статических нагрузок на ходовые колеса.

При равномерном распределении давлений на ходовые колеса тележки максимальная сила, приходящаяся на одно ходовое колесо,

$$F_{x.k \max} = \frac{(G + G_{gp})g}{n_{x.k}}, \quad (6.1)$$

где  $G$  – вес тележки или крана, Н;

$G_{gp}$  – вес груза, Н;

$n_{x.k}$  – число ходовых колес.

*Выбор колес.* Колесо выбирают по условию  $P_{\max} \leq [P_{\max}]$ . Типоразмер колесной установки выбирают по диаметру ходового колеса [3]. Ходовые колеса должны быть проверены расчетом на смятие по максимальной нагрузке, а также (при необходимости) на долговечность при действии средней эквивалентной нагрузки (например, [4]).

*Определение сопротивлений передвижению тележек.* Сопротивление, создаваемое силами трения,

$$W_{тр} = (G + G_{сп}) \frac{2\mu + fd_u}{D} K_{дон}, \quad (6.2)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения качения колеса по рельсу (таблица 6.1);

$f$  – коэффициент трения в подшипниках колес (таблица 6.2);

$K_{дон}$  – коэффициент дополнительных сопротивлений, определяемых трением ребром о головку рельса и трением элементов токосъемного устройства;

$D$  – диаметр колеса, мм;

$d_u$  – диаметр цапфы вала (оси) колеса, мм.

Таблица 6.1 – Коэффициенты трения качения колеса по рельсу

Форма головки рельса	Диаметр колеса, мм					
	150...200	200...320	400...560	630...700	800	900...1000
Плоская	0,25	0,3	0,5	0,6	0,65	0,7
Закругленная	–	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2

Таблица 6.2 – Приведенный коэффициент трения в цапфах колес

Тип подшипника	$f$
Шариковый, роликовый с цилиндрическими роликами	0,015
Роликовый с коническими роликами	0,020
Скольжения	0,1

Сопротивление, создаваемое уклоном,

$$W_y = \alpha(G + G_{сп}), \quad (6.3)$$

где  $\alpha$  – уклон рельсового пути (для тележки равен 0,002).

Сопротивление, создаваемое ветром рабочего состояния, определяют по ГОСТ 1451–77.

Сопротивление, создаваемое силами инерции,

$$W_{ин} = \delta m_{ном} \cdot a, \quad (6.4)$$

где  $\delta$  – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей механизма

(при скорости передвижения меньше 1 м/с можно принимать  $\delta = 1,25$ ; больше 1 м/с –  $\delta = 1,15$ );

$m_{пост}$  – масса поступательно движущихся тележки или крана, т;

$a$  – ускорение при разгоне, м/с<sup>2</sup>.

Значение  $a$  предварительно можно принимать  $a = (0,5...1,0) \cdot [a]$  (где  $[a]$  – допустимое ускорение, м/с<sup>2</sup>). При перегрузке штучных грузов и ручной строповке  $[a]$  равно 0,2; 0,15; 0,1 и соответствует грузоподъемностям до 3,2; до 12,5; св. 12,5 т.

Сопротивление, создаваемое раскачиванием груза,

$$W_{губ} = G_{зр} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (6.5)$$

где  $\alpha$  – угол отклонения груза от вертикали,  $\alpha \approx 2a/g$ .

Полное сопротивление  $W$ , кН, передвижению

$$W = W_{тр} + W_y + W_в + W_{ин} + W_{губ}. \quad (6.6)$$

*Выбор двигателя.* Необходимую мощность  $N$ , кВт, определяют по формуле

$$N = \frac{W \cdot v_m}{\eta_{пр} \cdot \Psi_{н.ср}}, \quad (6.7)$$

где  $\eta_{пр}$  – КПД механизма,  $\eta_{пр} = 0,8...0,85$ ;

$\Psi_{н.ср}$  – кратность среднепускового момента;

$v_m$  – скорость тележки, м/с.

Выбор серии двигателя производится аналогично рекомендациям для механизма подъема груза. Номинальная мощность двигателя должна быть равна или несколько больше значения мощности, вычисленного по формуле (6.7).

*Выбор передачи.* Передачу выбирают исходя из кинематической схемы механизма.

В механизмах передвижения тележек, как правило, используют вертикальные крановые редукторы. Расчетный вращающий момент  $T_p$ , Н·м, на тихоходном валу редуктора определяют по формуле

$$T_p = T_{дв\max} \cdot U_p \cdot \eta_p, \quad (6.8)$$

где  $T_{дв\max}$  – максимальный пусковой момент двигателя, Н·м;

$U_p, \eta_p$  – передаточное число и КПД редуктора соответственно.

После выбора передачи необходимо определить фактическое передаточное число механизма  $U_{мех}$ , фактическую скорость передвижения  $V_{пер}$  и фактический КПД механизма  $\eta_{мех}$ . Фактическая скорость не должна отличаться от заданной в исходных данных более чем на 10 %.

После определения  $\eta_{мех}$  следует уточнить значение мощности по формуле (6.7).



**Выбор тормоза.** Тормоза на механизмах передвижения тележек должны устанавливаться в тех случаях, если:

- кран предназначен для работы на открытом воздухе;
- кран в помещении передвигается по пути, уложенному по полу;
- тележка передвигается со скоростью более 32 м/мин.

Расчетный тормозной момент механизма при работе крана в помещении

$$T_{тр.мех} = T_y + T_{ин} - T_{тр}, \quad (6.9)$$

где  $T_y$ ,  $T_{ин}$  и  $T_{тр}$  – моменты, создаваемые уклоном, инерцией и силами трения, приведенные к валу, на котором установлен тормоз,

$$T_y = \frac{W_y \cdot r_k \cdot \eta_m}{U_{мех}}; \quad (6.10)$$

$$T_{ин} = \frac{W_{ин} \cdot r_k \cdot \eta_m}{U_{мех}}; \quad (6.11)$$

$$T_{тр} = \frac{W_{тр} \cdot r_k}{U_m \cdot \eta_m}, \quad (6.12)$$

где  $r_k$  – радиус ходового колеса, м;

$\eta_m$  – КПД механизма на участке ходовое колесо – тормоз;

$W_y$ ,  $W_{ин}$ ,  $W_{тр}$  – сопротивления передвижению тележки без груза, создаваемые уклоном, инерцией и трением соответственно, Н.

Расчетный тормозной момент тормоза определяют по формуле

$$T_{тр} = \frac{T_{тр.мех}}{Z_m}, \quad (6.13)$$

где  $Z_m$  – число тормозов в механизме.

### **Контрольные вопросы**

- 1 По каким параметрам осуществляется выбор диаметра колеса?
- 2 Можно ли не устанавливать тормоз на механизм передвижения?
- 3 Какое назначение реборд ходовых колес?
- 4 Как можно повысить коэффициент сцепления колеса с рельсом?
- 5 Какие сопротивления возникают при движении тележки?



## 7 Практическое занятие № 7. Расчет механизма передвижения тележки с канатной тягой

**Цель работы:** приобрести умения и навыки проведения расчетов механизма передвижения тележки с канатной тягой.

**Порядок выполнения работы.** По исходным данным проводится расчет механизма передвижения тележки с канатной тягой в представленной ниже последовательности.

**Исходные данные:** заданы на практическом занятии № 6.

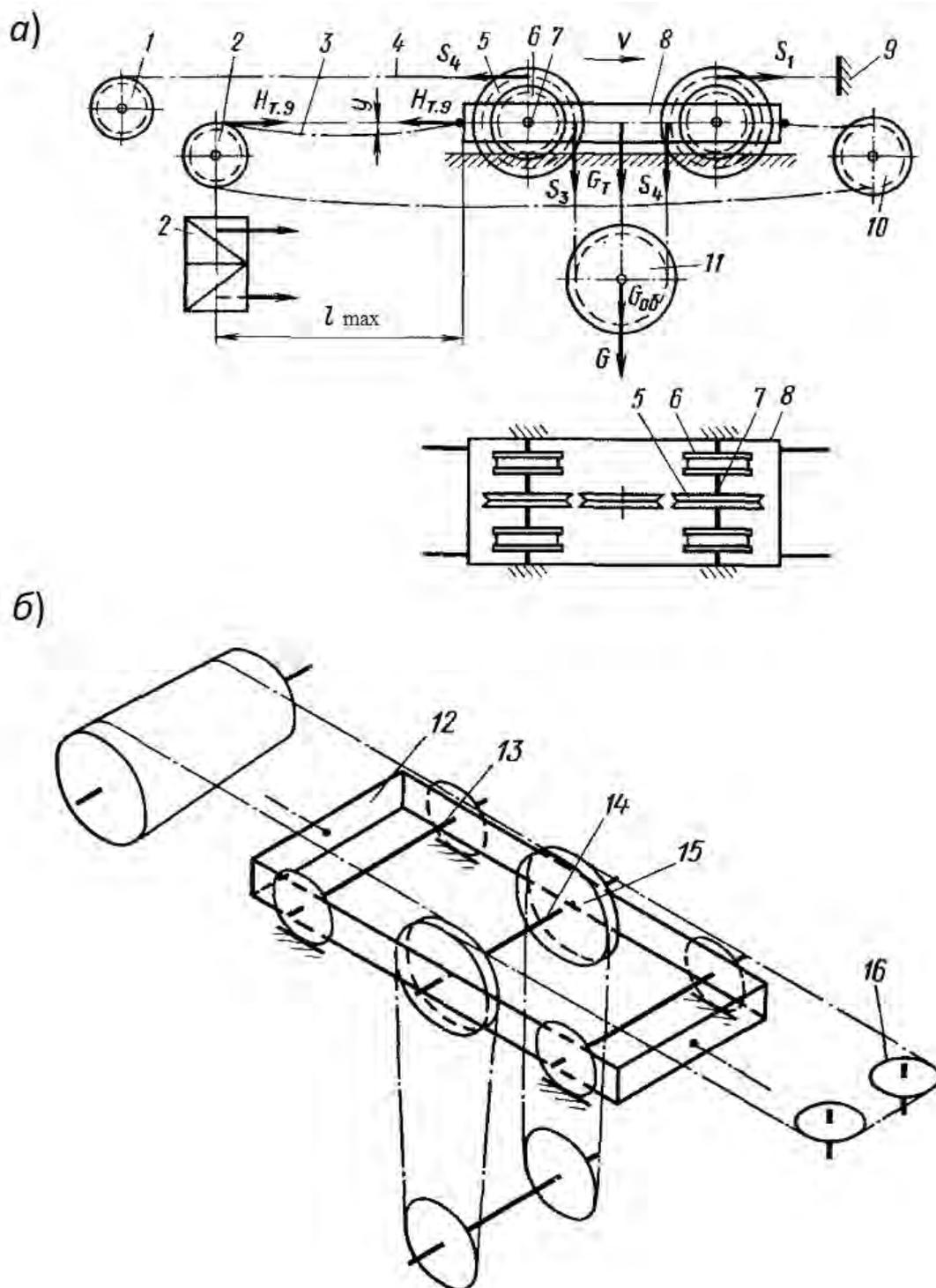
**Расчет механизма передвижения тележки с канатной тягой.**

**Выбор кинематической схемы.** Механизмы передвижения с канатной тягой применяются главным образом для тележек башенных и кабельных кранов. Эти механизмы, у которых на тележке находятся только ходовые колеса и блоки подъемного каната, характеризуются значительно меньшим весом и размерами тележки, а также возможностью ее движения по наклонному пути как рельсовому, так и канатному.

Наиболее распространенная тележка с канатной тягой (рисунок 7.1, а) представляет собой жесткую раму 8 с двумя неподвижно закрепленными на ней осями 7. На осях свободно вращаются обычно на подшипниках качения ходовые колеса 6 и блоки 5 подъемного каната 4, один конец которого закреплен на металлоконструкции 9, а второй – на барабане 1 механизма подъема. При качении тележки по рельсам происходит перекатывание подъемного каната по блокам, вызывающее дополнительные сопротивления движению, а также сокращение срока службы каната в результате знакопеременного изгиба. Тяговый канат (или цепь) 3, огибающий в конце хода тележки стационарный блок 10, состоит из верхней и нижней ветвей. Обе ветви прикреплены к раме тележки, а их противоположные концы – к тяговому нарезному барабану 2 с двумя рабочими участками так, чтобы при вращении барабана одна из ветвей каната могла наматываться на барабан, а другая сматываться с него, тем самым осуществляя перемещение тележки. Места крепления ветвей каната на тяговом барабане определяют с учетом направления винтовых канавок на нем, обеспечения правильного без резкого излома схода каната и исключения возможности соприкосновения нижней ветви тягового каната с подъемным канатом крюковой обоймы 11. Для этого на стреле крана, по которой перемещается тележка, иногда устанавливают несколько стационарных отклоняющих канатных блоков.

Для повышения долговечности подъемного каната может быть применена тележка с другой схемой запасовки (рисунок 7.1, б). Рама тележки 12, кроме осей 13 ходовых колес, имеет третью ось 14 с двумя или четырьмя свободно вращающимися блоками 15 соответственно для одинарного или сдвоенного полиспастов крюковой подвески. В схеме запасовки со сдвоенным полиспастом на конце стрелы крана установлены уравнивательные блоки 16, что в совокупности с симметричным расположением тяговых канатов обеспечивает перемещение тележки без перекосов. Недостаток этой схемы заключается в увеличении

нагрузок на раму тележки благодаря применению дополнительной оси блоков и, как следствие, в повышении металлоемкости и сложности конструкции.



*a* – со знакопеременным изгибом подъемного каната; *б* – с изгибом подъемного каната в одном направлении; 1 – барабан механизма подъема груза; 2 – тяговый нарезной барабан; 3 – тяговый канат (или цепь); 4 – канат механизма подъема груза (подъемный канат); 5 – блоки подъемного каната; 6 – ходовые колеса; 7, 13, 14 – оси; 8, 12 – рама тележки; 9 – металлоконструкция крана; 10 – стационарный блок; 11 – крюковая обойма; 15 – блоки вращающиеся; 16 – блоки уравнивающие

Рисунок 7.1 – Схемы механизма передвижения тележек с канатной тягой

При расчете канатного механизма передвижения кроме непосредственного сопротивления  $W$  от перемещения каретки по пути (определяется по формуле (6.6) практической работы № 6) следует учитывать и добавочные сопротивления:  $W_n$  – от разности натяжений конечных ветвей грузового каната, проходящих через блоки каретки, и  $W_{np}$  – от провисания хвостовой ветви тягового каната, следовательно,

$$W_k = W + W_n + W_{np}. \quad (7.1)$$

Сопротивление от разности натяжений конечных ветвей грузового каната

$$W_n = S_1 - S_i = (Q + q_c) \frac{(1 - \eta_\delta)(1 - \eta_\delta^{i-1})}{\eta_\delta(1 - \eta_\delta^{i-2})}, \quad (7.2)$$

где  $S_1$  – натяжение в первой ветви каната (рисунок 7.2);

$S_i$  – натяжение в  $i$ -й ветви каната;

$i$  – число ветвей каната;

$q_c$  – распределенный вес грузового каната;

$\eta_\delta$  – КПД одного блока.

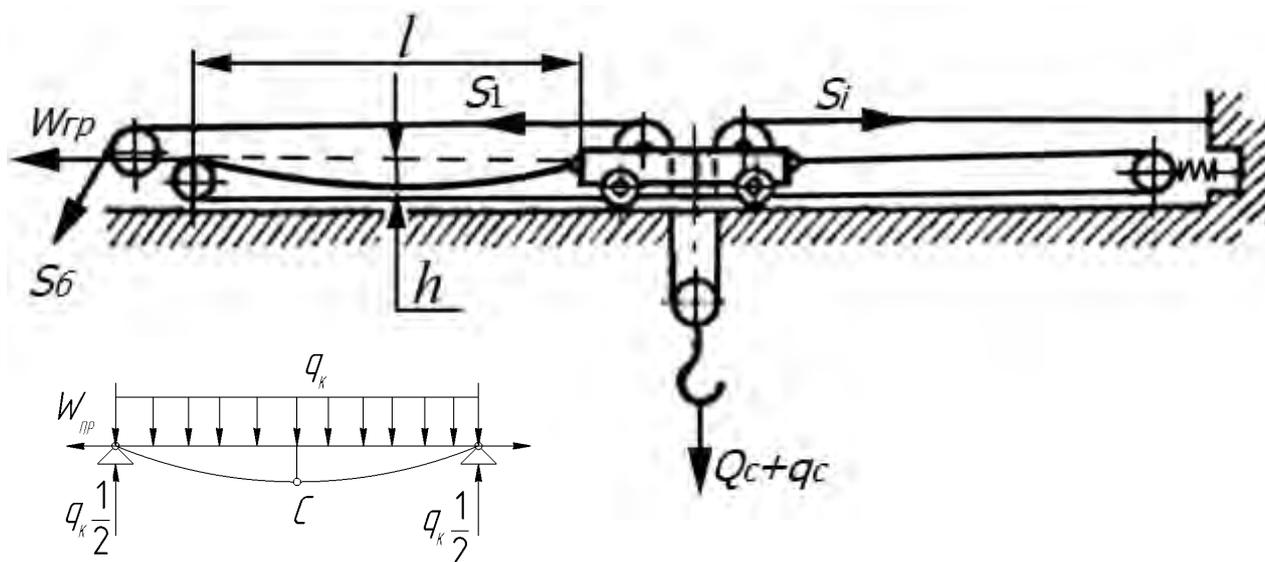


Рисунок 7.2 – Схема для определения сопротивления передвижению при канатном механизме передвижения

Сопротивление от провисания хвостовой ветви тягового каната

$$W_{np} = q_k \frac{l^2}{8h}, \quad (7.3)$$

где  $q_k$  – погонный вес тягового каната;

$l$  – пролет, в котором провисает канат в крайнем положении тележки;

$h$  – провес, можно принимать  $h = (0,01...0,02)l$ .

Канаты и блоки можно подобрать, руководствуясь методикой расчета механизма подъема груза (практические занятия № 1–3), при этом максимальное натяжение каната будет равно сопротивлению передвижения тележки. В качестве рабочего органа тяговой лебедки рекомендуется использовать нарезной сдвоенный безребордный барабан. Диаметр барабана по дну канавок принимается не менее диаметра блоков.

Колеса и колесные установки тележек можно выбирать, руководствуясь аналогичным расчетом механизма передвижения тележки с приводными колесами. Диаметр ходовых колес можно принять в зависимости от максимальной нагрузки, действующей на одно колесо, которая определяется из выражения (6.1). При этом вес подвесной тележки в предварительных расчетах можно принять по таблице 7.1. Выбор электродвигателя, редуктора, муфт, тормоза производится аналогично расчету механизма передвижения тележки с приводными колесами.

Таблица 7.1 – Зависимость веса тележки от грузоподъемности

Грузоподъемность, кН	5	8	10	12	16	20
Вес тележки, кН	5	6	8	10	12	15

### **Контрольные вопросы**

- 1 Какие схемы канатных механизмов передвижения Вы знаете?
- 2 Назовите преимущества механизмов передвижения тележек с канатной тягой.
- 3 Какие сопротивления возникают при передвижении каретки?
- 4 Как обеспечить натяжение тягового каната?
- 5 С учетом каких требований необходимо разрабатывать компоновочную схему тележки?

## **8 Практическое занятие № 8. Предварительный расчет механизма передвижения крана**

**Цель работы:** приобрести умения и навыки проведения расчетов механизма передвижения крана.

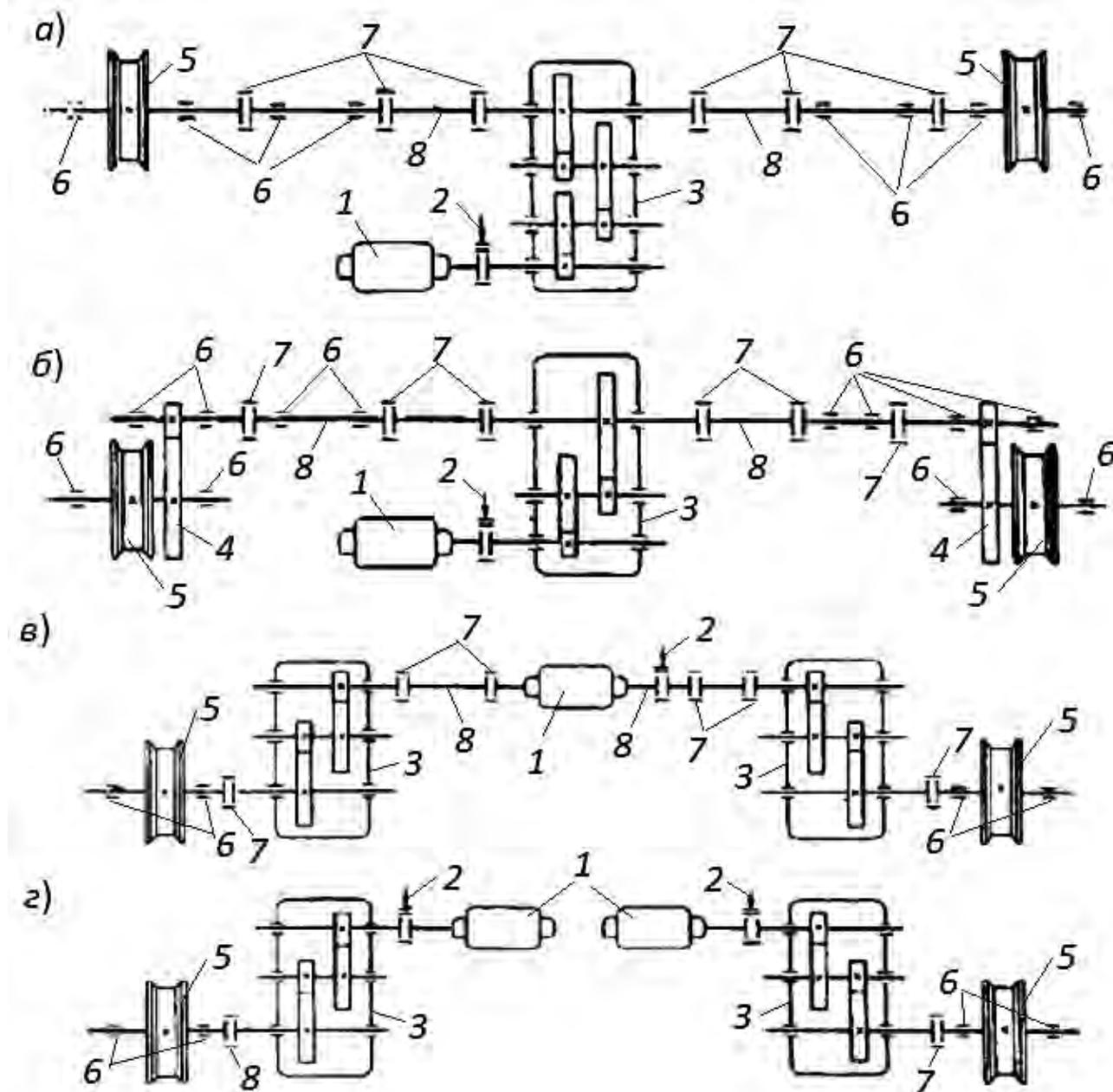
**Порядок выполнения работы.** По исходным данным проводится расчет механизма передвижения крана в представленной ниже последовательности.

**Исходные данные** (задаются преподавателем): скорость передвижения  $V$ , м/с; группа режима работы; пролет крана  $L$ , м; условия работы крана (в помещении или на открытом воздухе). Остальные – заданы на практическом занятии № 4.

**Выбор кинематической схемы.** В механизмах передвижения двухбалочных и однобалочных кранов применяют как центральный, так и отдельный



приводы (рисунок 8.1). При пролетах меньше 16 м рекомендуется [5] центральный привод. Краны при грузоподъемности до 80 т устанавливаются на четырех ходовых колесах.



*а* – с тихоходным валом; *б* – со среднеходовым валом; *в* – с быстроходным валом; *г* – с раздельным приводом: 1 – электродвигатель; 2 – тормоз; 3 – редуктор; 4 – открытая передача; 5 – колесо; 6 – опора; 7 – муфта; 8 – вал

Рисунок 8.1 – Схемы механизмов передвижения мостовых кранов

*Определение статических нагрузок на ходовые колеса.* На рисунке 8.2 представлена расчетная схема, по которой можно определить максимальные  $P_{\max}$  нагрузки на колеса крана, веса тележек, кабин и кранов в зависимости от грузоподъемности. Рекомендации по выбору основных размеров, необходимых для расчета, представлены в [3, § 2.2].



### Контрольные вопросы

- 1 Какие кинематические схемы механизмов передвижения кранов Вы знаете?
- 2 Когда целесообразно использовать схемы с центральным приводом?
- 3 Допускается ли использовать на крановых механизмах безребордные колеса?
- 4 Какие сопротивления передвижению возникают при передвижении велосипедного крана?
- 5 Какой коэффициент запаса торможения принимается в механизмах передвижения кранов?

## 9 Практическое занятие № 9. Проверочные расчеты механизмов передвижения

**Цель работы:** приобрести умения и навыки проведения проверочных расчетов механизмов передвижения.

**Порядок выполнения работы.** По исходным данным проводится расчет механизма передвижения тележки (крана) в представленной ниже последовательности.

**Проверочные расчеты механизма передвижения.** Проверка двигателя на время разгона. Наибольшее время разгона наблюдается, когда кран нагружен. Фактическое время при пуске

$$t_{n.ф.} = \frac{1}{T_{пуск} - T_{см}} \left[ (1,1 \dots 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55} + \frac{(m_{m/к} + m_{зр}) D^2 \cdot n_1}{38,2 \cdot U_m^2 \cdot \eta_m} \right], \quad (9.1)$$

где  $m_{m/к}$  – масса тележки или крана, кг.

Фактическое ускорение при пуске

$$a_{факт}^n = \frac{v_{m/к}}{t_{n.ф.}} \quad (9.2)$$

должно быть меньше или равно максимально допустимому  $[a_{макс.дон}^{пуск}]$ , определенному при отсутствии груза на крюке и допустимом коэффициенте запаса сцепления  $K_{сц} = 1,2$ .

$$[a_{макс.дон}^{пуск}] = \left[ \frac{n_{вед.х/к}}{n_{х/к}} \left( \frac{f_{сц}}{K_{сц}} + \frac{fd_u}{D} - \frac{fd_u + 2m}{D} \right) - \frac{P_6}{G_{m/к}} \right] g, \quad (9.3)$$

где  $n_{вед.х/к}$  и  $n_{х/к}$  – число ведущих ходовых колес и общее число колес тележки или крана соответственно;

$f_{сц}$  – коэффициент сцепления колес с рельсами,  $f_{сц} = 0,12 \dots 0,15$ ;



$P_{\text{в}}$  – сила сопротивления ветра рабочего состояния (для кранов, установленных на открытом воздухе), Н;

$G_{m/k}$  – вес тележки или крана, Н.

Если  $a_{\text{факт}}^n$  меньше допустимого – обеспечена нормальная работа, если  $a_{\text{факт}}^n > [a_{\text{макс.дон}}^{\text{пуск}}]$ , то в процессе пуска не выдержан рекомендуемый запас сцепления  $K_{\text{сц}} = 1,2$  и возможно буксование ведущих ходовых колес.

*Проверка запаса сцепления колес с рельсами.* Проверка производится для случая, когда кран не нагружен и реборды колес не задевают головки рельсов. Если привод отдельный – проверяется запас сцепления наименее нагруженного колеса.

Условие проверки

$$K_{\text{сц}} \geq [K_{\text{сц}}] = 1,1 \dots 1,2. \quad (9.4)$$

Если условие (9.4) не выполняется, необходимо увеличить число приводных колес или изменить компоновку так, чтобы увеличились нагрузки на приводные колеса.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Какова цель определения коэффициента запаса сцепления?
- 2 Как можно повысить коэффициента сцепления колеса с рельсом?
- 3 С какой целью определяется ускорение при пуске механизма?
- 4 О чем свидетельствует очень короткий период пуска механизма?
- 5 Для какого случая проводится проверка запаса сцепления колес с рельсами?

## **10 Практическое занятие № 10. Предварительный расчет механизма поворота**

**Цель работы:** приобрести умения и навыки проведения расчетов механизмов поворота крана.

**Порядок выполнения работы.** После получения исходных данных проводится расчет механизма поворота крана в представленной ниже последовательности.

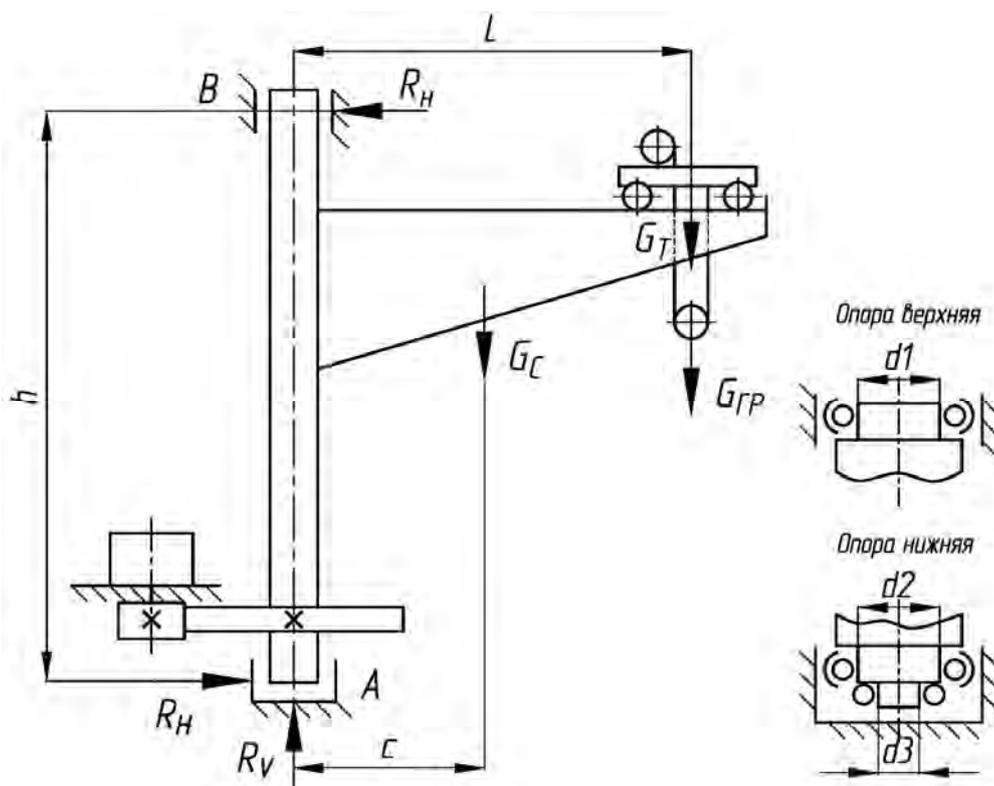
**Исходные данные** (задаются преподавателем): частота вращения крана  $n_{\text{кр}}$ , мин<sup>-1</sup>; группа режима работы механизма; максимальный вылет  $L$ , м. Остальные – заданы на практическом занятии № 4.

**Предварительный расчет механизма поворота крана.** Выбор места расположения и кинематической схемы механизма. Механизм поворота может быть расположен как на поворотной, так и на неповоротной частях крана. Кинематическая схема включает открытую зубчатую пару «шестерня-венец», а также двигатель, тормоз, редуктор.

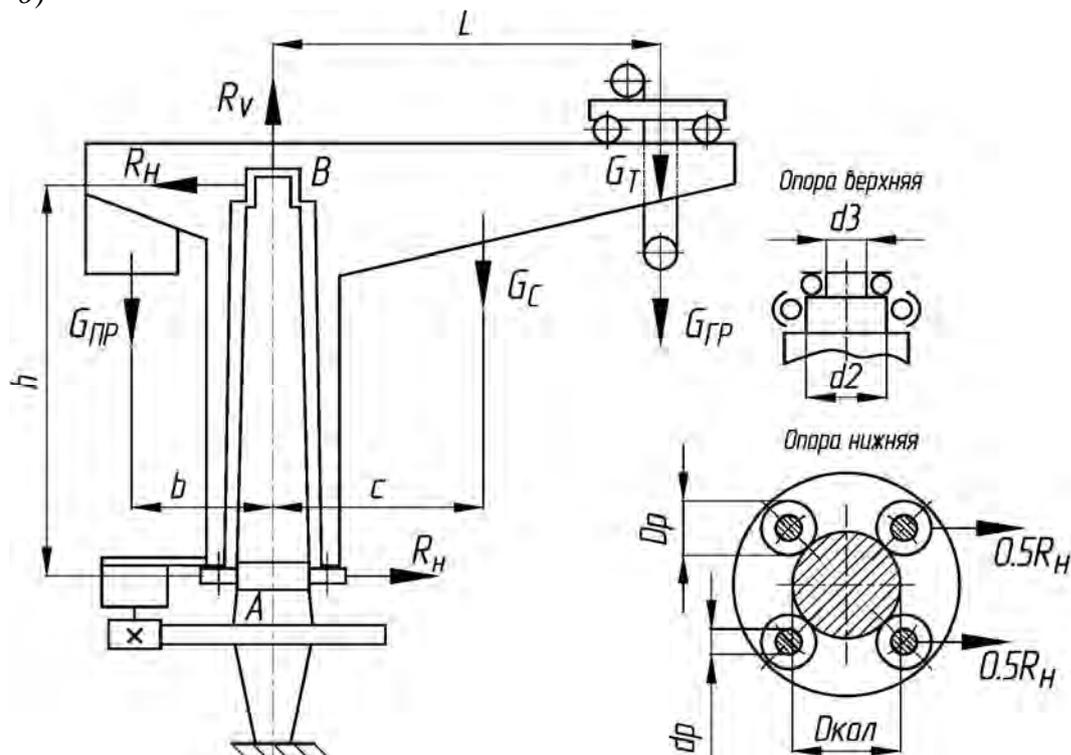


Построение расчетной схемы крана и определение реакций в опорах. Расчетные схемы кранов с вращающейся колонной показаны на рисунке 10.1. Расчетная схема велосипедного крана изображена на рисунке 10.2.

а)



б)



а – с вращающейся колонной; б – с неподвижной колонной

Рисунок 10.1 – Краны поворотные

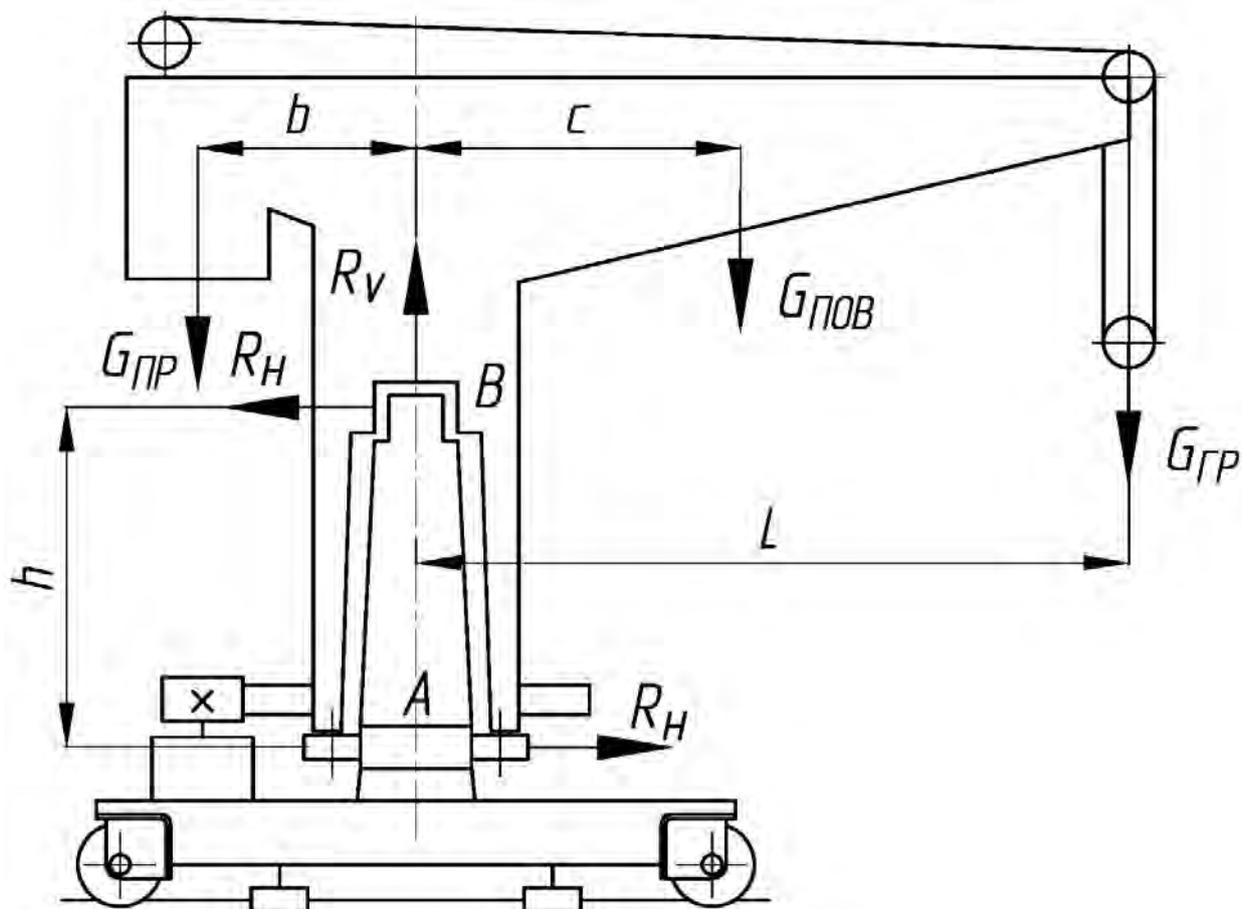


Рисунок 10.2 – Кран велосипедный

Следует отметить, что высота подъема  $H$  не определяет высоту крана  $h$ , поскольку краны подобного типа, а также велосипедные краны могут устанавливаться значительно выше уровня пола или поднимать грузы из вертикальных шахт, колодцев и пр.

Рекомендации по выбору основных размеров и весов элементов кранов изложены в [3, 10, 11]. Горизонтальные реакции  $R_H$  в опорах определяют из уравнения моментов сил относительно какой-либо точки  $A$  или  $B$  из опор. Вертикальная реакция  $R_V$  равна сумме всех весов вращающейся части крана с грузом.

Вес противовеса для кранов на неподвижной колонне определяется по условию равенства моментов  $M_{И1}$  и  $M_{И2}$ , изгибающих колонну крана, когда тележка с номинальным грузом находится на максимальном вылете и когда тележка без груза находится на минимальном вылете:

$$M_{И1} = (G_T + G_{ГР})L - G_{ПР}b; \quad (10.1)$$

$$M_{И2} = G_Cc - G_{ПР}b. \quad (10.2)$$

Для велосипедного крана (см. рисунок 10.2)

$$M_{И1} = G_{ГР} \cdot L + G_{ПОВ} \cdot c - G_{ПР} \cdot b; \quad (10.3)$$

$$M_{И2} = G_{ПР} \cdot b - G_{ПОВ} \cdot c. \quad (10.4)$$

Определение момента сопротивления повороту.

$$T_c = T_{mp} + T_\epsilon + T_{ин}, \quad (10.5)$$

где  $T_{mp}$  – момент сил трения в опорно-поворотном устройстве, Н;

$T_\epsilon$  – момент ветровой нагрузки рабочего состояния (если кран работает на открытом воздухе), Н;

$T_{ин}$  – момент сил инерции, Н.

$$T_{mp} = T_{mp.в} + T_{mp.н}, \quad (10.6)$$

где  $T_{mp.в}$ ,  $T_{mp.н}$  – моменты сил трения в верхней и нижней опорах, Н.

Для кранов с вращающейся колонной

$$T_{mp.в} = f \cdot R_n \cdot \frac{d_1}{2}; \quad (10.7)$$

$$T_{mp.н} = f \cdot \left( R_n \cdot \frac{d_2}{2} + R_v \cdot \frac{d_3}{2} \right), \quad (10.8)$$

где  $f$  – приведенный коэффициент трения скольжения в подшипнике.

Для кранов на неподвижной колонне и велосипедного крана

$$T_{mp.в} = f \cdot \left( R_n \cdot \frac{d_2}{2} + R_v \cdot \frac{d_3}{2} \right); \quad (10.9)$$

$$T_{mp.н} = \frac{R_n(2\mu + fD_p)(D_{кол} + D_p)}{2 \cdot 10^3 D_p \cdot \cos \alpha}, \quad (10.10)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения качения, м;

$D_p$  – диаметр ролика, мм.

Момент ветровой нагрузки определяется с учетом ГОСТ 1451–77.

Момент сил инерции

$$T_{ин} = \gamma \frac{n_{кр} \sum J_{м.н.ч}}{9,55 t_p}, \quad (10.11)$$

где  $J_{м.н.ч}$  – момент инерции (относительно оси поворота крана) медленно поворачивающихся частей крана и груза, кг·м<sup>2</sup>.

$$J_{м.н.ч} = \sum m_j x_j^2, \quad (10.12)$$

где  $x_j$  – расстояние от центра  $j$ -й массы до оси поворота, м;

$\gamma$  – коэффициент учета быстровращающихся масс  $m_j$  механизма (ротор, муфта и пр.),  $\gamma = 1, 2, \dots, 1, 4$ .



Время пуска  $t_n$  для кранов, грузоподъемность которых не зависит от вылета, определяется по формуле

$$t_n = \frac{60\beta}{\pi \cdot n_{кр}}, \quad (10.13)$$

где  $\beta$  – рекомендуемый угол поворота стрелы за время пуска (для режимов работы А1...А3 угол  $\beta = \pi/12$ ; А4, А5 –  $\beta = \pi/9$ ; А6 –  $\beta = \pi/6$ );

$n_{кр}$  – число оборотов крана, мин<sup>-1</sup>.

*Выбор двигателя.* Мощность двигателя  $N$ , кВт, рассчитывают по формуле

$$N = \frac{T_c \cdot \omega_{кр}}{\eta_{np} \cdot \Psi_{н.ср}}, \quad (10.14)$$

где  $\omega_{кр}$  – угловая скорость вращения крана, с<sup>-1</sup>;

$\eta_{np}$  – предварительное значение КПД механизма,  $\eta_{np} = 0,75...0,8$  при использовании в механизме червячной передачи;

$\Psi_{н.ср}$  – кратность среднепускового момента двигателя.

*Выбор передачи.* Необходимое передаточное число механизма

$$U = n_{дв} / n_{кр}. \quad (10.15)$$

Соотношение чисел зубьев венца зубчатого колеса и шестерни  $Z_в/Z_{ш}$  обычно находится в пределах 4...10 и должно соответствовать одному из значений ряда передаточных чисел: 4,0; (4,5); 5,0; (5,6); 6,3; (7,1); 8,0; (9,0); 10 (без скобок указаны предпочтительные передаточные числа, в скобках – допускаемые).

При расположении механизма на неповоротной части передаточное число открытой зубчатой передачи

$$U_{м-в} = Z_в / Z_{ш}. \quad (10.16)$$

При расположении механизма на поворотной части крана и внешнем зацеплении

$$U_{м-в} = Z_в / Z_{ш} + 1. \quad (10.17)$$

При внутреннем зацеплении

$$U_{м-в} = Z_в / Z_{ш} - 1, \quad (10.18)$$

где  $Z_в$  и  $Z_{ш}$  – числа зубьев венца зубчатого колеса и шестерни соответственно.

Передаточное число червячного редуктора или планетарной передачи

$$U_{ост} = U / U_{м-в}. \quad (10.19)$$



Принцип выбора редукторов (за исключением планетарных) тот же, что и в механизмах подъема груза и передвижения.

*Выбор тормоза.* Расчетный тормозной момент

$$T_{mp} = T_{ин1} - T_{mp1}, \quad (10.20)$$

где  $T_{ин1}$  и  $T_{mp1}$  – приведенные к первому валу моменты сил инерции и сил трения в опорно-поворотном устройстве:

$$T_{ин1} = \frac{T_{ин} \cdot \eta_{мех}}{U_{мех}}; \quad (10.21)$$

$$T_{mp1} = \frac{T_{mp}}{U_{мех} \cdot \eta_{мех}}, \quad (10.22)$$

где  $U_{мех}$  – передаточное число механизма, определенное после окончательного выбора передачи.

*Выбор предохранительной муфты.* Если кинематическая схема содержит червячный редуктор, то необходимо применять предохранительную муфту, ограничивающую передаваемый вращающий момент. Наиболее часто используют муфты, встроенные в редуктор. При расчете момента, на который должна регулироваться муфта, и определении усилия пружин для дисковых муфт можно использовать методику, представленную в [8], для конических – в [12].

Муфта предельного момента рассчитывается на момент

$$T_{\phi} = 1,1 \left[ T_{\phi}^{\max} - \frac{(J_p + J_m) \cdot n_{\phi}}{9,55t_p} \right] U_m \cdot \eta_m, \quad (10.23)$$

где  $U_m$  и  $\eta_m$  – передаточное число и КПД передачи между валом двигателя и муфты соответственно.

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Где может располагаться механизм поворота крана?
- 2 Может ли служить самотормозящаяся передача заменой тормоза?
- 3 С какой целью используется фрикционная муфта?
- 4 В каких случаях в механизм поворота крана необходимо устанавливать предохранительную муфту?
- 5 Определяет ли высоту крана высота подъема груза?



## 11 Практическое занятие № 11. Проверочные расчеты механизмов поворота

**Цель работы:** приобрести умения и навыки проведения проверочных расчетов механизмов поворота крана.

**Порядок выполнения работы.** После получения исходных данных проводится расчет механизма поворота крана в представленной ниже последовательности.

**Исходные данные** (задаются преподавателем): заданы на практическом занятии № 10.

**Проверочные расчеты механизма поворота.** Выбранный по формуле двигатель проверяется на время разгона  $t_p$  до номинальной скорости:

$$t_p = \frac{n_{\text{дв}} \left[ 1,2(J_p + J_m) + \frac{\sum J_{\text{м.п.ч}}}{U^2 \eta_{\text{мех}}} \right]}{9,55 \left( T_{\text{ср.н}} - \frac{T_{\text{тр}}}{U \cdot \eta_{\text{мех}}} \right)}, \quad (11.1)$$

где  $J_p$  и  $J_m$  – моменты инерции ротора двигателя и соединительных муфт, находящихся на валу двигателя, кг·м<sup>2</sup>;

$T_{\text{ср.н}}$  – средний пусковой момент двигателя, Н·м;

$n_{\text{дв}}$  – частота вращения ротора, мин<sup>-1</sup>.

$$T_{\text{ср.н}} = \psi \cdot T_{\text{дв.н}}, \quad (11.2)$$

где  $T_{\text{дв.н}}$  – номинальный момент двигателя.

Время разгона  $t_p$  должно находиться в пределах 3...5 с. Если время разгона окажется существенно больше (на 20 % и более) вышеуказанных значений, необходимо выбрать другой, более мощный двигатель. Двигатель также проверяется на нагрев.

Выбранный тормоз должен обеспечить время торможения, примерно равное времени разгона:  $t_m = t_p$ .

Время торможения определяется для крана с грузом по формуле

$$t_m = \frac{n_{\text{дв}} \left[ 1,2(J_p + J_m) + \frac{\sum J_{\text{м.п.ч}}}{U^2} - \eta_{\text{мех}} \right]}{9,55 \left( T_m + T_m \frac{\eta_{\text{мех}}}{U} \right)}. \quad (11.3)$$

При невыполнении условия проверки (если время торможения значительно больше времени разгона) увеличивают тормозной момент.



### ***Контрольные вопросы***

- 1 Как определить средний пусковой момент двигателя?
- 2 Как определить время торможения механизма поворота крана?
- 3 Как определить время разгона механизма поворота крана?
- 4 Что необходимо сделать, если время торможения значительно больше времени разгона?
- 5 Что необходимо сделать, если время разгона окажется существенно больше рекомендованных значений?

## **12 Практическое занятие № 12. Расчет механизма изменения вылета**

***Цель работы:*** приобрести умения и навыки проведения расчетов механизма изменения вылета.

***Порядок выполнения работы.*** После получения исходных данных проводится расчет механизма изменения вылета в представленной ниже последовательности.

***Исходные данные*** (задаются преподавателем): группа режима работы механизма; максимальный вылет  $L$ , м. Остальные – заданы на практическом занятии № 4.

***Расчет механизма изменения вылета за счет изменения угла наклона стрелы.***

Вылет может быть минимальным – крайнее ближнее к оси вращения крана положение грузозахватного органа и максимальным – крайнее дальнее к оси вращения крана положение грузозахватного органа. У кранов, имеющих горизонтальную стрелу, изменение вылета достигается перемещением грузовой тележки вдоль стрелы. Второй способ изменения вылета состоит в выдвигании входящих друг в друга секций (телескопические стрелы). Третий способ – это изменение вылета за счет подъема и опускания стрелы (изменение угла наклона стрелы). Четвертый способ – изменение взаимного расположения отдельных секций шарнирно-сочлененной стрелы.

При изменении вылета крюка передвижением каретки по стреле вылет крюка отличается от вылета стрелы, который остается неизменным. Во всех других случаях вылет крюка и вылет стрелы адекватны, т. к. крюковая обойма с крюком подвешена к головным блокам стрелы. При этом изменение вылета, т. е. изменение абсциссы крюка, влечет за собой изменение его ординаты, т. е. изменение положения крюка по высоте.

Это приводит к неудобству производства монтажно-перегрузочных работ, а также к повышенной затрате энергетических ресурсов на ненужный по условиям рабочего процесса подъем груза.

Поэтому механизм изменения вылета целесообразно выполнять по такой схеме, при которой при изменении вылета стрелы и крюка ордината положения крюка остается неизменной; это достигается как использованием комбинированной запасовки канатов грузоподъемного и стрелоподъемного механизмов,

так и применением шарнирно-сочлененных стрел, причем в некоторых конструкциях последних с уравновешиванием переменным моментом, создаваемым специальным подвешенным подвижным противовесом.

Натяжение стрелового полиспаста  $S_n$  (рисунок 12.1, узел I), опорные реакции в пяте стрелы  $X$  и  $Y$  (рисунок 12.1, узел II) и усилие в стреле  $S_c$  определяют путем составления и решения трех уравнений статики:

$$\Sigma M = 0, \quad \Sigma X = 0, \quad \Sigma Y = 0. \quad (12.1)$$

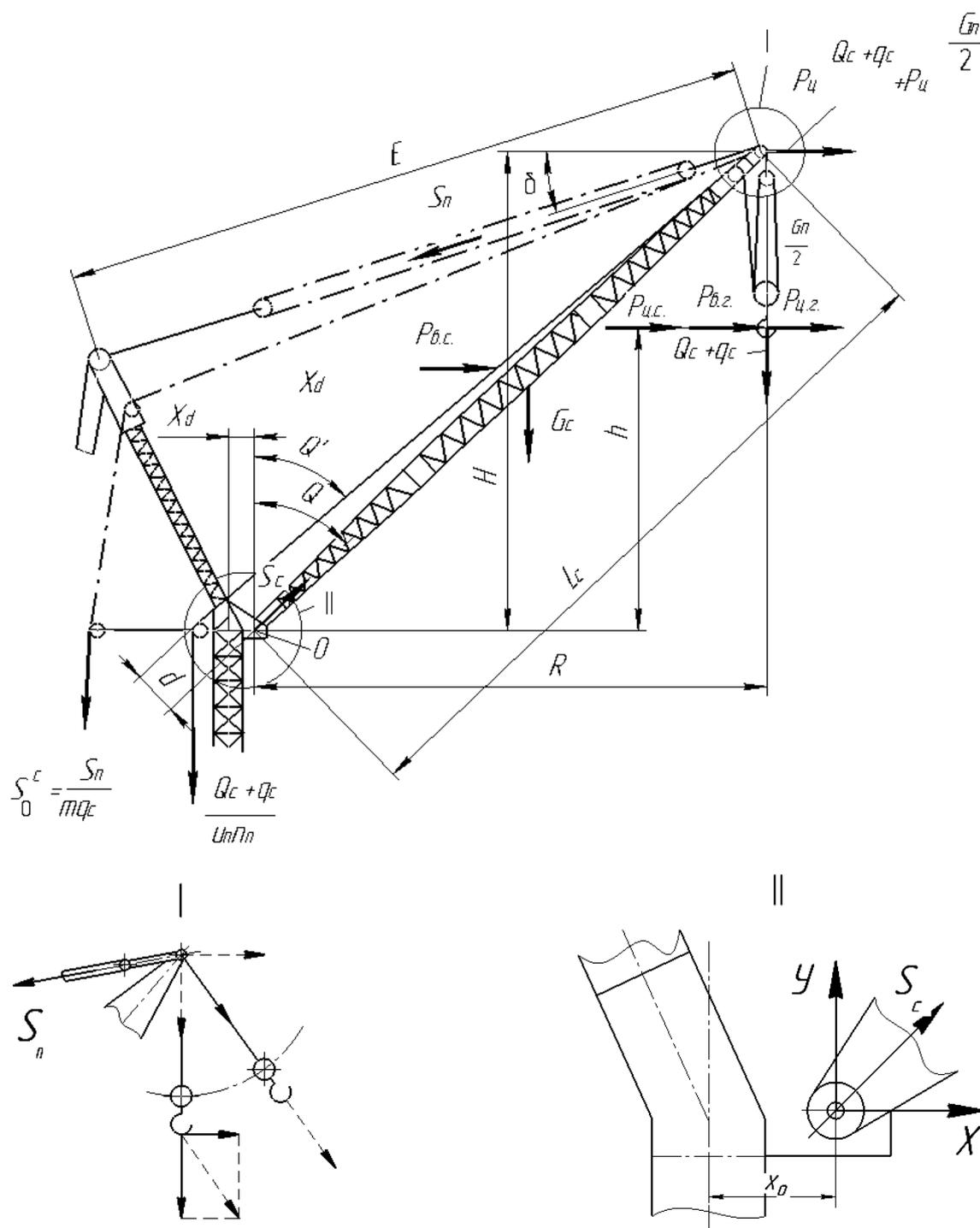


Рисунок 12.1 – Расчетная схема подъема стрелы

За начало принимают точку  $O$  – ось пяты стрелы. Внешними нагрузками для стрелы являются: веса груза  $Q_c$  и подвесных приспособлений  $q_c$ ; натяжение концевой ветви каната грузового  $u_n$ -кратного полиспаста  $\frac{Q_c+q_c}{u_n \eta_n}$ , направленное

вдоль стрелы; вес стрелы  $G_c$  и половина веса стрелового полиспаста  $0,5 G_n$  (для упрощения расчета принимают, что вес стрелового полиспаста  $G_n$  распределен поровну между головкой стрелы и головкой остова крана); ветровые нагрузки, действующие на груз  $P_{в.з.}$  и на стрелу  $P_{в.с.}$ , а также инерционные силы: центробежные  $P_{ц.с.}$  и  $P_{ц.з.}$ , возникающие при вращении поворотной части крана, или нормальные  $P_{ин}$  при торможении движущегося крана.

Все горизонтальные силы, включая ветровую нагрузку, приложенные к подвешенному на гибком канате грузу, следует считать приложенными к головке стрелы. Инерционная сила  $P'_{ин}$  от половины массы стрелового полиспаста также может быть приложена к головке стрелы. Нормальная инерционная сила  $P_{ин.с.}$  от массы стрелы приложена в ее середине.

Центробежная сила  $P_{ц.с.}$  от массы стрелы приложена к средней части стрелы на расстоянии  $l_{ц.}$  от пяты. Приложив все нагрузки к стреле и решив уравнения (12.1), можно найти натяжение стрелового полиспаста  $S_n$  и составляющие реакции в пяте стрелы  $X$  и  $Y$ , при этом знак «плюс» относится к положению стрелы, когда стреловой полиспаст имеет наклон от головки стрелы вниз, знак «минус» – при обратном наклоне.

$$S_n = \frac{\left(Q_c + q_c + \frac{G_c}{2} + \frac{G_n}{2}\right)R + \frac{(Q_c + q_c)d}{u_n \eta_n} + \left(P_{в.з.} + \frac{P_{в.с.}}{2} + P_{ц.з.}^{Q+q} + P_{ц.с.} \frac{h}{H} + P_{ц.с.}^2 \frac{G_n}{2}\right)H}{H \cos \delta \pm R \sin \delta} + \frac{\left(P_{в.з.} + \frac{P_{в.с.}}{2} + P_{ц.з.}^{Q+q} + P_{ц.с.} \frac{h}{H} + P_{ц.с.}^2 \frac{G_n}{2}\right)H}{H \cos \delta \pm R \sin \delta}; \quad (12.2)$$

$$X = S_n \cos \delta + \frac{Q_c + q_c}{u_n \eta_n} \sin Q' - P_{в.з.} - P_{в.с.} - P_{ц.з.}^{Q+q} - P_{ц.с.} - P_{ц.с.}^2 \frac{G_n}{2}; \quad (12.3)$$

$$Y = (Q_c + q_c) \left(1 + \frac{\cos Q}{u_n \eta_n}\right) + G_c + \frac{G_n}{2} \pm S_n \sin \delta. \quad (12.4)$$

Реакция, действующая вдоль стрелы,

$$S_c = X \sin Q + Y \cos Q. \quad (12.5)$$

При постоянной скорости наматывания каната на барабан скорость изменения вылета будет переменной, она зависит от продолжительности  $t$  перевода стрелы из положения наименьшего вылета в положение наибольшего вылета.

Определяя длину полиспаста  $E$  для  $R_{\max}$  и  $R_{\min}$ , находим ход полиспаста:

$$\Delta E = E_{\max} - E_{\min} \quad (12.6)$$



и длину наматываемого каната:

$$l_{c.к.} = \Delta E m, \quad (12.7)$$

где  $m$  – кратность стрелового полиспаста.

Средняя скорость каната

$$v_{c.к.} = \frac{l_{c.к.}}{t}. \quad (12.8)$$

Натяжение  $S_{c.к.}$  концевой ветви каната стрелового полиспаста

$$S_{c.к.} = \frac{S_n}{m\eta_c}, \quad (12.9)$$

где  $\eta_c$  – КПД стрелового полиспаста.

Момент внешних сопротивлений

$$M_c = \frac{S_{c.к.} a D_6}{2}, \quad (12.10)$$

где  $a$  – число ветвей каната, одновременно навиваемых на барабан;

$D_6$  – эффективный диаметр навивки каната на барабан лебедки изменения вылета.

Выбор каната, электродвигателя, передаточного механизма и тормоза аналогичен выбору этих элементов для ранее изученных механизмов.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Что такое вылет?
- 2 Каким образом можно изменять вылет в крановых механизмах?
- 3 Как можно обеспечить постоянство ординаты крюка при изменении вылета стрелы?
- 4 Какие силы действуют на стрелу крана при изменении вылета?
- 5 От чего зависит натяжение концевой ветви каната стрелового полиспаста?



## 13 Практическое занятие № 13. Расчет металлоконструкций кранов

**Цель работы:** приобрести умения и навыки проведения расчетов металлоконструкций кранов.

**Порядок выполнения работы.** После получения исходных данных проводится расчет металлоконструкций крана в представленной ниже последовательности.

**Исходные данные** (задаются преподавателем): заданы на предыдущих занятиях.

### **Расчет металлоконструкции мостового крана со сплошными балками.**

Мост крана со сплошными балками состоит из двух главных балок прямоугольной формы, сваренных из стального листа. Главные балки прикреплены к концевым, в которые вмонтированы ходовые колеса моста. Кроме того, к мосту крепят вспомогательные поперечные и продольные балки, на которых размещен механизм передвижения крана. Мост оборудуют перилами и настилом. В торцах концевых балок оборудуют буферы.

Если принять, что колеса тележки одинаково нагружены, то подвижная нагрузка, которую передает колесо на рельс при работе крана с номинальным грузом, определяется по формуле

$$F_1 = k_d \cdot \frac{m_{\Gamma} \cdot g}{4} + \frac{m_T \cdot g}{4}, \quad (13.1)$$

где  $k_d$  – коэффициент динамичности, учитывающий инерционные силы при подъеме груза для среднего режима работы;

$m_{\Gamma}$  – масса груза;

$m_T$  – масса тележки.

Допускаем равномерное нагружение каждой балки от собственной массы половины двухбалочного моста:

$$q_M = \frac{0,5m_{KP}}{L_K} k_c, \quad (13.2)$$

где  $m_{KP}$  – масса балки крана;

$L_K$  – пролет крана;

$k_c$  – коэффициент, учитывающий толчки при движении крана.  $k_c = 1$  при скорости движения крана меньше  $v_{кр} \leq 1$  м/с;  $k_c = 1,1$  при  $1,5$  м/с  $\geq v_{кр} > 1,0$  м/с;  $k_c = 1,2$  при  $3$  м/с  $\geq v_{кр} > 1,5$  м/с.

Сосредоточенная нагрузка от массы кабины с электрооборудованием

$$m_{к.э.} = k_c \cdot m_{каб}, \quad (13.3)$$



где  $m_{каб}$  – масса кабины.

Определим реакции в опорах главной балки в вертикальной плоскости от постоянных нагрузок (рисунок 13.1). В опоре А

$$R_{A.n} = \frac{m_{к.з}(L_K - l_{каб}) + q_M \frac{L_K^2}{2}}{L_K} \cdot g. \quad (13.4)$$

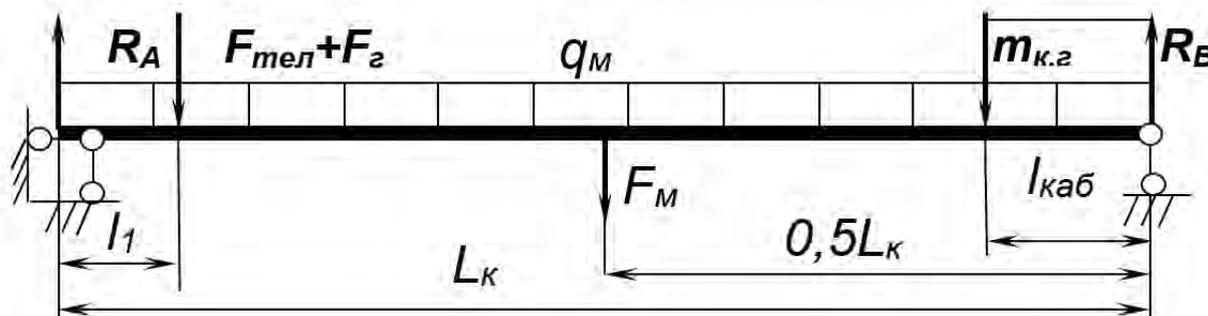


Рисунок 13.1 – Расчетная схема балки крана

В опоре В

$$R_{B.п} = \frac{m_{к.з} \cdot l_{каб} + q_M \cdot \frac{L_K^2}{2}}{L_K} \cdot g. \quad (13.5)$$

Реакции в опорах от подвижных нагрузок определяем на основании того, что максимальный момент от двух связанных между собой нагрузок будет в том случае, когда середина пролета совпадает с серединой расстояния между нагрузкой и серединой базы тележки. Приняв базу тележки  $b_T$ , получим уравнения для определения реакций в опорах

$$R_{A.под} = \frac{2 \cdot F_1 \cdot (0,5 \cdot L_K - 0,25 \cdot b_T)}{L_K}; \quad (13.6)$$

$$R_{B.под} = \frac{2 \cdot F_1 \cdot (0,5 \cdot L_K + 0,25 \cdot b_T)}{L_K}. \quad (13.7)$$

Определим изгибающий момент от подвижных нагрузок:

$$M_{под} = R_{в.под} \cdot (0,5 \cdot L_K - 0,25 \cdot b_T). \quad (13.8)$$

Изгибающий момент от постоянных нагрузок

$$M_{II} = R_{AP} \cdot (0,5 \cdot L_K - 0,25 \cdot b_T) - m_{K.G.} \cdot g \cdot (0,5 \cdot L_K - 0,25 \cdot b_T - l_{каб}) - 0,5 \cdot q_M \cdot g \cdot (0,5 \cdot L_K - 0,25 \cdot b_T)^2. \quad (13.9)$$

Максимальный изгибающий момент

$$M_{\max} = M_{нод} + M_{II}. \quad (13.10)$$

Определим нормальные напряжения в сечении балки под колесной установкой тележки, находящейся в середине пролета моста:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} < [\sigma], \quad (13.11)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение для принятого материала;

$W$  – момент сопротивления сечения балки.

Задавшись материалом балки, определяют необходимый момент сопротивления сечения, а далее – геометрические параметры сечения балки.

Прогиб главной балки от веса тележки с грузом

$$l_{прог} = \frac{0,5 \cdot (F_2 + F_{мел}) \cdot L_K^3}{48 \cdot E \cdot I_X}. \quad (13.12)$$

Допускаемый прогиб

$$[l_{прог}] = \frac{L_K}{700}. \quad (13.13)$$

Прогиб главной балки не должен превышать допускаемого значения.

$$l_{прог} \leq [l_{прог}]. \quad (13.14)$$

С целью обеспечения устойчивости вертикальных стенок главной балки между ними укреплены поперечные листы (диафрагмы).

### **Контрольные вопросы**

- 1 Из каких основных элементов состоит металлоконструкция мостового крана?
- 2 Какие нагрузки действуют на главную балку крана?
- 3 От чего зависит прогиб главной балки?
- 4 Где располагается грузовая тележка крана при определении нормальных напряжений в сечении балки?
- 5 Для чего в главных балках устанавливаются диафрагмы?



## Список литературы

- 1 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – Минск : ДИЭКОС, 2015. – 220 с.
- 2 **Брауде, В. И.** Справочник по кранам / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин. – Москва : Машиностроение, 1988. – Т. 1–2.
- 3 **Казак, С. А.** Курсовое проектирование грузоподъемных машин : учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / С. А. Казак, В. Е. Дусье, Е. С. Кузнецов ; под ред. С. А. Казака. – Москва : Высшая школа, 1989. – 319 с.
- 4 **Иванченко, Ф. К.** Расчеты грузоподъемных и транспортных машин / Ф. К. Иванченко, В. С. Бондарев, В. Я. Барабанов. – Киев : Вища школа, 1978. – 576 с.
- 5 **Александров, М. П.** Подъемно-транспортные машины : учебник для вузов / М. П. Александров. – Москва : Высшая школа, 1972. – 214 с.
- 6 **Парницкий, А. Б.** Мостовые краны общего назначения / А. Б. Парницкий, А. П. Шабашов, А. Г. Лысяков. – Москва : Машиностроение, 1971. – 503 с.
- 7 **Савицкий, В. П.** Грузоподъемные машины: курсовое проектирование / В. П. Савицкий. – Минск : Вышэйшая школа, 1981. – 160 с.
- 8 **Руденко, Н. Ф.** Грузоподъемные машины / Н. Ф. Руденко. – Москва : Машгиз, 1968. – 274 с.
- 9 Отраслевые расчеты кранов / Под ред. А. Х. Комашенко. – Москва : Машиностроение, 1974. – 487 с.
- 10 **Руденко, Н. Ф.** Курсовое проектирование грузоподъемных машин: атлас конструкций / Н. Ф. Руденко, М. П. Александров, А. Г. Лысяков. – Москва : Машиностроение, 1996. – 324 с.
- 11 Подъемно-транспортные машины: атлас конструкций / Под ред. М. Л. Александрова и Д. Н. Решетова. – Москва : Машиностроение, 1987. – 187 с.
- 12 **Павлов, Н. Г.** Примеры расчета кранов / Н. Г. Павлов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Машиностроение, 1976. – 320 с.
- 13 **Марон, Ф. Л.** Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / Ф. Л. Марон, А. В. Кузьмин. – Минск : Вышэйшая школа, 1977. – 272 с. : ил.
- 14 **Вайнсон, А. А.** Подъемно-транспортные машины : учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А. А. Вайнсон. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1989. – 536 с. : ил.

