

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

ФГБОУ ВПО «БРЯНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

В.В. Варывдин, Н.А. Романеев, В.В. Никитин

**РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И МЕХАНИЗМОВ
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН
С ЭЛЕМЕНТАМИ САПР**
(электронная версия)

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением вузов Российской Федерации
по агроинженерному образованию в качестве учебного пособия для студентов
высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Агроинженерия».*

БРЯНСК 2014

УДК 621.86/87(075.8)
ББК 40.75я73
В 18

Варывдин В.В. **Расчет деталей и механизмов подъемно-транспортных машин с элементами САПР**: электронная версия учебного пособия для самостоятельной работы студентов. / В. В. Варывдин, Н. А. Романеев, В. В. Никитин. – Брянск: Брянской ГСХА, 2014. – 131 с.

ISBN 978-5-88517-224-0

Учебное пособие предназначено для самостоятельной работы студентов по дисциплине Детали машин II (Подъемно-транспортные машины), при выполнении курсовых работ для студентов высших учебных заведений квалификации бакалавр по профилям 110800-01 «Технические системы в агробизнесе», 110800-03 «Технологическое оборудование для хранения и переработки с.х. продукции», 110800-04 «Технический сервис в АПК».

Рецензенты: Заикин А.Н., д.т.н., профессор, декан механико-технологического факультета Брянской ГИТА;

Чугунов В.А., к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Основы конструирования механизмов и машин» (Пензенская ГСХА);

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического факультета, протокол № 9 от 16 мая 2013 г.

ISBN 978-5-88517-224-0

© Брянская ГСХА, 2014
© В.В. Варывдин, 2014
© Н.А. Романеев, 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основная часть учебного пособия содержит задачи ручного и машинного способов расчета.

1. Расчет основных механизмов кранов выполняется в ручном режиме. Чтобы не создавать приоритетов никому из студентов, все задачи самостоятельные. Нет сквозного решения для механизмов и деталей с одной грузоподъемностью, режимом работы и т.д. Исходные данные для всех задач сугубо индивидуальны (за малым исключением: в отдельных задачах исходные данные получены предыдущим расчетом).

В соответствии с перечнем вопросов, рассматриваемых в курсовой работе, в учебном пособии представлены два самостоятельных типа задач по содержанию расчета механизма подъема груза. Первый содержит задачи по расчету механизмов тележки мостового крана. Механизм подъема, состоящий из классической лебедки, собираемой из стандартных агрегатов: электродвигателя, стопорного тормоза, редуктора и барабана. Расчет каждого из механизмов состоит в расчетном обосновании и выборе типоразмера перечисленных агрегатов с учетом режима работы. Затем производится проверочный расчет двигателя на преодоление инерционных нагрузок в период разгона массы груза и крана, тормоза – по времени торможения или достаточности сцепления ходовых колес с рельсом.

Второй тип задач предназначен для тех заданий, где механизмы подъема и передвижения груза представлены электротельфером. При этом студенту предлагается самостоятельно выбрать стандартный аналог тельфера: при компоновке агрегатов (двигатель, редуктор, барабан, тормоз) вдоль одной оси, при параллельном расположении осей двигателя и барабана, устройстве двигателя внутри барабана с их подвеской к балке вдоль или поперек пути и т.д. Кроме того, поощряется самостоятельное компоновочное решение студента на основе мотор-редуктора. Далее следует расчет деталей механизма подъема по аналогии с перечнем задач в расчете механизма подъема мостового крана.

Особняком представлена группа задач по конструкциям поворотных кранов: расчет механизма вращения, задача устойчивости и расчета фундамента. Механизм подъема груза решается по первому типу задач, когда на поворотной части имеется возможность установить площадку для монтажа лебедки; по второму типу, когда по заданию предполагается установка тельфера на стреле поворотного крана.

Во всех случаях вслед за расчетом механизма подъема производится расчет механизмов передвижения груза и поворота крана (в соответствии с заданием на курсовую работу).

Вслед за расчетом деталей (крюк, траверса крюка, ось блока, подшипники крюковой подвески, серьга, крепление каната к барабану, ходовое колесо и т.д.) все ведут расчет одной из деталей металлоконструкции – задачи 9, 12, 17.

Особняком показаны механизмы подъема и передвижения с ручным приводом.

2. Расчет несущей конструкции крана методами математического моделирования. В учебном пособии для примера показан расчет фермы кран-балки.

При работе над методическим пособием авторы выступили в известной мере в качестве составителей. Ряд задач заимствован у М. Н. Ерохина и А. В. Карпа, в источниках старых лет издания у Н. Ф. Руденко, М. П. Александрова, А. Г. Лысякова, Н. П. Павлова, С. П. Фадеева. Решение всех задач адаптировано к современным методам расчета и приведено в системе СИ.

ВВЕДЕНИЕ

Современные технологии производства сельскохозяйственной продукции невозможно представить без применения подъемно-транспортных машин.

Уровень механизации погрузки, разгрузки и складирования сельскохозяйственных грузов еще значительно отстает от уровня механизации аналогичных операций в других отраслях народного хозяйства, что приводит к простоям транспорта, большим затратам и увеличению себестоимости продукции. Только при ремонте сельскохозяйственной техники трудовые затраты, связанные перемещением машин и их агрегатов в пространстве, составляют около 30% общей трудоемкости работ по разгрузке-погрузке, сборке, и восстановлению деталей.

Многообразие сельскохозяйственных грузов, различающихся по характеру и назначению, обусловило применение разнообразных подъемно-транспортных механизмов – грузоподъемников, лебедок, кран-балок, поворотных консольных, козловых кранов, ленточных, скребковых и других конвейеров, а также погрузчиков периодического действия.

Грузоподъемные и транспортирующие механизмы все чаще включают в систему машин для комплексной механизации грузопотока. В связи с этим общеинженерная подготовка в сельскохозяйственных вузах заканчивается изучением курса Детали машин II (Подъемно-транспортные машины). В процессе обучения студенты узнают об основных типах подъемно-транспортных устройств, их характеристиках, области применения, методах расчетов и об особенностях процессов перегрузки сельскохозяйственных грузов.

Изучение курса завершается выполнением курсовой работы, когда студент впервые самостоятельно разрабатывает конструкцию грузоподъемной машины.

В основе методов расчета лежат законы механики, математики и прикладных инженерных дисциплин. Использование этих знаний и опыта в сочетании с применением современных компьютерных программ позволяет проектировщикам создавать механическое оборудование на уровне лучших мировых аналогов.

Современное развитие средств вычислительной техники позволяет значительно ускорить темпы проектирования и повысить его качество. В последнее время все чаще используют математическое моделирование с широким использованием автоматизированных расчетов. Среди программного обеспечения систем автоматизированного проектирования следует отметить отечественный пакет программ АРМ WinMachine производства НТЦ «Центр», предназначенный для решения многих машиностроительных задач. Эти программы позволяют быстро произвести необходимые расчеты, а также подготовить соответствующую конструкторскую документацию. Программа позволяет проводить многовариантное проектирование, оптимизировать конструкцию и давать новые решения. Этот пакет имеет обширную справочную базу данных, где содержатся сведения по большинству стандартных элементов машиностроительных узлов и механизмов.

При проектировании грузоподъемных машин (ГПМ) необходимо выполнить анализ условий, в которых находится проектируемый узел, и найти наиболее рациональное конструктивное решение с учетом эксплуатационных, рабочих и монтажных требований, предъявляемых к конструкции, решить вопросы выбора материалов, определить нагрузки, действующие на детали, произвести расчеты на прочность. Существующие экспериментальные и теоретические методы расчета ГПМ требуют больших затрат средств и времени. При теоретическом расчете в формулах приходится учитывать допущения в виде коэффициентов запаса прочности, поэтому при разработке конструкции детали эту задачу решают методом последовательных приближений.

В предлагаемом учебном пособии изложены рекомендации и приведены нормативные материалы, необходимые для выполнения курсовой работы, даны примеры расчета, в том числе и методами математического моделирования, выдержки из каталогов и стандартов на основные сборочные единицы и детали подъемно-транспортных машин.

1. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМО-НО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

1.1. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТЕЛЕЖКИ МОСТОВЫХ КРАНОВ

ЗАДАЧА 1. Расчет тележки мостового электрического крана

Исходные данные:

Грузоподъемность – $Q=10\text{ т}$;

Скорость подъема груза – $v_{zp}=0,129\text{ м/с}$;

Режим работы – средний (4М), ПВ 25%;

Род тока – трехфазный, напряжение 380 В;

Высота подъема – $H=16\text{ м}$.

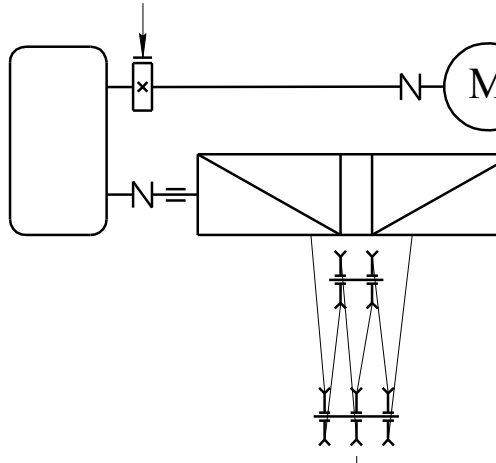


Рисунок 1 – Схема механизма подъема груза

Кратность полиспаста $K_n=3$, полиспаст сдвоенный $a=2$. Выбор кратности полиспаста для мостовых кранов, выпускаемых заводами в серийном порядке, основывается на принципе максимальной унификации элементов. При этом с помощью одних и тех же элементов, изменяя кратность полиспаста, можно создать механизм подъема различной грузоподъемности.

1. Расчет каната

1.1. Максимальное натяжение каната полиспаста при подъеме груза

$$S_{\max} = \frac{Q \cdot g}{K_n \cdot \eta_n \cdot a},$$

где K_n – кратность полиспаста;

$g \approx 10\text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$\eta_n=0,92$ – КПД полиспаста, при 4-х блоках [3, стр. 67, табл. 11]; [5, стр. 24, табл. 2.2].

$$S_{\max} = \frac{10 \cdot 10}{3 \cdot 0,92 \cdot 2} = 18,5\text{ кН}.$$

1.2. Разрывное усилие каната

$$S_{\text{раз}} \geq S_{\max} \cdot n,$$

где n – коэффициент запаса прочности каната, при среднем (группа режимов 4М) режиме работы $n=5,6$ [приложение, табл. 2]; [2, стр. 32, табл. 3.3].

$$S_{раз} \geq 18,5 \cdot 5,6 = 103,6 \text{ кН.}$$

По таблицам ГОСТ 7668-80 выбираем канат типа ЛК-РО 6×36 (1+7+7/7+14)+1 о. с., диаметр каната $d_k=13,5$ мм, маркировочная группа с пределом прочности $\sigma_b=1862$ МПа, разрывное усилие $S_{раз}=106$ кН [приложение, табл. 5]; [4, стр. 9, табл. 2]; [2, стр. 270, приложение 21].

Фактический запас прочности

$$n_{\phi} = \frac{S_{раз}}{S_{max}} = \frac{106}{18,5} = 5,73 > 5,5.$$

2. Определить основные размеры барабана

2.1. Расчетный диаметр барабана

$$D_0 \geq d_k \cdot e = 13,5 \cdot 25 = 337,5 \text{ мм,}$$

где e – коэффициент пропорциональности, при среднем 4М режиме работы $e=20$ [приложение, табл. 2]; [2, стр. 34, табл. 3.5]; [3, стр. 68, табл. 13].

В целях увеличения долговечности каната и подбора стандартного редуктора принимаем диаметр барабана по центру сечения каната $D_0=400$ мм (рис. 2).

2.2. Число витков нарезки на одной половине барабана

$$z = \frac{H \cdot K_n}{\pi \cdot D_0} + (1,5 \dots 2) = \frac{16 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,4} + (1,5 \dots 2) = 42.$$

2.3. Длина нарезки на одной половине барабана

$$l = z \cdot t_{\sigma} = 42 \cdot 16 = 670 \text{ мм,}$$

где $t_{\sigma}=d_k+(2 \dots 3) \text{ мм}=13,5+2,5=16 \text{ мм}$ – шаг нарезки (целое число).

Оставляем на закрепление каната с каждой стороны барабана расстояние $S \geq 4 \cdot t_{\sigma}$.

$$S = 4 \cdot 16 = 64 \text{ мм.}$$

Принимаем $S=70$ мм.

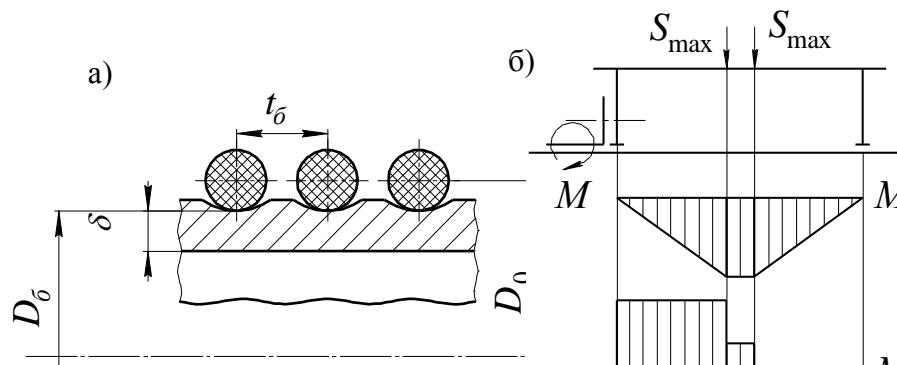


Рисунок 2 – Схема к расчету стенки барабана: а) на сжатие; б) на совместное действие изгиба и кручения

Расстояние между правым и левым нарезными полями в средней части барабана прием равным $l_1=170$ мм согласно расстоянию между ручьями блоков в крюковой обойме [3, стр. 289, табл. 53]; [4, стр. 13] с учетом возможного отклонения каната от направления канавки не более 6° .

2.4. Общая длина барабана

$$L_{\sigma} = 2 \cdot l + 2 \cdot S + l_1 = 2 \cdot 670 + 2 \cdot 70 + 170 = 1650 \text{ мм.}$$

2.5. Толщина стенки барабана (из чугуна СЧ15)

$$\delta = 0,02 \cdot D_0 + (6 \dots 10) \text{ мм} = 0,02 \cdot 400 + (6 \dots 10) \text{ мм} = 14 \dots 18 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta=16$ мм.

2.6. Проверка барабана на сжатие

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max} \cdot D_{\sigma}}{(D_{\sigma} - \delta) \cdot t_{\sigma} \cdot \delta} \leq [\sigma]_{сж} \text{ или } \sigma_{сж} \approx \frac{S_{\max}}{t_{\sigma} \cdot \delta} = \frac{18,5 \cdot 10^3}{16 \cdot 16} = 72 \text{ МПа} < [\sigma]_{сж},$$

где $[\sigma]_{сж}=88$ МПа – допускаемое напряжение сжатия для чугуна СЧ15 при среднем 4М режиме работы [приложение, табл. 4]; [2, стр. 35, табл. 3.6].

2.7. Проверка прочности барабана по напряжениям изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u,$$

где M_u – изгибающий момент, кН·мм;

W – осевой момент сопротивления сечения, мм³;

$[\sigma]_u$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

$$M_u = S_{\max} \cdot (l + S) = 18,5 \cdot (670 + 70) = 13700 \text{ кН} \cdot \text{мм.}$$

$$W = 0,1 \cdot \frac{D_{\sigma}^4 - D_{\sigma}^4}{D_{\sigma}} = 0,1 \cdot \frac{386,5^4 - 354,5^4}{386,5} = 1,68 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

Диаметр барабана, взятый по дну канавки для каната

$$D_{\sigma} = D_0 - d_k = 400 - 13,5 = 386,5 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр барабана

$$D_{\sigma} = D_0 - 2 \cdot \delta = 386,5 - 2 \cdot 16 = 354,5 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение изгиба равно

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{\sigma u}}{n} = \frac{320}{4,25} = 75 \text{ МПа,}$$

где $n=4,25$ – коэффициент запаса прочности [3, стр. 69, табл. 14];

$\sigma_{\sigma u}=320$ МПа – предел выносливости при изгибе [приложение, табл. 4].

$$\sigma_u = \frac{13700 \cdot 10^3}{1,68 \cdot 10^6} = 8,15 \text{ МПа} < [\sigma]_u.$$

2.8. Напряжения кручения в стенке барабана

$$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\tau],$$

где T – момент на валу барабана, $\text{кН} \cdot \text{мм}$;

W_p – полярный момент сопротивления сечения, мм^3 .

$$T = 2 \cdot S_{\max} \cdot \frac{D_0}{2} = 2 \cdot 18,5 \cdot \frac{400}{2} = 7380 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

$$W_p = 2 \cdot W.$$

$$\tau = \frac{7380 \cdot 10^3}{2 \cdot 1,68 \cdot 10^6} = 2,2 \text{ МПа}.$$

Таким образом, напряжения в стенке барабана от изгиба и кручения весьма малы. Они становятся опасными при увеличении длины барабана $L_{\delta} \geq 3 \cdot D_{\delta}$.

2.9. Скорость каната, навиваемого на барабан

$$v_k = K_n \cdot v_{cp} = 3 \cdot 0,129 = 0,387 \text{ м/с}.$$

2.10. Частота вращения барабана

$$n_{\delta} = \frac{v_k \cdot 60}{\pi \cdot D_{\delta}} = \frac{0,387 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,4} = 18,5 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Выбор электродвигателя и редуктора

3.1. Статическая мощность двигателя при подъеме номинального груза

$$P_{\text{дв}} = \frac{Q \cdot g \cdot v_{cp}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 0,129}{0,85} = 15,18 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД механизма подъема, $\eta_{\text{общ}} = 0,80 \dots 0,85$ [5, стр. 30]. Принимаем $\eta_{\text{общ}} = 0,85$.

Выбираем двигатель МКТ 411-8 [2, стр. 274, приложение 29], развивающий при ПВ 25% номинальную мощность $P_{\text{дв}} = 18 \text{ кВт}$ при частоте вращения под нагрузкой $n_{\text{дв}} = 680 \text{ мин}^{-1}$; масса двигателя 255 кг.

3.2. Общее передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\delta}} = \frac{680}{18,5} = 36,76.$$

По нормальям на крановые редукторы принимаем редуктор Ц2У-250, имеющий передаточное число $u_p = 35,5$; вращающий момент на тихоходном валу $T = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; допустимая

радиальная нагрузка на выходном валу $F_r=16000 \text{ Н}$; КПД редуктора $\eta=0,97$; масса 320 кг [2, стр. 284, приложение 40]; [4, стр. 24, табл. 1].

3.3. Определить фактическое число оборотов барабана

$$n_{\text{бф}} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p} = \frac{680}{35,5} = 19,15 \text{ мин}^{-1}.$$

3.4. Скорость подъема груза

$$v_{\text{эф}} = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_{\text{бф}}}{K_n \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 19,15}{3 \cdot 60} = 0,134 \text{ м/с}.$$

3.5. Погрешность величины скорости против задания

$$\frac{v_{\text{эф}} - v_{\text{зп}}}{v_{\text{зп}}} = \frac{|0,134 - 0,129|}{0,129} \cdot 100\% = 3,88\%.$$

Можно оставить механизм подъема груза в таком виде, поскольку официально допускается отклонение $\pm 5\%$. При необходимости (при наличии жестких требований заказчика) можно внести изменения: изменить диаметр барабана (желательно в большую сторону) или принять редуктор с большим передаточным числом, а затем пересчитать диаметр барабана.

3.6. Для примера: пересчитать диаметр барабана для получения заданной скорости

$$D_0 = \frac{v_{\text{зп}} \cdot K_n \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot n_{\text{бф}}} = \frac{0,129 \cdot 3 \cdot 60 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 19,15} = 386 \text{ мм}.$$

По расчету (см. п. 2.1) $D_0 \geq 337,5 \text{ мм}$.

4. Выбор тормоза

4.1. Определить момент статических сил при торможении механизма

$$T_{T(C)} = \frac{Q \cdot g \cdot D_0 \cdot \eta_{\text{общ}}}{2 \cdot u_p \cdot K_n} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 400 \cdot 0,85}{2 \cdot 35,5 \cdot 3} = 160 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4.2. Необходимый момент, развиваемый тормозом

$$T_T = \beta_T \cdot T_{T(C)} = 1,75 \cdot 160 = 280 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где β_T – коэффициент запаса торможения, при среднем 4М режиме работы $\beta_T=1,75$ [приложение, табл. 8]; [12, стр. 34].

4.3. Выбираем колодочный тормоз с электрогидравлическим толкателем ТКГГ-200М, у которого наибольший тормозной момент $T_T=300 \text{ Н} \cdot \text{м}$; диаметр шкива $D=200 \text{ мм}$; ширина шкива $B=65 \text{ мм}$ [2, стр. 300, приложение 69].

Величина развиваемого тормозного момента поддается регулировке – регулируется натяжением пружины.

ЗАДАЧА 2. Крепление каната к барабану

Канат крепится к барабану прижимными планками с трапециевидальной канавкой, где канат удерживается от смещения силой трения. Усилие натяжения каната в месте крепления уменьшается за счет запасных витков $z_{зан} \geq 1,5$; $S_{max} = 18,5$ кН.

1. Определить усилие натяжения каната в месте крепления

$$S_{креп} = \frac{S_{max}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{18,5}{2,71^{0,163 \cdot 3,14}} = 4,12 \text{ кН},$$

где $e=2,71$ – основание натурального логарифма;

$f=0,16$ – коэффициент трения каната о барабан;

$\alpha=3\pi$ – угол обхвата запасными витками ($\alpha=2\pi \cdot z_{зан}$).

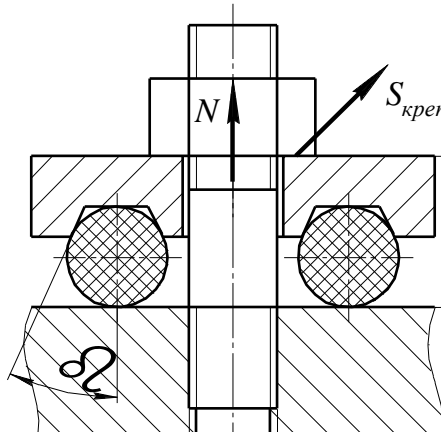


Рисунок 3 – Схема крепления каната к барабану

2. Усилие затяжки винтов прижимных планок

$$N = \frac{S_{креп}}{f + f_1} = \frac{4,12}{0,16 + 0,21} = 11,14 \text{ кН},$$

где f_1 – приведенный коэффициент трения между канатом и планкой, имеющей трапециевидальную канавку,

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta + f \cos \beta} = \frac{0,16}{0,643 + 0,16 \cdot 0,766} = 0,21,$$

где $\beta=40^\circ$ – угол наклона боковой грани канавки на планке;

$f=0,16$ – коэффициент трения каната по дну канавки.

3. Расчет болтов прижимных планок на деформацию растяжения и изгиба

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1,3 \cdot N}{z \cdot \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} + \frac{M_u}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot z} \leq [\sigma]_p,$$

где $z=2$ – число болтов;

1,3 – коэффициент, учитывающий напряжения кручения, возникшие в теле болта при завинчивании гайки;

$d_1=16,75$ мм – внутренней диаметр болта (для болта М20) [3, стр. 171]; [10];
 M_u – изгибающий момент, кН·мм;
 $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа.

$$M_u = S_{креп} \cdot l = 4,12 \cdot 18 = 74,16 \text{ кН} \cdot \text{мм},$$

где l – плечо действия изгибающего момента, мм.

Установлены две планки с болтами М20

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1,3 \cdot 11,14 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot \frac{16,75^2}{4}} + \frac{74,16 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 16,75^3 \cdot 2} = 111,78 \text{ МПа} < [\sigma]_p.$$

Допускаемое напряжение растяжения при болте, изготовленном из стали Ст 3, имеющей предел текучести $\sigma_T=240$ МПа [приложение, табл. 17]; [15, стр. 13].

$$[\sigma]_p = \frac{0,8 \cdot \sigma_T}{1,5} = \frac{0,8 \cdot 240}{1,5} = 128 \text{ МПа}.$$

ЗАДАЧА 3. Расчет тормоза типа ТКТ

По величине статического момента от веса поднимаемого груза, приведенного к валу электродвигателя $T_c=366$ Н·м, выбрать тормоз и произвести проверочный расчет при ПВ 15%.

1. Определить тормозной момент

$$T_T = \beta_T \cdot T_c = 1,5 \cdot 366 = 549 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где β_T – коэффициент запаса торможения, для легкого режима $\beta_T=1,5$ [12, стр. 34].

2. Определить ожидаемый диаметр тормозного шкива

$$D_T = (2 \dots 2,5) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_T}{[p] \cdot f}} = (2 \dots 2,5) \cdot \sqrt[3]{\frac{549 \cdot 10^3}{0,6 \cdot 0,42}} = 260 \dots 324 \text{ мм},$$

где $[p]=0,6$ МПа – допускаемое давление на тормозных обкладках [приложение, 22]; [12, стр. 220, табл. 29];

$f=0,42$ – коэффициент трения колодок о тормозной шкив [приложение, 25]; [6, стр. 117, табл. 43]; [12, стр. 217].

Принимаем $D_T=300$ мм.

3. Выбрать тормоз по величине тормозного момента

Принимаем колодочный тормоз с электромагнитом переменного тока ТКТ-300; тормозной момент при ПВ 25% и ПВ 40% $T_T=500$ Н·м; диаметр тормозного шкива $D_T=300$ мм [4, стр. 17, табл. 1].

4. Окружное усилие на тормозном шкиве

$$F = \frac{T_T}{D_T} = \frac{549 \cdot 10^3}{300} = 1830 \text{ Н},$$

где D_T – диаметр тормозного шкива, мм.

5. Усилие нажатия колодок

$$N = \frac{T_T}{f \cdot D_T} = \frac{549 \cdot 10^3}{0,42 \cdot 300} = 4350 \text{ Н.}$$

6. Усилие замыкания тормоза

$$F = F_0 - F_B = \frac{T_T}{f \cdot D_T \cdot \eta} \cdot \frac{l_1}{l} = \frac{549 \cdot 10^3}{0,42 \cdot 300 \cdot 0,9} \cdot \frac{240}{480} = 2420 \text{ Н,}$$

где $\eta=0,9 \dots 0,95$ – КПД рычажной системы;

$l_1=240 \text{ мм}$; $l=2 \cdot l_1=480 \text{ мм}$, $l_1=h$ – длина рычагов [4, стр. 17];

$F_B=10 \dots 50 \text{ Н}$ – усилие вспомогательной пружины;

F_0 – усилие основной пружины, необходимое для расчета самой пружины.

7. Проверка тормоза по действующему давлению

$$p = \frac{N}{b \cdot S} \leq [p],$$

где $b=145 \text{ мм}$ – ширина колодки [4, стр. 23, табл. 1]; [2, стр. 298, приложение 65];

S – развернутая длина обкладки, мм.

$$S = \frac{\pi \cdot D_T}{360^\circ} \cdot \alpha = \frac{3,14 \cdot 300}{360^\circ} \cdot 70^\circ = 183 \text{ мм,}$$

где $\alpha=70^\circ$ – угол обхвата шкива колодкой;

$[p]=0,6 \text{ МПа}$ – см. п. 2.

$$p = \frac{4350}{145 \cdot 183} = 0,164 \text{ МПа} < [p].$$

8. Электромагнит тормоза

Принимаем магнит МО-200Б [4, стр. 17, табл. 1]. Ход штока $h_3=4,2 \text{ мм}$; плечо якоря магнита $C_2=40 \text{ мм}$ [4, стр. 18, табл. 2].

Момент электромагнита $40 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при ПВ 40% [4, стр. 18].

9. Отход колодок

$$\varepsilon = \frac{h_3 \cdot 0,8}{2} \cdot \frac{l_1}{l} = \frac{4,2 \cdot 0,8}{2} \cdot \frac{240}{480} = 0,84 \text{ мм,}$$

где $0,8$ – коэффициент запаса хода, учитывающий мертвый ход системы;

$[\varepsilon]=0,6 \dots 1,75$ – допускаемая величина отхода колодок [1, стр. 236].

Расчет рычага и оси колодки тормоза

10. Изгибающий момент на рычаге тормоза

$$M_u = F \cdot (l - l_1) = 2420 \cdot (480 - 240) = 580 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

11. Момент сопротивления сечения в месте постановки оси колодки

$$W = \frac{(a-d)^2 \cdot b_1}{6} = \frac{(45-20)^2 \cdot 80}{6} = 8333 \text{ мм}^3,$$

где $a=45 \text{ мм}$; $d=20 \text{ мм}$; $b_1=80 \text{ мм}$ по чертежу [4, стр. 17].

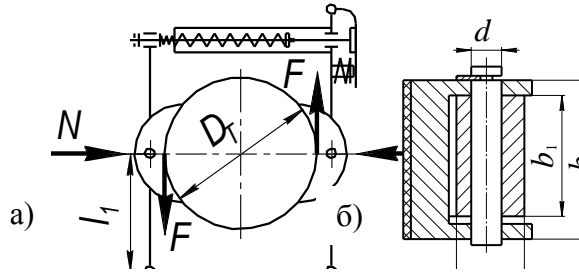


Рисунок 4 – а) Схема тормоза типа ВНИИТМАШ; б) схема установки оси тормозной колодки

12. Напряжения изгиба в опасном сечении рычага

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \cdot k_\delta = \frac{580 \cdot 10^3}{8,33 \cdot 10^3} \cdot 2,5 = 170,5 \text{ МПа},$$

где k_δ – коэффициент динамичности для тормозов переменного тока [15, стр. 34].

13. Запас прочности относительно предела текучести для стали 55Л

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_u} \cdot \varepsilon_M = \frac{420}{170,5} \cdot 0,74 = 1,83 > [n],$$

где $\varepsilon_M=0,74$ – масштабный фактор [15, стр. 35];

$[n]=1,7$ – допускаемый коэффициент запаса прочности [15, стр. 35];

$\sigma_T=420 \text{ МПа}$ – предел текучести [15, стр. 35].

14. Расчет оси

- на срез

$$\tau_c = \frac{N \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau]_c; \quad \tau_c = \frac{4350 \cdot 4}{2 \cdot 3,14 \cdot 20^2} = 6,93 \text{ МПа} < [\tau]_c.$$

- на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{N}{d \cdot (b - b_1)} \leq [\sigma]_{см}; \quad \sigma_{см} = \frac{4350}{20 \cdot (130 - 80)} = 4,35 \text{ МПа} < [\sigma]_{см}.$$

ЗАДАЧА 4. Расчет крюка

Кран грузоподъемностью $Q=12,5 \text{ т}$ при легком режиме работы в связи с принятой схемой запасовки каната в полиспасте имеет крюковую подвеску с двумя блоками и длинным крюком.

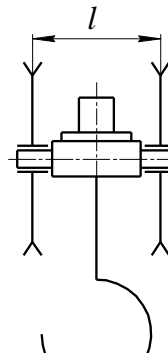


Рисунок 5 – Схема крюковой подвески

Исходя из заданной грузоподъемности и режима работы по ГОСТ 6627-74* выбираем однорогий крюк № 17Б [приложение, табл. 9, 10]; [2, стр. 268, приложение 18]. В качестве материала крюка принята сталь 20 с пределом прочности $\sigma_s=420 \text{ МПа}$; пределом текучести $\sigma_T=250 \text{ МПа}$; коэффициентом запаса прочности $[n]=1,2$ при ПВ 25% и ПВ 15% [15, стр. 47].

Произвести расчет прочности шейки крюка, поперечины, подшипника.

1. По таблицам [приложение 9 и 10] принять необходимые размеры

Нарезная часть крюка М64, размер одинаковых сечений (вертикального и горизонтального) $b=75 \text{ мм}$; $h=115 \text{ мм}$; $D=120 \text{ мм}$. Внутренний диаметр резьбы $d_1=57,5 \text{ мм}$; шаг $p=6 \text{ мм}$ [2, стр. 269, приложение 19]; [4, стр. 14, табл. 2]; [15, стр. 48]; [10].

2. Напряжения растяжения в нарезной части крюка

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 125000}{3,14 \cdot 57,5^2} = 48 \text{ МПа} < [\sigma]_p,$$

где $d_1=57,5 \text{ мм}$ – внутренний диаметр резьбы [10];

$G=Q \cdot g = 12,5 \cdot 10 = 125 \text{ кН}$ – сила тяжести груза;

$[\sigma]_p=70 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение растяжения [15, стр. 48].

3. Высота гайки расчетом резьбы на срез

$$H = \frac{G}{\pi \cdot d_1 \cdot k_1 \cdot k_n \cdot [\tau]_c} = \frac{125000}{3,14 \cdot 50 \cdot 0,87 \cdot 0,6 \cdot 42} = 36 \text{ мм},$$

где $k_1=0,87$ – коэффициент полноты резьбы: для треугольной резьбы [9, стр. 304]; [7, стр. 69];

$[\tau]_c$ – допускаемые напряжения на срез, МПа;

$k_n=0,6$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между витками [9, стр. 304].

$$[\tau]_c = 0,6 \cdot [\sigma]_p = 0,6 \cdot 70 = 42 \text{ МПа}$$

С учетом размещения стопорной планки высота гайки принята 75 мм .

4. Подшипник под гайкой принимаем по статической грузоподъемности $P_{0a}=F_a$ [9, стр. 203], исходя из размеров шейки крюка $d=70$ мм.

$$P_{0a} = G \cdot k_{\partial} = 125000 \cdot 1,25 = 156000 \text{ Н},$$

где $k_{\partial}=1,25$ – динамический коэффициент [15, стр. 52].

Принимаем упорный подшипник № 8314 средней серии с диаметром опорного кольца $D=125$ мм; статической грузоподъемностью $C_0=250$ кН [9, стр. 412, приложение 27]: $C_0 \geq P_{0a}$.

ЗАДАЧА 5. Расчет поперечины (траверсы) подвески

1. Наибольший изгибающий момент

С учетом динамического характера приложения

$$P_p = G \cdot k_{\partial} = 125000 \cdot 1,25 = 156000 \text{ Н}.$$

$$M_u = \frac{P_p \cdot l}{2 \cdot 2} = \frac{156 \cdot 10^3 \cdot 300}{2 \cdot 2} = 117 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $l/2$ – плечо силы относительно опасного сечения, мм.

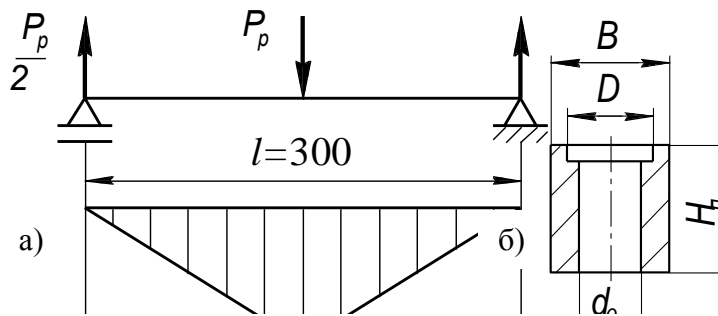


Рисунок 6 – а) Расчетная схема поперечины; б) опасное сечение траверсы

2. Допускаемые напряжения изгиба для стали 45 при известных предельном текучести $\sigma_T=420$ МПа; коэффициенте запаса прочности $[n]=1,4$; масштабном коэффициенте $\varepsilon_M=0,74$ [15, стр. 53]

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{[n]} \cdot \varepsilon_M = \frac{420}{1,4} \cdot 0,74 = 220 \text{ МПа}.$$

3. Необходимый момент сопротивления сечения

$$W = \frac{M_u}{[\sigma]_u} = \frac{117 \cdot 10^5}{220} = 53,18 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

4. Конструктивно назначим размеры траверсы (поперечины)

Ширина поперечины по диаметру подшипника

$$B = D + (10 \dots 15) \text{ мм} = 105 + (10 \dots 15) \text{ мм} = 120 \text{ мм}.$$

Отверстие для шейки крюка

$$d_0 = d_1 + (2 \dots 5) \text{ мм} = 70 + 5 = 75 \text{ мм.}$$

Высоту сечения поперечины H_n выразим из следующей формулы

$$W = \frac{(B - d_0) \cdot H_n^2}{6}.$$

Тогда

$$H_n = \sqrt{\frac{6 \cdot W}{B - d_0}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 53,18 \cdot 10^3}{120 - 75}} = 84,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $H_n = 90 \text{ мм}$.

5. Расчет на изгиб

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{117 \cdot 10^5}{53,18 \cdot 10^3} = 220 \text{ МПа.}$$

Фактический запас прочности

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_u} \cdot \varepsilon_M = \frac{420}{220} \cdot 0,74 = 1,41 > [n] \text{ [15, стр. 54].}$$

6. Изгибающий момент оси блока по сечению «заделки» (длину оси сравнить с $H_n = 90 \text{ мм}$)

$$M_u = \frac{P_p}{2} \cdot l = \frac{156000}{2} \cdot 75 = 5850000 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Для цапфы траверсы в серьге подвески

$$M_u = \frac{P_p}{2} \cdot \left(\delta_1 + \frac{\delta_2}{2} \right) = \frac{156000}{2} \cdot \left(3 + \frac{15}{2} \right) = 1638000 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

7. Напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,1 \cdot d^3} = \frac{58,5 \cdot 10^5}{0,1 \cdot 80^3} = 114,5 \text{ МПа.}$$

8. Запас прочности

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_u} \cdot \varepsilon_M = \frac{420}{114,5} \cdot 0,74 = 2,7 > [n] = 1,7 \text{ [15, стр. 54],}$$

где $\varepsilon_M = 0,74$ для $d = 75 \text{ мм}$ [15, стр. 54].

Серьгу рассчитывают (задавшись $\delta_2=15 \text{ мм}$; $b=40 \text{ мм}$; $d_u=20 \text{ мм}$ при величине нагрузки на серьгу $P_p/2$)

- в сечении *Б-Б*

$$\sigma_p = \frac{P_p}{2 \cdot \delta_2 \cdot (b - d_u)} \leq [\sigma]_p = 70 \text{ МПа};$$

$$\sigma_p = \frac{156000}{2 \cdot 15 \cdot (40 - 20)} = 26 \text{ МПа} < [\sigma]_p;$$

- в сечении *В-В*

$$\sigma_p = \frac{P_p}{2 \cdot \delta_2 \cdot (b - d)} = \frac{156000}{2 \cdot 15 \cdot (40 - 20)} = 26 \text{ МПа} < [\sigma]_p;$$

- в сечении *С-С* и *Д-Д* по формулам Лямэ

$$\sigma''' = p \cdot \frac{2 \cdot R^2}{R^2 - \left(\frac{d}{2}\right)^2} = 26 \cdot \frac{2 \cdot 20^2}{20^2 - \left(\frac{20}{2}\right)^2} = 69,3 \text{ МПа} < [\sigma]_p,$$

$$p = \frac{P_p}{2 \cdot d \cdot \delta_2} = \frac{156000}{2 \cdot 20 \cdot 15} = 26 \text{ МПа};$$

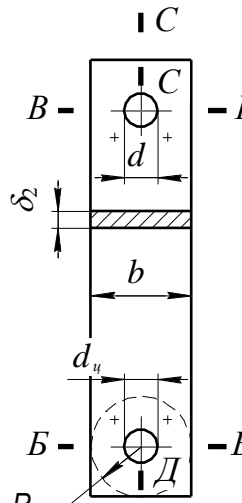


Рисунок 7 – Схема к расчету параметров крюковой подвески

- цапфа траверсы

$$\sigma_{cm} = \frac{P_p}{2 \cdot d_u \cdot \delta_2} \leq [\sigma]_{cm} = 35 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{cm} = \frac{156000}{2 \cdot 20 \cdot 15} = 26 \text{ МПа} < [\sigma]_{cm}.$$

ЗАДАЧА 6. Расчет серьги крюковой подвески ($G=10$ кН; $\delta_1=3$ мм; $\delta=10$ мм)

1. Определить диаметр цапфы траверсы

$$d_y = \sqrt[3]{\frac{G \cdot (\delta + \delta_1)}{2 \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot [\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 10^3 \cdot (10 + 3)}{2 \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot 80}} = 16 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_y=20$ мм.

2. Давление на поверхности цапфы

$$p = \frac{G \cdot k_\delta}{2 \cdot d_y \cdot \delta} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{2 \cdot 20 \cdot 10} = 31,2 \text{ МПа} < [p] = 35 \text{ МПа.}$$

3. Расчет в сечении Б-Б

$$\sigma_p = \frac{Q \cdot k_\delta}{\delta \cdot (b - d_y)} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{10 \cdot (40 - 20)} = 62,5 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 70 \text{ МПа.}$$

$$b = (1,8 \dots 2) \cdot d_y = (1,8 \dots 2) \cdot 20 = 36 \dots 40 \text{ мм.}$$

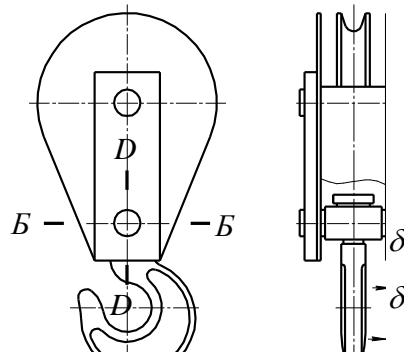
Принимаем $b=40$ мм.

Рисунок 8 – Схема крюковой подвески

4. Расчет сечения D-D по формуле Лямэ

$$\sigma''' = p \cdot \frac{2 \cdot R^2}{R^2 - (d_y / 2)^2} = 31,2 \cdot \frac{2 \cdot 32^2}{32^2 - (20/2)^2} = 69,3 \text{ МПа.}$$

$$R = (0,8 \dots 0,65) \cdot b = (0,8 \dots 0,65) \cdot 20 = 32 \dots 13 \text{ мм}; \quad R = 32 \text{ мм.}$$

$$\sigma''' = 69,2 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 70 \text{ МПа.}$$

ЗАДАЧА 7. Выбор подшипников блоков подвески

Исходные данные:

$G=125000 \text{ Н}$ – грузоподъемность;

$D_{\delta}=400 \text{ мм}$ – диаметр блока;

$v=29 \text{ м/мин}$ – скорость каната;

$z=2$ – количество подшипников в ступице блока;

$d_k=18 \text{ мм}$ – диаметр каната.

1. Нагрузка на один подшипник

$$G_1 = \frac{G}{z} = \frac{125000}{2} = 62500 \text{ Н.}$$

2. Частота вращения

$$n_{\delta} = \frac{v}{\pi \cdot (D_{\delta} + d_k)} = \frac{29}{3,14 \cdot (0,4 + 0,018)} \approx 23 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Расчетный срок службы подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\delta}} \cdot \left(\frac{C}{P_{\text{экв}}} \right)^3,$$

где n_{δ} – частота вращения, мин^{-1} ;

C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н ;

$P_{\text{экв}}$ – эквивалентная нагрузка на подшипник, Н .

4. Эквивалентная нагрузка на подшипник

$$P_{\text{экв}} = G_1 \cdot V \cdot k_{\delta} \cdot k_T = 62500 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1 = 90000 \text{ Н},$$

где $V=1,2$ – коэффициент кольца [9, стр. 197];

$k_{\delta}=1,2$ – динамический коэффициент [15, стр. 58];

$k_T=1$ – температурный коэффициент [9, стр. 198, табл. 11.12].

5. Желаемая долговечность

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_{\delta}}{10^6} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 23}{10^6} = 1,38 \text{ млн. об.},$$

где $L_h=1000 \text{ ч}$ – расчетный срок службы в часах при ПВ 15% [6, стр. 24, табл. 14].

6. Необходимая динамическая грузоподъемность подшипника

$$C = P_{\text{экв}} \cdot \sqrt[m]{L} = 90000 \cdot \sqrt[3]{1,38} = 100200 \text{ Н.}$$

При заданном диаметре оси блока $d=80 \text{ мм}$ этой грузоподъемности соответствует шариковый радиальный однорядный подшипник средней серии № 316 по ГОСТ 8338-75 с динамической грузоподъемностью $C=124 \text{ кН}$ [9, стр. 396, приложение 17].

ЗАДАЧА 8. Механизм передвижения тележки крана

Исходные данные:

Грузоподъемность – $Q=10\text{ т}$;

Масса тележки – $Q_0=4\text{ т}$;

Скорость передвижения тележки – $v_m=0,647\text{ м/с}$.

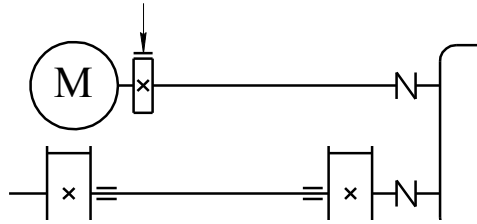


Рисунок 9 – Схема механизма передвижения тележки

1. Выбор электродвигателя и редуктора

1.1. Определим статическую мощность электродвигателя

$$P_{\text{ос}} = \frac{W_{\Sigma} \cdot v_m}{\eta_{\text{общ}}},$$

где W_{Σ} – сопротивление передвижению тележки по рельсам в установившемся режиме, H ;

v_m – скорость передвижения тележки, $м/с$;

$\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД механизма, $\eta_{\text{общ}}=0,80\dots0,85$ [5, стр. 30].

Определить числовое значение величин, вошедших в формулу,

$$W_{\Sigma} = W_{\text{тр}} + W_{\alpha} + W_{\text{в}},$$

где $W_{\text{тр}}$ – сопротивление от сил трения, возникающее в колесе, H ;

W_{α} – сопротивление от уклона пути, H ;

$W_{\text{в}}$ – сопротивление от ветровой нагрузки для кранов, работающих в закрытых помещениях, $W_{\text{в}}=0\text{ Н}$.

Сопротивление от сил трения

$$W_{\text{тр}} = \frac{(Q + Q_0) \cdot g}{D_{\kappa}} \cdot (d \cdot f + 2 \cdot \mu) \cdot K_p,$$

где Q – грузоподъемность, $т$;

Q_0 – масса тележки, $т$;

$g \approx 10\text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$R_{\kappa}=150\text{ мм}$ – радиус ходового колеса при скорости качения 50 м/мин , ПВ 25% и допустимой нагрузке до $7,9\text{ т}$ [3, стр. 288, табл. 52], соответственно диаметр ходового колеса $D_{\kappa}=300\text{ мм}$ [приложение, табл. 11];

$d=70\text{ мм}$ – диаметр цапфы (принят по номеру подшипника № 3614) [3, стр. 288, табл. 51];

$f=0,015\dots0,02$ – коэффициент трения на цапфе [приложение, табл. 12]; [2, стр. 19, табл. 2.5]; [3, стр. 74]. Принимаем $f=0,015$;

$\mu=0,3\dots1,0\text{ мм}$ – коэффициент трения качения по рельсам [приложение, табл. 11]; [2, стр. 19, табл. 2.4]; [3, стр. 74, табл. 17]. Примем $\mu=0,3\text{ мм}$ плечо реакции рельса при качении колеса при плоской головке рельса и диаметре колеса $D_{\kappa}=300\text{ мм}$;

$K_p=2$ – коэффициент, учитывающий дополнительные потери от трения в ребордах колес о рельсы, токосяемниках [приложение, табл. 13]; [2, стр. 19, табл. 2.5]; [3, стр. 74, табл. 16].

После подстановки выбранных величин в формулу получаем

$$W_{mp} = \frac{(10 + 4) \cdot 10}{300} \cdot (70 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,3) \cdot 2 = 1,54 \text{ кН} = 1540 \text{ Н}.$$

Определяем сопротивление от уклона подкрановых путей

$$W_{\alpha} = \alpha \cdot (Q + Q_0) \cdot g,$$

где $\alpha=0,0015$ – коэффициент уклона подкрановых путей (расчетный уклон подкрановых путей).

$$W_{\alpha} = 0,0015 \cdot (10 + 4) \cdot 10 = 0,210 \text{ кН} = 210 \text{ Н}.$$

Сопротивление передвижению тележки по рельсам в установившемся режиме

$$W_{\Sigma} = 1540 + 210 = 1750 \text{ Н}.$$

Подставив значения, получим

$$P_{\text{дв}} = \frac{W_{\Sigma} \cdot v_m}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{1750 \cdot 0,647}{0,85} = 1332 \text{ Вт} = 1,33 \text{ кВт}.$$

1.2. Выбор электродвигателя

Принимаем электродвигатель АИР90L6, мощностью $P_{\text{дв}}=1,5 \text{ кВт}$; частотой вращения $n_{\text{дв}}=925 \text{ мин}^{-1}$ при ПВ 25%; маховой момент $(mD^2)_p=0,0294 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; коэффициент максимальных моментов $K_{\text{max}}=T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}=2,2$ [2, стр. 279, приложение 35]. Диаметр вала электродвигателя $d=24 \text{ мм}$ [2, стр. 280, приложение 36].

Принят самый маленький крановый двигатель. Вследствие отсутствия двигателей меньшей мощности приходится ставить указанный двигатель с применением специальной электросхемы, ограничивающей максимальный пусковой момент [3, стр. 174].

1.3. Номинальный момент на валу двигателя

$$T_n = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{30 \cdot P_{\text{дв}}}{\pi \cdot n_{\text{дв}}} = \frac{30 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 925} = 15,49 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

1.4. Частота вращения ходовых колес

$$n_{\kappa} = \frac{v_m \cdot 60}{\pi \cdot D_{\kappa}} = \frac{0,647 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,3} = 41,2 \text{ мин}^{-1}.$$

1.5. Передаточное число редуктора

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\kappa}} = \frac{925}{41,2} = 22,45.$$

1.6. Вращающий момент на тихоходном валу привода

$$T_2 = T_n \cdot K_{\text{max}} \cdot u \cdot \eta_{\text{общ}} = 15,49 \cdot 2,2 \cdot 22,45 \cdot 0,85 = 650,29 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

1.7. Выбор редуктора

Принимаем редуктор типа Ц2У [2, стр. 284, табл. 40]. Принимаем редуктор Ц2У-160 с передаточным числом $u_p=22,4$; вращающий момент на тихоходном валу $1,0 \text{ кН}\cdot\text{м}$ [2, стр. 284, приложение 40].

1.8. Определим погрешность скорости передвижения

$$n_{\text{кф}} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p} = \frac{925}{22,4} = 41,29 \text{ мин}^{-1}.$$

$$v_{\text{мф}} = \pi \cdot D_{\text{к}} \cdot n_{\text{кф}} = 3,14 \cdot 0,3 \cdot 41,29 = 38,9 \text{ м/мин} = 0,648 \text{ м/с}.$$

$$\Delta v = \frac{v_m - v_{\text{мф}}}{v_m} \cdot 100 = \frac{|0,647 - 0,648|}{0,647} \cdot 100 = 0,15\% < 15\%,$$

что допустимо без перерасчета [3, стр. 174].

2. Подбираем муфту с тормозным шкивом для установки тормоза.

В выбранной схеме механизма передвижения (рис. 9) муфта с тормозным шкивом установлена между редуктором и электродвигателем. В соответствии с рекомендациями подбираем упругую втулочно-пальцевую муфту с наибольшим диаметром расточки под вал 28 мм [2, стр. 298, приложение 65]. Момент инерции тормозного шкива муфты $I_m=0,008 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ [4, стр. 23, табл. 1]. Маховой момент $(mD^2)_m \approx 4 \cdot I_m = 4 \cdot 0,008 = 0,032 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

3. Подобранный двигатель проверяем по условиям пуска

В период неустановившегося движения при пуске и торможении необходим учет сил инерции. Мерил инерционности механизма выступает маховой момент вращающихся и поступательно движущихся деталей механизма и массы груза. Выбор двигателя и тормоза и проверка их работоспособности проводится с участием названного параметра.

3.1. Время пуска

$$t_n = \frac{(mD^2)_{\text{общ}} \cdot n_{\text{дв}}}{38 \cdot T_n} \cdot t_{\text{н.о}} \leq [t_n],$$

где $(mD^2)_{\text{общ}}$ – общий маховой момент всех движущихся масс механизма, приведенный к быстроходному валу электродвигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} ;

$t_{\text{н.о}}$ – относительное время пуска, с;

T_n – номинальный момент на валу двигателя, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

$[t_n]=2-4 \text{ с}$ – допускаемое время пуска для крановых тележек [2, стр. 64].

3.2. Общий маховой момент равен [2, стр. 63]

$$\begin{aligned} (mD^2)_{\text{общ}} &= 1,2 \cdot [(mD^2)_p + (mD^2)_m] + (mD^2)_o = 1,2 \cdot [(mD^2)_p + (mD^2)_m] + \frac{365 \cdot (Q + Q_0) \cdot v_m^2}{n_{\text{дв}}^2 \cdot \eta_{\text{общ}}} = \\ &= 1,2 \cdot [0,0294 + 0,032] + \frac{365 \cdot (10 + 4) \cdot 10^3 \cdot 0,647^2}{925^2 \cdot 0,85} = 3,01 \text{ кг}\cdot\text{м}^2. \end{aligned}$$

Статический момент [2, стр. 73]

$$T_c = \frac{P_c}{\omega_{\text{обс}}} = \frac{30 \cdot W_{\Sigma} \cdot v_m}{\pi \cdot n_{\text{обс}}} = \frac{30 \cdot 1750 \cdot 0,647}{3,14 \cdot 925} = 11,69 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Относительное время пуска принимаем в зависимости от коэффициента $\alpha = T_c/T_n$. Поскольку $\alpha = 11,69/15,49 = 0,75$, то $t_{n.o} = 1$ [2, стр. 41, рис. 3.23] (T_n см. п. 1.3.).

Тогда

$$t_n = \frac{(mD^2)_{\text{общ}} \cdot n_{\text{обс}}}{38 \cdot T_n} \cdot t_{n.o} = \frac{3,01 \cdot 925}{38 \cdot 15,49} \cdot 1 = 4,73 \text{ с} > [t_n].$$

Условие не выполняется.

3.3. Ускорение в период пуска определяем по формуле

$$a_n = \frac{v_m}{t_n} \leq [a],$$

где $[a] = 0,6 \text{ м/с}^2$ – допускаемое ускорение для механизмов общего назначения [2, стр. 64].

$$a_n = \frac{0,647}{4,73} = 0,14 \text{ м/с}^2 < [a].$$

Условие выполняется.

4. Проверяем запас сцепления приводных колес с рельсами по условию пуска без груза при максимальном моменте двигателя, когда сила сцепления приводных колес с рельсами наименьшая [2, стр. 74]

$$K_{cy} = \frac{R'_{np} \cdot \varphi_{cy}}{W'_{\Sigma} + Q_m \cdot g \cdot 10^3 \cdot \left[\frac{a'_n}{g} - \frac{z_{np} \cdot f_1 \cdot d}{z_k \cdot D_k} \right]} \geq [K_{cy}],$$

где R'_{np} – суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза, H;

φ_{cy} – коэффициент сцепления приводных колес с рельсами. Для кранов, работающих в помещении, $\varphi_{cy} = 0,15$;

W'_{Σ} – статическое сопротивление передвижению тележки в установившемся режиме без груза, H;

a'_n – ускорение при пуске двигателя без учета груза, м/с^2 ;

z_k – число ходовых колес;

z_{np} – число приводных колес;

D_k – диаметр ходового колеса, мм;

$[K_{cy}] = 1,2$ – минимально допустимый коэффициент запаса сцепления.

4.1. Общий маховой момент всех движущихся масс механизма, приведенный к быстроходному валу без учета груза [2, стр. 74]

$$\begin{aligned} (mD^2)'_{\text{общ}} &= 1,2 \cdot [(mD^2)_p + (mD^2)_m] + (mD^2)_o = 1,2 \cdot [(mD^2)_p + (mD^2)_m] + \frac{365 \cdot Q_0 \cdot v_m^2}{n_{\text{обс}}^2 \cdot \eta_{\text{общ}}} = \\ &= 1,2 \cdot [0,0294 + 0,032] + \frac{365 \cdot 4 \cdot 10^3 \cdot 0,647^2}{925^2 \cdot 0,85} = 0,91 \text{ кз} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

4.2. Суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза равна

$$R'_{np} = K \cdot \frac{Q_m \cdot g}{z_k} \cdot z_{np} = 1,1 \cdot \frac{4 \cdot 10}{4} \cdot 2 = 22 \text{ кН} = 22000 \text{ Н},$$

где $K=1,1$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между приводными и не приводными колесами;

z_k – число ходовых колес;

z_{np} – число приводных колес.

4.3. Статическое сопротивление передвижению тележки в установившемся режиме без груза

$$W'_\Sigma = W'_{mp} + W'_\alpha,$$

где W'_{mp} – сопротивление от сил трения, возникающее в колесе, H ;

W'_α – сопротивление от уклона пути, H .

4.3.1. Сопротивление от сил трения

$$W'_{mp} = \frac{Q_m \cdot g}{D_k} \cdot (d \cdot f_1 + 2 \cdot \mu) \cdot K_p = \frac{4 \cdot 10}{300} \cdot (70 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,3) \cdot 2 = 0,44 \text{ кН} = 440 \text{ Н}.$$

4.3.2. Определяем сопротивление от уклона подкрановых путей

$$W'_\alpha = \alpha \cdot Q \cdot g = 0,0015 \cdot 4 \cdot 10 = 0,06 \text{ кН} = 60 \text{ Н}.$$

$$W'_\Sigma = 440 + 60 = 500 \text{ Н}.$$

4.4. Момент сопротивления, приведенный к валу электродвигателя, при установившемся движении тележки без груза [2, стр. 74]

$$T'_c = \frac{W'_\Sigma \cdot D_k}{2 \cdot u \cdot \eta_{\text{общ}}} = \frac{500 \cdot 0,3}{2 \cdot 22,4 \cdot 0,85} = 3,94 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Относительное время пуска принимаем в зависимости от коэффициента $\alpha = T'_c / T_n$. Поскольку $\alpha = 3,94 / 15,49 = 0,25$, то $t'_{n.o} = 0,9$ [2, стр. 41, рис. 3.23].

Тогда

$$t'_n = \frac{(mD^2)'_{\text{общ}} \cdot n_{\text{дв}}}{38 \cdot T_n} \cdot t'_{n.o} = \frac{0,91 \cdot 925}{38 \cdot 15,49} \cdot 0,9 = 1,29 \text{ с}.$$

Ускорение при пуске

$$a'_n = \frac{v_m}{t'_n} = \frac{0,647}{1,29} = 0,5 \text{ м/с}^2.$$

Окончательно будем иметь

$$K_{cy} = \frac{22000 \cdot 0,15}{500 + 4 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot \left[\frac{0,5}{10} - \frac{2 \cdot 0,015 \cdot 70}{4 \cdot 300} \right]} = 1,36 > [K_{cy}] = 1,2.$$

Следовательно, запас сцепления обеспечен.

5. Выбор тормоза

Процесс торможения аналогичен процессу разгона механизма с той разницей, что сопротивление сил трения способствуют торможению, и, следовательно, уменьшению требуемого тормозного момента.

Тормозной момент определяют с учетом обеспечения необходимого запаса сцепления заторможенных колес с рельсами (отсутствие юза). Расчет проводят для наиболее опасных условий работы крана без груза, когда сила сцепления наименьшая.

5.1. Тормоз подбирают по условию [2, стр. 75]

$$T_T \leq [T_T],$$

где T_T – расчетный тормозной момент, $H \cdot м$;

$[T_T]$ – тормозной момент, развиваемый тормозом, $H \cdot м$.

При работе крана в помещении расчетный тормозной момент определяют для движения крана под уклон по прямой без груза. Трение реборд о рельсы не учитывают, так как в процессе торможения реборды колес могут не задевать за головки рельсов.

$$T_T = (W'_\alpha - W'_{mp \min}) \cdot \frac{D_\kappa \cdot \eta_{\text{общ}}}{2 \cdot u} + \frac{n_{\text{дв}} \cdot (mD^2)'_{o.m.}}{38 \cdot t_T},$$

где $W'_{mp \min}$ – сопротивление от сил трения (без учета трения реборд), H ;

W'_α – сопротивление движению от уклона, H ;

$(mD^2)'_{o.m.}$ – общий маховой момент, $кг \cdot м^2$;

t_T – время торможения, $с$.

5.1.1. Приведенный к валу тормозного шкива маховой момент вращательно и поступательно движущихся масс механизма передвигания без учета груза [2, стр. 75]

$$\begin{aligned} (mD^2)'_{o.m.} &= 1,2 \cdot [(mD^2)_p + (mD^2)_m] + \frac{365 \cdot Q_0 \cdot v_m^2 \cdot \eta_{\text{общ}}}{n_{\text{дв}}^2} = \\ &= 1,2 \cdot [0,0294 + 0,032] + \frac{365 \cdot 4 \cdot 10^3 \cdot 0,647^2 \cdot 0,85}{925^2} = 0,68 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

5.2. Сопротивление от сил трения качения без учета трения о рельсы

$$W'_{mp \min} = \frac{Q_m \cdot g}{D_\kappa} \cdot (d \cdot f_1 + 2 \cdot \mu) = \frac{4 \cdot 10}{300} \cdot (70 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,3) = 0,22 \text{ кН} = 220 \text{ Н}.$$

5.2.1. Определяем сопротивление от уклона подкрановых путей

$$W'_\alpha = \alpha \cdot Q \cdot g = 0,0015 \cdot 4 \cdot 10 = 0,06 \text{ кН} = 60 \text{ Н}.$$

5.3. Время торможения

$$t_T = \frac{v_m}{a_{T \min}},$$

где $a_{T \min}$ – максимально допустимое ускорение, $м/с^2$.

5.4. Задавая запас сцепления $K_{c\mu}=1,2$, определим максимально допустимое ускорение [2, стр. 75]

$$a_{T \min} = \left[\frac{z_{np}}{z_k} \cdot \left(\frac{\varphi_{c\mu}}{K_{c\mu}} - f \cdot \frac{d}{D_k} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{1}{D_k} \right] \cdot g =$$

$$= \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,15}{1,2} - 0,015 \cdot \frac{70}{300} \right) + (2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 70) \cdot \frac{1}{300} \right] \cdot 10 = 0,66 \text{ м/с}^2.$$

5.5. Вычисляем время торможения

$$t_T = \frac{0,647}{0,66} = 0,98 \text{ с.}$$

5.6. Находим численное значение тормозного момента

$$T_T = (60 - 220) \cdot \frac{0,3 \cdot 0,85}{2 \cdot 22,4} + \frac{925 \cdot 0,68}{38 \cdot 0,98} = 15,98 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

5.7. Принимает тормоз ТКТ-100 с номинальным тормозным моментом $[T_T]=20 \text{ Н} \cdot \text{м}$ [2, стр. 299, приложение 67, 71], максимально приближенным к расчетному T_T .

Выбранный тормоз проверяем по условиям торможения при работе тележки с грузом.

6. Проверка по времени торможения

6.1. Время торможения

$$t_T = \frac{n_{ос} \cdot (mD^2)_{o.m}}{38 \cdot (T_T + T_{C.T})} \leq [t_T],$$

где $(mD^2)_{o.m}$ – общий маховой момент, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$T_{C.T}$ – статический момент сопротивления, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$[t_T]=3-4 \text{ с}$ – допускаемое время пуска для крановых тележек [2, стр. 70].

6.2. Маховой момент масс [2, стр. 75]

$$(mD^2)_{o.m} = 1,2 \cdot [(mD^2)_p + (mD^2)_m] + \frac{365 \cdot (Q + Q_0) \cdot v_m^2 \cdot \eta_{общ}}{n_{ос}^2} =$$

$$= 1,2 \cdot [0,0294 + 0,032] + \frac{365 \cdot (10 + 4) \cdot 10^3 \cdot 0,647^2 \cdot 0,85}{925^2} = 2,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

6.3. Статический момент сопротивления

$$T_{C.T} = \frac{W_{\Sigma T} \cdot D_k \cdot \eta_{общ}}{2 \cdot u},$$

где $W_{\Sigma T}$ – сопротивление движению при торможении

6.4. Сопротивление движению при торможении

$$W_{\Sigma T} = W_{mp \min} - W_{\alpha},$$

где $W_{mp \min}$ – сопротивление от сил трения, H ;

W_{α} – сопротивление от уклона, H .

6.5. Вычисление интересующих величин

$$W_{mp \min} = \frac{(Q + Q_m) \cdot g}{D_{\kappa}} \cdot (d \cdot f_1 + 2 \cdot \mu) = \frac{(10 + 4) \cdot 10}{300} \cdot (70 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,3) = 0,77 \text{ кН} = 770 \text{ Н}.$$

$$W_{\alpha} = 0,0015 \cdot (10000 + 4000) \cdot 10 = 210 \text{ Н}.$$

Следовательно,

$$W_{\Sigma T} = 770 - 210 = 560 \text{ Н}.$$

Тогда статический момент сопротивления

$$T_{c.T} = \frac{560 \cdot 0,3 \cdot 0,85}{2 \cdot 22,4} = 3,19 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время торможения

$$t_T = \frac{925 \cdot 2,2}{38 \cdot (15,49 + 3,19)} = 2,87 \text{ с} < [t_T] = 3 \dots 4 \text{ с}.$$

Условие выполняется.

6.6. Проверка по замедлению при торможении

$$a_T = \frac{v_m}{t_T} = \frac{0,647}{2,87} = 0,23 \text{ м/с}^2,$$

что меньше максимально допустимого значения для кранов, работающих в помещении, $[a_T] \leq 1 \text{ м/с}^2$. Следовательно, условия торможения выполняются.

Следовательно, условия торможения выполняются.

6.7. Определяем тормозной путь

$$S_T = \frac{v_m \cdot t_T}{2} = \frac{0,647 \cdot 2,87}{2} = 0,93 \text{ м}.$$

По нормам Госгортехнадзора при числе приводных колес, равном половине общего числа ходовых колес, и при $\varphi_{cu} = 0,15$

$$S_T = \frac{v_m^2}{3250 \dots 5400} = \frac{38,82^2}{3250 \dots 5400} = 0,46 \dots 0,28 \text{ м} \approx 0,3 \text{ м},$$

где v_m – скорость передвижения тележки, м/мин .

ЗАДАЧА 9. Разработка металлоконструкции кран-балки и выполнение проверочных расчетов узлов металлоконструкции на прочность

Рассчитать металлоконструкцию пролетного типа – кран-балки при следующих исходных данных:

Грузоподъемность – $Q=2,5 \text{ т}$ (вес поднимаемого груза $G=25000 \text{ Н}$);

Масса тележки – $Q_m=0,5 \text{ т}$ (вес тележки $G_m=5000 \text{ Н}$);

Длина пролета – $L=10 \text{ м}$;

Длина свободного участка – $l_1=6 \text{ м}$;

Высота подъема – $H=6 \text{ м}$;

Режим работы – средний (4М);

По балке перемещается тележка; профиль несущей основной балки – двутавр.

На металлоконструкцию крана действует статическая нагрузка от сил тяжести груза, тележки, балки, а также динамические нагрузки в вертикальной плоскости при подъеме груза «с подхватом» и в горизонтальной – при разгоне и торможении крана [11, стр. 85].

Несущий двутавр испытывает деформацию изгиба в вертикальной плоскости.

На этапе проектирования масса балки неизвестна, поэтому размеры двутавра определяют из условия прочности на изгиб при подъеме груза «с подхватом» и без учета массы балки и горизонтальной нагрузки.

Допустимые напряжения при среднем режиме работы, рекомендуемые для стали Ст 3, $[\sigma]=160 \text{ МПа}$.

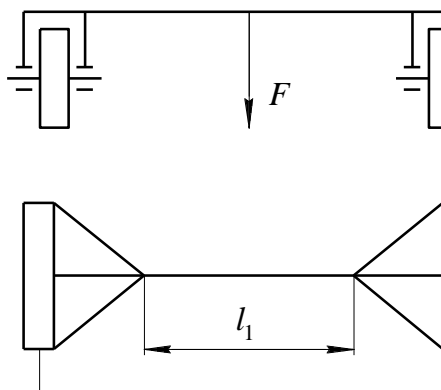


Рисунок 10 – Схема кран-балки

Изгибающий момент при нахождении тележки посередине пролета балки

$$M = \frac{(\psi_{\delta} \cdot G + G_m) \cdot L}{4} = \frac{(1,3 \cdot 25000 + 5000) \cdot 10}{4} = 93750 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\psi_{\delta}=1,3$ – коэффициент динамичности при среднем режиме работы.

Момент сопротивления при подъеме груза «с подхватом»

$$W_x = \frac{M}{\psi_{\sigma} \cdot [\sigma]} = \frac{93750 \cdot 10^3}{0,71 \cdot 160} = 825 \cdot 10^3 \text{ мм}^3,$$

где ψ_{σ} – коэффициент снижения допустимых напряжений для балок, не имеющих вспомогательных элементов, обеспечивающих устойчивость в горизонтальной плоскости, длина свободного участка без раскосов 6 м, $\psi_{\sigma}=0,71$, [2, стр. 96].

По моменту сопротивления выбираем двутавр № 40, у которого $W_x=953 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$, $I_x=19 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$, $W_y=86,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$, масса одного метра длины $q=57 \text{ кг}$ (вес $G_m=57 \cdot 9,81 \approx 570 \text{ Н}$) [приложение, табл. 15]; [2, стр. 303, табл. 74].

Изгибающий момент с учетом коэффициента динамичности и веса несущей балки

$$M = \frac{(\psi_d \cdot G + G_m) \cdot L}{4} + \frac{G_m \cdot L^2}{8} = \frac{(1,3 \cdot 25000 + 5000) \cdot 10}{4} + \frac{570 \cdot 10^2}{8} = 100870 \text{ Н} \cdot \text{м} = 100,87 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

С учетом веса двутавра определяем действующие напряжения

$$\sigma = \frac{M}{W_x} = \frac{100870 \cdot 10^3}{953 \cdot 10^3} = 105,9 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого $[\sigma]=160 \text{ МПа}$ [2, стр. 106].

Проверка балки на прочность в режиме неустановившегося движения.

При торможении кран-балки с грузом основная балка испытывает деформации изгиба в вертикальной плоскости от веса груза, тельфера, самой балки и в горизонтальной плоскости от сил инерции. Суммарное напряжение изгиба определяем как сумму напряжений от изгибающих моментов по плоскостям. Изгибающий момент в вертикальной плоскости при нахождении тележки в среднем положении балки

$$M = \frac{(G + G_m) \cdot L}{4} + \frac{G_m \cdot L^2}{8} = \frac{(25000 + 5000) \cdot 10}{4} + \frac{570 \cdot 10^2}{8} = 82125 \text{ Н} \cdot \text{м} = 82,125 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Примем ускорение при разгоне-торможении предельно допустимым $a_m=[a_m]=0,6 \text{ м/с}^2$. Тогда силы инерции в горизонтальной плоскости

$$F_u = (Q + G_m + q \cdot l_1) \cdot a_m = (2500 + 500 + 57 \cdot 6) \cdot 0,6 = 2005 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент от силы инерции

$$M_y = \frac{F_u \cdot l_1}{4} = \frac{2005 \cdot 6}{4} = 3007 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарное напряжение изгиба

$$\sigma = \sigma_{ux} + \sigma_{uy} = \frac{M_x}{\psi_\sigma \cdot W_x} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{82125 \cdot 10^3}{0,71 \cdot 953 \cdot 10^3} + \frac{3007 \cdot 10^3}{86,1 \cdot 10^3} = 156,3 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого $[\sigma]=160 \text{ МПа}$ [2, стр. 107].

Расчет горизонтальных раскосов моста.

Половина горизонтальной силы инерции воспринимается раскосами балки 1 и 3

$$F = 0,5 \cdot F_u = 0,5 \cdot 2005 \approx 1003 \text{ Н}.$$

В данном примере угол между раскосами и балкой равен 20° . Стержень 2 (рис. 11) усилий не воспринимает, так как перпендикулярен вектору действующей силы F , следовательно $F_2=0$. Стержень 1 растянут, а стержень 3 сжат. Через стержень 3 проводим ось X и перпендикулярно ей ось Y . Углы между векторами сил и осями следующие: между силой F и осью X - $\alpha_1=70^\circ$; F и Y - $\alpha_2=20^\circ$; F_1 и X - $\alpha_3=40^\circ$; F_1 и Y - $\alpha_4=50^\circ$.

Определим усилия в стержнях. Сумма проекций сил на оси X и Y в узле равна нулю, то есть $\Sigma P_x=0$ и $\Sigma P_y=0$.

Сумма проекций сил на ось Y

$$-F \cdot \cos \alpha_2 + F_1 \cdot \cos \alpha_4 = 0,$$

откуда

$$F_1 = \frac{F \cdot \cos \alpha_2}{\cos \alpha_4} = \frac{1003 \cdot \cos 20^\circ}{\cos 50^\circ} = 1466 \text{ Н.}$$

Сумма проекций сил на ось X

$$F_3 - F_1 \cdot \cos \alpha_3 - F \cdot \cos \alpha_1 = 0,$$

откуда

$$F_3 = F_1 \cdot \cos \alpha_3 + F \cdot \cos \alpha_1 = 1466 \cdot \cos 40^\circ + 1003 \cdot \cos 70^\circ = 1466 \text{ Н.}$$

Наиболее опасен раскос 3, работающий на сжатие. Для него должны выполняться условия по предельно допустимым гибкости и прочности. Принимая значения допустимой гибкости $[\lambda] = 120$, определим минимальный радиус инерции уголка. В этом случае коэффициент, учитывающий способ заделки стержня, $\mu = 1$. Длину раскоса определяем из геометрических соотношений стержней металлоконструкции

$$l = \frac{L - l_1}{2 \cdot \cos 20^\circ} = \frac{10 - 6}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 2,13 \text{ м.}$$

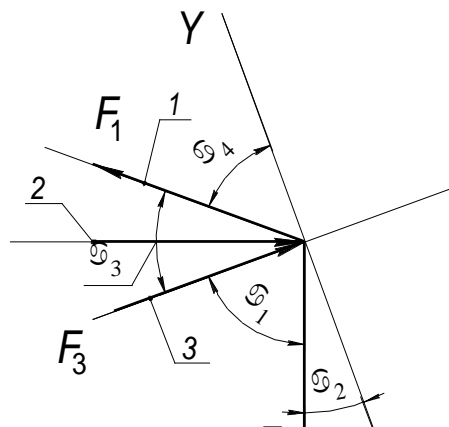


Рисунок 11 – Схема нагружения раскосов

Радиус инерции

$$r_{\min} = \frac{\mu \cdot l}{[\lambda]} = \frac{1 \cdot 2,13 \cdot 10^3}{120} = 17,8 \text{ мм.}$$

Этому требованию удовлетворяет уголок № 11 (по ГОСТ 8509), у которого $r_{\min} = 21,8$ мм [2, стр. 306, приложение 80].

С целью повышения устойчивости раскосов металлоконструкцию следует дополнить стержнями 4 (рис. 12), тем самым вдвое уменьшив расчетную длину сжатого стержня

$$l = \frac{l}{2} = \frac{2,13}{2} \approx 1,07 \text{ м.}$$

Необходимый минимальный радиус инерции также уменьшится

$$r_{\min} = \frac{\mu \cdot l}{[\lambda]} = \frac{1 \cdot 1,07 \cdot 10^3}{120} = 8,92 \text{ мм.}$$

Выбираем уголок № 5. Размеры полок $50 \times 50 \text{ мм}$; толщина полок $d=5 \text{ мм}$; площадь сечения $A=480 \text{ мм}^2$; $r_{\min}=9,8 \text{ мм}$; масса одного метра длины $q=3,77 \text{ кг}$ [2, стр. 306, приложение 80].

Проверяем сжатый раскос на прочность. С этой целью определяем расчетную гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{r_{\min}} = \frac{1 \cdot 1,07 \cdot 10^3}{9,8} = 109,18.$$

Кроме этого необходимо уточнить значение коэффициента φ : $\varphi=0,43$ при $\sigma_{\tau}=240 \text{ МПа}$. Приняв для стали Ст 3 допустимое напряжение растяжения $[\sigma]=160 \text{ МПа}$, находим $[\sigma_{сж}]=\varphi \cdot [\sigma]=0,43 \cdot 160 \approx 69 \text{ МПа}$.

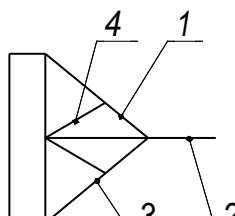


Рисунок 12 – Схема усиления металлоконструкции дополнительными раскосами: 1-4 – стержни

Расчетные напряжения сжатия

$$\sigma_{сж} = \frac{F_3}{A} = \frac{1466}{480} = 3,05 \text{ МПа,}$$

что значительно меньше допустимого. Следовательно, прочность стержня обеспечена. Определяем прогиб в середине балки при номинальной нагрузке

$$\delta = \frac{M_x \cdot L^2}{10 \cdot E \cdot I_x} \leq [\delta],$$

где $[\delta] \leq L/500 = 10000/500 = 20 \text{ мм}$ – допустимое значение прогиба;

E – модуль упругости материала балки: для стали $E=(2,1-2,15) \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

I_x – момент инерции сечения, мм^4 .

Определяем изгибающий момент от сил тяжести груза и тележки

$$M = \frac{(G + G_m) \cdot L}{4} = \frac{(25000 + 5000) \cdot 100000}{4} = 75 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$\delta = \frac{75 \cdot 10^6 \cdot 10000^2}{10 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 19 \cdot 10^7} = 18,8 \text{ мм} < [\delta].$$

Прогиб балки крана не превышает допустимого значения.

Большой запас момента инерции сечения обеспечит достаточную жесткость металлоконструкции.

Контрольные вопросы

1. Что называется полиспастом? Какое его назначение?
2. Какое назначение сдвоенного полиспаста?
3. По какому внешнему отличительному признаку можно узнать сдвоенный полиспаст?
4. Что используется в полиспасте в качестве тягового органа?
5. Какие канаты используются в грузоподъемных машинах?
6. Как выбрать канат (его тип, диаметр)?
7. Максимальное натяжение каната в полиспасте. Написать формулу.
8. От чего зависит коэффициент запаса прочности при выборе каната?
9. Определение диаметра барабана и блоков.
10. Как влияет уменьшение диаметра барабана на работоспособность каната?
11. Как определить длину барабана?
12. Как назначить толщину стенки барабана?
13. Как проверить расчетом на прочность стенку барабана (короткого $L_0 < 3 \cdot D_0$ и длинного $L_0 \geq 3 \cdot D_0$)?
14. Расчет скорости каната, набегающего на барабан, по скорости подъема груза.
15. Как посчитать частоту вращения барабана?
16. Расчет статической мощности двигателя механизма подъема.
17. Определение передаточного числа редуктора механизма подъема.
18. Выбор редуктора механизма подъема.
19. Момент статических сил при торможении механизма подъема груза.
20. Необходимый момент, развиваемый стопорным тормозом.
21. Проверка тормоза по величине давления на тормозной колодке.
22. Расчет оси тормозной колодки.
23. Найти силу прижатия тормозной колодки.
24. Расчет рычага тормоза типа ТКТ на изгиб.
25. Расчет хвостовика крюка на прочность.
26. Расчет траверсы крюка на изгиб.
27. Проверка цапф траверсы на изгиб и рабочее давление.
28. Выбор подшипника под гайку крюка.
29. Выбор подшипника блока крюковой подвески.
30. Способы крепления каната на барабане.
31. Из каких составляющих складывается общая сила сопротивления передвижению крана?
32. Из каких моментов складывается суммарный момент торможения крана при остановке?
33. Как выбрать ходовое колесо тележки (крана)?
34. По каким напряжениям проверить прочность ходового колеса?
35. В каких осях координат ведут расчет деформации главной балки моста?
36. Какие силы создают деформацию балки?
37. Что является критерием достаточной жесткости конструкции моста?

1.2. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КРАН-БАЛКИ С ТЕЛЬФЕРОМ

ЗАДАЧА 10. Расчет механизма подъема электротали

Исходные данные:

Грузоподъемность – $Q=2,5 \text{ т}$;

Скорость подъема груза – $v_{zp}=8 \text{ м/мин}$;

Высота подъема – $H=6 \text{ м}$;

Режим работы – средний (4М).

Для электротали грузоподъемностью $2,5 \text{ т}$ принимаем сдвоенный полиспаст кратностью $K_n=2$, по рекомендации [приложение, табл. 1]; [2, стр. 30, табл. 3.2] и крюковую подвеску с блоками на подшипниках качения. Кинематическая схема механизма подъема представлена на рисунке 13.

В качестве тягового органа используем канат.

1. Выбор системы подвеса груза и предварительное составление кинематической схемы

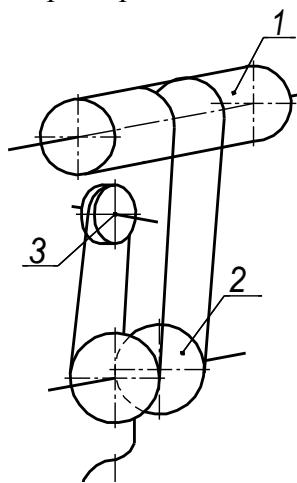


Рисунок 13 – Система подвеса груза: 1 – барабан с тяговым органом; 2 – крюковая подвеска с подвижной обоймой блоков; 3 – уравнительный блок

2. Рассчитываем максимальное натяжение гибкого органа

$$S_{\max} = \frac{Q \cdot g}{K_n \cdot \eta_n \cdot a},$$

где Q – грузоподъемность, t ;

g – ускорение свободного падения; m/c^2 ;

a – количество полиспастов;

K_n – кратность полиспаста;

η_n – КПД полиспаста, $\eta_n \approx \eta_0^z$, [2, стр. 31];

η_0 – КПД блока, зависит от типа подшипников, установленных на его оси, для подшипников качения $0,97 \dots 0,98$;

z – число подвижных блоков полиспаста;

$$S_{\max} = \frac{2,5 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,98^2 \cdot 2} = 6,4 \text{ кН}.$$

Примечание: В сдвоенном полиспасте на каждый подвижный блок приходится половина общего веса груза.

3. Определяем разрывное усилие каната

$$S_{раз} \geq S_{max} \cdot n,$$

где n – коэффициент запаса прочности каната, зависит от типа и режима работы ГПМ, при среднем режиме $n=5,6$ [приложение, табл. 2]; [2, стр. 32, табл. 3.3].

$$S_{раз} \geq 6,4 \cdot 5,6 = 35,8 \text{ кН}.$$

Выбираем канат по разрывному усилию $d_k=8,1$ мм, канат типа ЛК-РО 6×36+1 о.с., $S_{раз}=37,8$ кН [приложение, табл. 5]; [2, стр. 270, приложение 21], ГОСТ 7668-80 (линейный контакт проволок, в пряди расположены слои проволок разного и одинакового диаметра).

4. Определяем диаметр грузового барабана.

$$D_{\sigma} = D_{блока} \geq e \cdot d_k \geq 20 \cdot 8,1 = 162 \text{ мм}.$$

где e – коэффициент пропорциональности, зависящий от типа грузоподъемного крана и режима работы, для электротали $e=20$ [приложение, табл. 2]; [2, стр. 34, табл. 3.5].

5. Определяем требуемую мощность привода механизма подъема

$$P_{\sigma} = \frac{g \cdot Q \cdot v_{сп}}{60 \cdot \eta_{общ}} = \frac{9,81 \cdot 2,5 \cdot 8}{60 \cdot 0,84} = 3,9 \text{ кВт},$$

где $v_{сп}$ – скорость подъема груза, м/мин;

$\eta_{общ}$ – общий КПД привода, зависит от КПД подшипников, барабана и редуктора

$$\eta_{общ} = \eta_{\sigma}^z \cdot \eta_{бар} \cdot \eta_{ред} = 0,97^2 \cdot 0,97 \cdot 0,92 = 0,84,$$

так как принимаем встроенный в барабан электродвигатель марки 4АС112МА6А3, мощностью $P_{\sigma}=3,8$ кВт, частотой вращения $n_{\sigma}=910$ мин⁻¹, момент инерции ротора $I_{\sigma}=0,017$ кг·м² при диаметре статора 223 мм, принимаем $D_{\sigma}=250$ мм [4, стр. 33, табл. 1].

Вариант другой компоновки механизма подъема. (Кроме этого двигателя, можно установить мотор-редуктор, принимаем из стандартного ряда ближайший к расчетному $D_{\sigma}=180$ мм [13]).

Выбираем мотор-редуктор МП₃ 2-80.

Характеристика:

Частота вращения на выходном валу – $n_{\sigma}=28$ мин⁻¹;

Обороты двигателя – $n_{\sigma}=960$ мин⁻¹;

Мощность двигателя – $P_{\sigma}=5$ кВт;

Марка двигателя – 4А132S6;

Передаточное число – $u=34,2$;

Крутящий момент на выходном валу – $T=1550$ Н.

6. Определяем частоту вращения грузового барабана

$$n_{\sigma} = \frac{K_n \cdot v_{сп}}{\pi \cdot D_{\sigma}} = \frac{2 \cdot 8}{3,14 \cdot 0,25} = 20 \text{ мин}^{-1}.$$

7. Рассчитываем статические моменты на валу грузового барабана и на валу двигателя

$$T_{см.б} = \frac{a \cdot S_{max} \cdot D_b}{2 \cdot \eta_b} = \frac{2 \cdot 6400 \cdot 0,25}{2 \cdot 0,97} = 1650 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_{дв} = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{30 \cdot P_{дв} \cdot 10^3}{\pi \cdot n_{дв}} = \frac{3800 \cdot 30}{3,14 \cdot 910} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\omega_{дв}$ – угловая скорость быстроходного вала, c^{-1} ;

8. Определяем общее передаточное число механизма подъема

$$u = \frac{n_{дв}}{n_b} = \frac{910}{20} = 45,5.$$

Редуктор электротали двухступенчатый соосный. Разбивку общего передаточного числа редуктора производим согласно рекомендациям [13, стр. 3].

Передаточное число первой ступени $u_1=10,0$; второй ступени $u_2=4,5$;

$$u_{\phi} = u_1 \cdot u_2 = 45.$$

Фактическое передаточное число может отличаться от расчетного: $\Delta u \leq \pm 4\%$.

$$\Delta u = \frac{u - u_{\phi}}{u_{\phi}} \cdot 100\% = \frac{45,5 - 45}{45} \cdot 100\% = 1,1\% < 4\%.$$

9. Определяем вращающий момент на промежуточном валу редуктора, где будет установлен грузоупорный тормоз

$$T_2 = \frac{T_{см.б}}{u_2 \cdot \eta_{зуб}} = \frac{1650}{4,5 \cdot 0,97} = 378 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\eta_{зуб}=0,97$ – КПД зубчатой передачи одной ступени.

10. Номинальный вращающий момент на быстроходном валу редуктора равен

$$T_1 < T_{дв},$$

$$T_1 = \frac{T_2}{u_1 \cdot \eta_{зуб}} = \frac{378}{10 \cdot 0,97} = 39 \text{ Н} \cdot \text{м} < 40 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

11. Рассчитываем тормозной момент и подбираем тормоз по аналогии с имеющимися прототипами

Тормозной момент на быстроходном и промежуточном валах определяется с учетом коэффициента запаса торможения (β), при установке на электротали двух тормозов $\beta_T=1,25$ [1, стр. 253]. Для стопорного тормоза на быстроходном валу

$$T_{расч.тор_1} = \beta_T \cdot T_1 = 1,25 \cdot 39 = 48,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для спускного тормоза на промежуточном валу:

$$T_{расч.тор_2} = \beta_T \cdot T_2 = 1,25 \cdot 378 = 472,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

12. Определяем усилие давления колодок на тормозной шкив стопорного тормоза (рис. 14)

$$F_n = \frac{T_{расч.тор_1}}{f \cdot D_{ш}} = \frac{48,7}{0,42 \cdot 0,17} = 682 \text{ Н},$$

где $f=0,42$ – коэффициент трения вальцованной ленты по чугуну и стали [приложение, табл. 25]; [1, стр. 217];

$D_{ш}$ – диаметр тормозного шкива, принимаем $D_{ш}=170 \text{ мм}$, [13, стр. 246].

13. Определяем усилие замыкания пружины тормоза [13, стр. 19]

$$P_{зам} = \frac{F_n \cdot a}{(a + b + c) \cdot \eta} = \frac{682 \cdot 105}{(105 + 30 + 110) \cdot 0,95} = 308 \text{ Н}.$$

14. Усилие размыкания

$$P_{раз} = \frac{F_n \cdot a}{a + c} = \frac{682 \cdot 105}{105 + 110} = 333 \text{ Н}.$$

В соответствии с уравнением моментов сил относительно шарнира при нормально-замкнутом тормозе рассчитываем силу пружины, действующей на каждый из двух рычагов, где $a=105 \text{ мм}$; $c=110 \text{ мм}$; $b=30 \text{ мм}$; $l=225 \text{ мм}$ (рис. 14); $\eta=0,95$ – КПД рычажной системы.

15. Усилие электромагнита

$$P_m = \frac{P_{раз} \cdot m}{l \cdot \eta} + \frac{G_p}{2} = \frac{333 \cdot 15}{225 \cdot 0,95} + \frac{4}{2} = 25,4 \text{ Н}.$$

где $G_p=4 \text{ Н}$ – вес рычага, соединяющего якорь электромагнита с размыкающим пальцем; $m=15 \text{ мм}$ – радиус вращения кулачка.

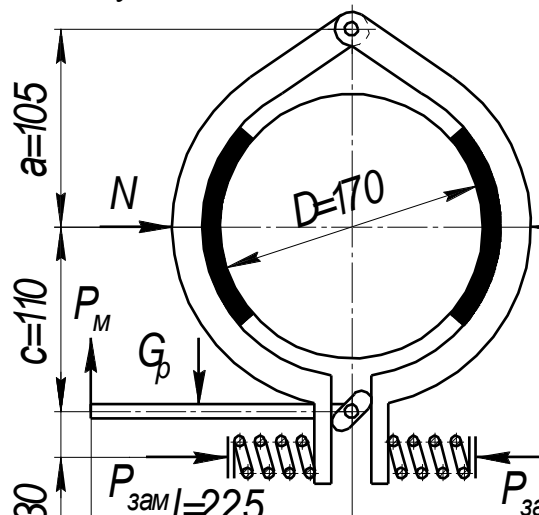


Рисунок 14 – Схема колодочного тормоза

16. Определяем ход электромагнита из равенства [12, стр. 20]

$$h_m \cdot a = \frac{\varepsilon \cdot (a + c) \cdot l}{m},$$

откуда

$$h_m = \varepsilon \cdot \frac{a + c}{a} \cdot \frac{l}{m} = 0,6 \cdot \frac{105 + 110}{105} \cdot \frac{225}{15} = 18,4 \text{ мм},$$

где $\varepsilon=0,6 \text{ мм}$ – величина зазора при отходе колодок.

По усилию и ходу электромагнита производим его выбор.

По этим показателям подходит электромагнит типа МИС-5100 [приложение, табл. 19].

17. Определяем давление на тормозных обкладках

$$p = \frac{N}{L_{об} \cdot B_{об}} = \frac{682}{100 \cdot 30} = 0,23 \text{ МПа} < 0,6 \text{ МПа},$$

где $B_{об}$ – ширина обкладки, мм;

$L_{об}$ – развернутая длина обкладки, зависит от угла обхвата тормозного шкива, мм;

$$L_{об} = \frac{\pi \cdot D_u \cdot \alpha}{360^\circ},$$

где α – угол обхвата тормозного шкива, $\alpha=60 \dots 110^\circ$.

$$L_{об} = \frac{3,14 \cdot 170 \cdot 62}{360^\circ} = 100 \text{ мм}.$$

18. Рассчитываем грузоупорный тормоз

Грузоупорный тормоз установлен на втором (промежуточном) валу редуктора. Тормозной диск посажен на вал, колесо навинчивается на трехзаходную прямоугольную резьбу вала. На цилиндрическом выступе тормозного диска помещен храповик, с обеих сторон которого находятся фрикционные накладки. Из условия прочности вала (по заниженным напряжениям кручения) определяем диаметр вала, ранее выполняем в курсовом проекте по деталям машин.

Определяем угол подъема винтовой линии резьбы

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{z \cdot p}{\pi \cdot d_{cp}} = \frac{3 \cdot 8}{3,14 \cdot 44} = 0,174,$$

где $z=3$ – число заходов резьбы [3, стр. 254];

$\alpha=10^\circ$ – угол подъема резьбы;

$p=8 \text{ мм}$ – шаг резьбы, [15, стр. 282];

d_{cp}, d_n, d_g – соответственно средний, наружный и внутренний диаметр резьбы тормозного вала;

$$d_{cp} = \frac{d_n + d_g}{2} = \frac{48 + 40}{2} = 44 \text{ мм}.$$

19. Определяем осевую силу, возникающую при торможении,

$$Q = \frac{T_2}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot R_c} = \frac{378 \cdot 10^3}{22 \cdot \operatorname{tg}(10 + 2) + 0,14 \cdot 100} = 20,2 \text{ кН},$$

где r – средний радиус витка резьбы, $r = d_{cp}/2$, мм;

$\rho = 2 \dots 3^\circ$ – угол трения резьбы при работе в масляной ванне [1, стр. 215];

$f = 0,14$ – коэффициент трения вальцованной ленты по стали в масле;

R_c – средний радиус поверхностей трения, выбирается конструктивно, с учетом диаметра шестерни.

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_6}{2} = \frac{115 + 85}{2} = 100 \text{ мм},$$

где R_n, R_6 – наружный и внутренний радиус поверхностей трения, мм.

20. Надежность удержания груза возможна при условии:

$$f \cdot R_{cp} \cdot n \geq [r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot R_{cp}] \cdot \eta_{зуб}^2,$$

где n – число пар трения, $n=2$;

$$0,14 \cdot 100 \cdot 2 \geq [22 \cdot \operatorname{tg}(10 + 2) + 0,14 \cdot 100] \cdot 0,97^2,$$

$$28 > 18,7.$$

Условие выполнено, запас торможения равен 1,5.

21. Определяем тормозной момент грузоупорного тормоза на промежуточном валу редуктора

$$T_{T2} = Q \cdot f \cdot R_{cp} \cdot n > T_{расч. тор_2},$$

$$20200 \cdot 0,14 \cdot 0,1 \cdot 2 = 565,5 \text{ Н} \cdot \text{м} > 472,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

22. Проверяем резьбу тормозного вала на смятие [15, стр. 220]

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot z \cdot (d_n^2 - d_6^2)} = \frac{4 \cdot 20200}{3,14 \cdot 3,12 \cdot (48^2 - 40^2)} = 11,72 < 60 \text{ МПа},$$

где z – число витков резьбы в ступице фрикционного диска грузоупорного тормоза.

$$z = \frac{l_{см}}{p} = \frac{25}{8} = 3,12.$$

Принимаем $l_{см} = 25$ мм – длина ступицы.

23. Выбираем грузовой крюк

При грузоподъемности $Q = 2,5$ т, принимаем крюк № 10, у которого диаметр хвостовика М30, масса 3,6 кг, внутренний диаметр резьбы $d_1 = 26,2$ мм [приложение, табл. 10]; [2, стр. 269, табл. 19].

Напряжение в резьбовой части хвостовика крюка

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{25000 \cdot 4}{3,14 \cdot 26,2^2} = 43 \text{ МПа} \leq [\sigma]_p,$$

где $[\sigma]_p=100 \text{ МПа}$ – допустимое напряжение растяжения (для материала крюка Сталь 20).

Условие прочности выполняется.

24. Рассчитываем и выбираем соединительную муфту

Определяем крутящий момент на муфте

$$T_{кр} = K_1 \cdot K_2 \cdot T_{\text{дв}} = 1,3 \cdot 1,1 \cdot 40 = 57,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где K_1 – коэффициент, зависящий от типа крана, $K_1=1,3$;

K_2 – коэффициент, зависящий от условий работы, $K_2=1,1$.

Выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту с вращающим моментом $T_{кр}=250 \text{ Нм}$ моментом инерции $I=0,152 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, массой – 11 кг [4, стр. 23, табл. 3].

25. Проверка выбранного двигателя на возможность разгона механизма с заданным ускорением

В период пуска, кроме статического момента, двигатель преодолевает момент от сил инерции вращающихся элементов привода $M_{ин1}$ и от силы тяжести груза $M_{ин2}$

$$T_{\text{пуск}} = \pm T_{ст} + T_{ин1} + T_{ин2}.$$

При подъеме «+», при опускании «-». Момент статических сил на быстроходном валу при опускании груза

$$T_{ст} = \frac{S_{\text{max}} \cdot a \cdot D_{\delta}}{2 \cdot u_p \cdot \eta_p} = \frac{6400 \cdot 2 \cdot 0,25}{2 \cdot 45 \cdot 0,7} = 32,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_{ин1} = (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{I_{\text{дв}} \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_n} = 1,2 \cdot \frac{0,017 \cdot 910}{9,55 \cdot 1} = 2,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $I_{\text{дв}}$ – момент инерции ротора двигателя, $I_{\text{дв}}=0,017 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ (см. п. 5).

Момент сил инерции поступательно движущейся массы груза, приведенный к валу двигателя

$$T_{ин2} = \frac{T_{\text{бар}}}{u_p \cdot \eta_{\text{общ}}} = \frac{20,8}{45 \cdot 0,84} = 0,55 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_{\text{бар}} = \frac{Q \cdot D_{\delta}^2 \cdot \pi \cdot n_{\delta}}{2 \cdot 60 \cdot K_n^2 \cdot t_n \cdot \eta_p} = \frac{2500 \cdot 0,25^2 \cdot 3,14 \cdot 20}{2 \cdot 60 \cdot 2^2 \cdot 1 \cdot 0,98} = 20,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Пусковой и номинальный момент двигателя

$$T_{\text{пуск}} = 32,5 + 2,4 + 0,55 = 35,45 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$T_{\text{ном}} = T_{\text{дв}} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$, рассчитанный ранее.

Находим коэффициенты пускового и максимального моментов электродвигателя 4АС112МА6УЗ [4, стр. 33, табл. 1]

$$K_{\text{пуск}} = \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} = 1,9; \quad K_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 2,1; \quad K_{\text{cp}} = \frac{K_{\text{пуск}} + K_{\text{max}}}{2} = \frac{1,9 + 2,1}{2} = 2,0.$$

Пусковой момент

$$T_{\text{пуск}} = (0,72 \dots 0,8) T_{\text{ном}} \cdot K_{\text{cp}} = 0,72 \cdot 40 \cdot 2,0 = 57,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Статический момент, развиваемый электродвигателем под действием номинального веса груза

$$T_{\text{cm}} = \frac{Q_z \cdot g \cdot D_{\delta}}{2 \cdot u_p \cdot K_n \cdot \eta_{\text{общ}}} = \frac{2500 \cdot 9,81 \cdot 0,25}{2 \cdot 45 \cdot 2 \cdot 0,84} = 41,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приведенный момент инерции двигателя и муфты

$$I_{\text{пр}} = (1,1 \dots 1,2) \cdot (I_{\text{дв}} + I_{\text{муфта}}) + \frac{Q_z \cdot D_{\delta}^2}{u_p^2 \cdot K_n^2 \cdot \eta_{\text{общ}}} = (1,1 \dots 1,2) \cdot (0,017 + 0,152) + \frac{2500 \cdot 0,25^2}{45^2 \cdot 2^2 \cdot 0,84} = 0,21 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определяем фактическое время пуска механизма подъема

$$t_{\text{н.факт}} = \frac{I_{\text{пр}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} \right)}{T_{\text{пуск}} - T_{\text{cm}}} = \frac{0,21 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 910}{30} \right)}{57,8 - 41,2} = 1,2 \text{ с} \leq [t] = 3 \dots 5 \text{ с}.$$

Фактическое время входит в допустимые пределы.

26. Выбор конструкции крепления грузового каната и расчет его на прочность
Определяем натяжение каната в месте крепления.

$$S_{\text{креп}} = \frac{S_{\text{max}}}{e^{f\alpha}} = \frac{6,4 \cdot 10^3}{2,71^{0,16 \cdot 3\pi}} = 1400 \text{ Н},$$

где e – основание натурального логарифма, $e=2,71$;

α – угол, определяемый количеством витков каната на барабане, необходимых для его закрепления. По правилам Госгортехнадзора должно быть не менее 1,5 витков, $\alpha=3\pi$;

f – коэффициент трения каната о барабан, $f=0,16$ [1, стр. 197].

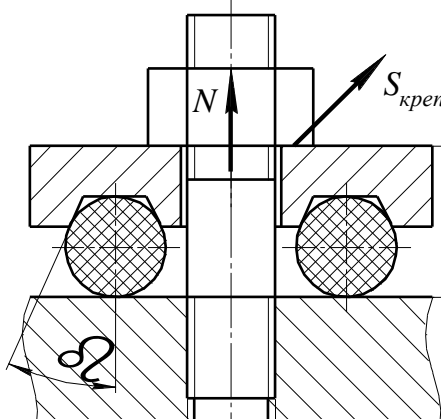


Рисунок 15 – Схема крепления каната

27. Определяем усилие затяжки винтов прижимных планок [13, стр. 25]

$$N = \frac{S_{креп}}{f + f_1} = \frac{1400}{0,16 + 0,25} = 3415 \text{ Н},$$

где f_1 – приведенный коэффициент трения каната и трапецеидальной канавки планки;
 β – угол канавки прижимной планки, $\beta=40^\circ$.

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta} = \frac{0,16}{\sin 40} = 0,25.$$

28. Определяем суммарное напряжение в каждом винте

$$\sigma_\Sigma = \frac{1,3 \cdot N}{z \cdot \pi \cdot \frac{d_1^2}{4}} + \frac{M_{из}}{z \cdot 0,1 \cdot d_1^3} = \frac{1,3 \cdot 3415}{4 \cdot 3,14 \cdot \frac{8,4^2}{4}} + \frac{14000}{4 \cdot 0,1 \cdot 8,4^3} = 79 \text{ МПа},$$

где $M_{из} = S_{креп} \cdot l = 1400 \cdot 10 = 14000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

z – количество винтов крепления каната для двух планок;

l – плечо силы изгиба винта, мм [12, стр. 221, приложение 18];

d_1 – внутренний диаметр винта при М10 равен $d_1=8,4 \text{ мм}$, [12, стр. 267];

$[\sigma]_p=85 \text{ МПа}$ – для материала винта Ст3 [12, стр. 38].

29. Разрабатываем конструкцию грузового барабана и определяем длину каждой из двух нарезанных частей

$$L_n = \left(\frac{H \cdot K_n}{\pi \cdot D_\sigma} + 1,5 + 1,5 \right) \cdot t_H = \left(\frac{6 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,25} + 1,5 + 1,5 \right) \cdot 10 = 183 \text{ мм},$$

где t_H – шаг нарезки барабана, мм.

$$t_H = d_k + 1 \dots 3 \text{ мм} = 8,1 + 1,9 = 10,0 \text{ мм}.$$

30. Определяем рабочую длину барабана

$$L_{раб} = 2 \cdot L_n + b = 183 \cdot 2 + 64 = 430 \text{ мм},$$

где b – длина ненарезанной части участка барабана, принимается 30...150 мм.

31. Толщина стенки проектируемого барабана, изготовленного из серого чугуна СЧ18

$$\delta \geq 0,02 \cdot D_\sigma + 6 \text{ мм} = 0,02 \cdot 160 + 6 \text{ мм} = 9,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $\delta=10 \text{ мм}$.

32. Выполняем проверочный расчет на прочность

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max}}{t_k \cdot \delta} \leq [\sigma]_{сж},$$

где $[\sigma]_{сж}$ – допускаемое напряжение сжатия. Для серого чугуна СЧ18 при среднем режиме работы $[\sigma]_{сж}=90 \text{ МПа}$ [приложение, табл. 4].

$$\sigma_{сж} = \frac{6,4 \cdot 10^3}{10 \cdot 10} = 64 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

33. Выбор крюка по своей грузоподъемности

Кран грузоподъемностью $Q=12,5 \text{ т}$ при легком режиме работы в связи с принятой схемой запасовки каната в полиспасте имеет крюковую подвеску с двумя блоками и длинным крюком.

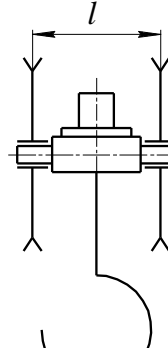


Рисунок 16 – Схема крюковой подвески

Исходя из заданной грузоподъемности и режима работы по ГОСТ 6627-74* выбираем однорогий крюк № 17Б [приложение, табл. 9, 10]; [2, стр. 268, приложение 18]. В качестве материала крюка принята сталь 20 с пределом прочности $\sigma_s=420 \text{ МПа}$; пределом текучести $\sigma_T=250 \text{ МПа}$; коэффициентом запаса прочности $[n]=1,2$ при ПВ 25% и ПВ 15% [15, стр. 47].

Произвести расчет прочности шейки крюка, поперечины, подшипника.

33.1. По таблицам [приложение 9 и 10] принять необходимые размеры

Нарезная часть крюка М64, размер одинаковых сечений (вертикального и горизонтального) $b=75 \text{ мм}$; $h=115 \text{ мм}$; $D=120 \text{ мм}$. Внутренний диаметр резьбы $d_1=57,5 \text{ мм}$; шаг $p=6 \text{ мм}$ [2, стр. 269, приложение 19]; [4, стр. 14, табл. 2]; [15, стр. 48]; [10].

33.2. Напряжения растяжения в нарезной части крюка

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 125000}{3,14 \cdot 57,5^2} = 48 \text{ МПа} < [\sigma]_p,$$

где $d_1=57,5 \text{ мм}$ – внутренний диаметр резьбы [10];

$G=Q \cdot g = 12,5 \cdot 10 = 125 \text{ кН}$ – сила тяжести груза;

$[\sigma]_p=70 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение растяжения [15, стр. 48].

33.3. Высота гайки расчетом резьбы на срез

$$H = \frac{G}{\pi \cdot d_1 \cdot k_1 \cdot k_n \cdot [\tau]_c} = \frac{125000}{3,14 \cdot 50 \cdot 0,87 \cdot 0,6 \cdot 42} = 36 \text{ мм,}$$

где $k_1=0,87$ – коэффициент полноты резьбы: для треугольной резьбы [9, стр. 304]; [7, стр. 69];

$[\tau]_c$ – допускаемые напряжения на срез, МПа;

$k_n=0,6$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между витками [9, стр. 304].

$$[\tau]_c = 0,6 \cdot [\sigma]_p = 0,6 \cdot 70 = 42 \text{ МПа.}$$

С учетом размещения стопорной планки высота гайки принята 75 мм.

33.4. Подшипник под гайкой принимаем по статической грузоподъемности $P_{0a}=F_a$ [9, стр. 203], исходя из размеров шейки крюка $d=70$ мм.

$$P_{0a} = G \cdot k_d = 125000 \cdot 1,25 = 156000 \text{ H},$$

где $k_d=1,25$ – динамический коэффициент [15, стр. 52].

Принимаем упорный подшипник № 8314 средней серии с диаметром опорного кольца $D=125$ мм; статической грузоподъемностью $C_0=250$ кН [9, стр. 412, приложение 27]: $C_0 \geq P_{0a}$.

34. Выбор крюковой подвески

При выборе геометрии подвески учитывать не только грузоподъемность, но и схему запасовки каната (кратность и количество полиспастов), диаметры блоков ($D_{\delta n}=D_{\delta}$).

Длина балки l на расчетной схеме (рис. 17, а) будет соответствовать расстоянию между ручьями двух крайних блоков для сдвоенного полиспаста, а для одинарного полиспаста – длине балки между серединами цапф траверсы.

34.1. Наибольший изгибающий момент

С учетом динамического характера приложения

$$P_p = G \cdot k_d = 125000 \cdot 1,25 = 156000 \text{ H}.$$

$$M_u = \frac{P_p \cdot l}{2 \cdot 2} = \frac{156 \cdot 10^3 \cdot 300}{2 \cdot 2} = 117 \cdot 10^5 \text{ H} \cdot \text{мм},$$

где $l/2$ – плечо силы относительно опасного сечения, мм.

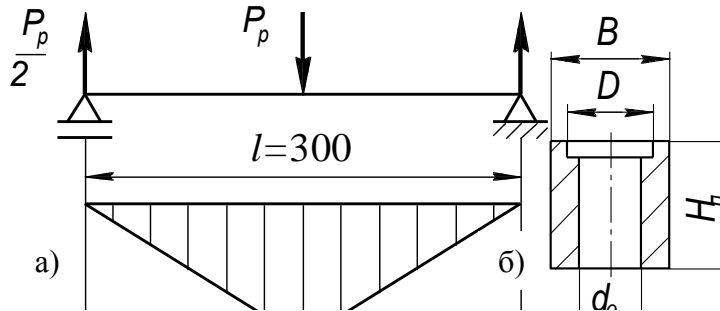


Рисунок 17 – а) Расчетная схема поперечины; б) опасное сечение траверсы

34.2. Допускаемые напряжения изгиба для стали 45 при известном пределе текучести $\sigma_T=420$ МПа; коэффициенте запаса прочности $[n]=1,4$; масштабном коэффициенте $\varepsilon_M=0,74$ [15, стр. 53]

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{[n]} \cdot \varepsilon_M = \frac{420}{1,4} \cdot 0,74 = 220 \text{ МПа}.$$

34.3. Необходимый момент сопротивления сечения

$$W = \frac{M_u}{[\sigma]_u} = \frac{117 \cdot 10^5}{220} = 53,18 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

34.4. Конструктивно назначим размеры траверсы (поперечины)
Ширина поперечины по диаметру подшипника

$$B = D + (10...15) \text{ мм} = 105 + (10...15) \text{ мм} = 120 \text{ мм}.$$

Отверстие для шейки крюка

$$d_0 = d_1 + (2...5) \text{ мм} = 70 + 5 = 75 \text{ мм}.$$

Высоту сечения поперечины H_n выразим из следующей формулы

$$W = \frac{(B - d_0) \cdot H_n^2}{6}.$$

Тогда

$$H_n = \sqrt{\frac{6 \cdot W}{B - d_0}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 53,18 \cdot 10^3}{120 - 75}} = 84,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $H_n = 90 \text{ мм}$.

34.5. Расчет на изгиб

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{117 \cdot 10^5}{53,18 \cdot 10^3} = 220 \text{ МПа}.$$

Фактический запас прочности

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_u} \cdot \varepsilon_M = \frac{420}{220} \cdot 0,74 = 1,41 > [n] \text{ [15, стр. 54]}.$$

34.6. Изгибающий момент оси блока по сечению «заделки» (длину оси сравнить с $H_n = 90 \text{ мм}$, они должны быть соизмеримы)

$$M_u = \frac{P_p}{2} \cdot l = \frac{156000}{2} \cdot 75 = 5850000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Для цапфы траверсы в серьге подвески

$$M_u = \frac{P_p}{2} \cdot \left(\delta_1 + \frac{\delta_2}{2} \right) = \frac{156000}{2} \cdot \left(3 + \frac{15}{2} \right) = 1638000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

34.7. Напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,1 \cdot d^3} = \frac{58,5 \cdot 10^5}{0,1 \cdot 80^3} = 114,5 \text{ МПа}.$$

35. Выбор подшипников блоков подвески

Исходные данные:

$G=125000 \text{ Н}$ – грузоподъемность;

$D_{\delta}=400 \text{ мм}$ – диаметр блока;

$v=29 \text{ м/мин}$ – скорость каната;

$z=2$ – количество подшипников в ступице блока;

$d_k=18 \text{ мм}$ – диаметр каната.

35.1. Нагрузка на один подшипник

$$G_1 = \frac{G}{z} = \frac{125000}{2} = 62500 \text{ Н}.$$

35.2. Частота вращения

$$n_{\delta} = \frac{v}{\pi \cdot (D_{\delta} + d_k)} = \frac{29}{3,14 \cdot (0,4 + 0,018)} \approx 23 \text{ мин}^{-1}.$$

35.3. Расчетный срок службы подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\delta}} \cdot \left(\frac{C}{P_{\text{экв}}} \right)^3,$$

где n_{δ} – частота вращения, мин^{-1} ;

C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н ;

$P_{\text{экв}}$ – эквивалентная нагрузка на подшипник, Н .

35.4. Эквивалентная нагрузка на подшипник

$$P_{\text{экв}} = G_1 \cdot V \cdot k_{\delta} \cdot k_T = 62500 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1 = 90000 \text{ Н},$$

где $V=1,2$ – коэффициент кольца [9, стр. 197];

$k_{\delta}=1,2$ – динамический коэффициент [15, стр. 58];

$k_T=1$ – температурный коэффициент [9, стр. 198, табл. 11.12].

35.5. Желаемая долговечность

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_{\delta}}{10^6} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 23}{10^6} = 1,38 \text{ млн. об},$$

где $L_h=1000 \text{ ч}$ – расчетный срок службы в часах при ПВ 15% [6, стр. 24, табл. 14].

35.6. Необходимая динамическая грузоподъемность подшипника

$$C = P_{\text{экв}} \cdot \sqrt[m]{L} = 90000 \cdot \sqrt[3]{1,38} = 100200 \text{ Н}.$$

При заданном диаметре оси блока $d=80 \text{ мм}$ этой грузоподъемности соответствует шариковый радиальный однорядный подшипник средней серии № 316 по ГОСТ 8338-75 с динамической грузоподъемностью $C=124 \text{ кН}$ [9, стр. 396, приложение 17].

ЗАДАЧА 11. Расчет механизмов передвижения кран-балки

1. Расчет максимальной нагрузки на колесо крана при неблагоприятном расположении тележки (с одной стороны пролета)

$$R_{\max} = \frac{G + G_m}{z_k / 2} + \frac{G_k}{z_k},$$

где G – вес поднимаемого груза, $G=25000 \text{ Н}$ (грузоподъемность $Q=2,5 \text{ т}$);

G_m – вес тележки, $G_m=5000 \text{ Н}$ (масса тележки $Q_m=2,5 \text{ т}$);

z_k – число ходовых колес, принимаем $z_k=4$.

G_k – вес крана, определяемый по формуле [2, стр. 19, (2.5)]

$$G_k = 0,25 \cdot L \cdot \sqrt[3]{Q \cdot g \cdot H} = 0,25 \cdot 10 \cdot \sqrt[3]{2,5 \cdot 9,81 \cdot 6} = 13,3 \text{ кН}.$$

$$R_{\max} = \frac{25000 + 5000}{4/2} + \frac{13300}{4} = 18325 \text{ Н}.$$

$$D_k = 1,7 \cdot \sqrt{18325} = 230 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр ходовых колес равным 200 мм [2, стр. 302, табл. 73].

Диаметр цапфы $d_{ц} \approx D_k / (4 \dots 6) \approx 200 / (4 \dots 6) = (50 \dots 35) \text{ мм}$. Принимаем $d_{ц} = 40 \text{ мм}$.

В случае расчета крана малой грузоподъемности, диаметр ходовых колес можно выбрать из нормальных линейных размеров по ряду Ra 20 ГОСТ 6636-69.

2. Предварительно выбранные ходовые колеса проверяем по контактным напряжениям при линейном контакте

$$\sigma_{к.л.} = a_1 \sqrt{\frac{2 \cdot K_v \cdot R_{\max}}{D_k \cdot b}} = 190 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,1 \cdot 18325}{200 \cdot 50}} = 381 \text{ МПа}$$

Скорость передвижения крана $v_k = 20 \dots 30 \text{ м/мин}$, принимаем $0,45 \text{ м/с}$. Коэффициент влияния скорости $K_v = 1 + 0,2 \cdot v = 1 + 0,2 \cdot 0,45 = 1,1$.

Для стальных колес коэффициент пропорциональности $a_1 = 190$.

b – ширина подкранового пути.

Поскольку допустимые контактные напряжения для стального нормализованного колеса $[\sigma_{к.л.}] = 450 \dots 500 \text{ МПа}$, то условие прочности выполняется.

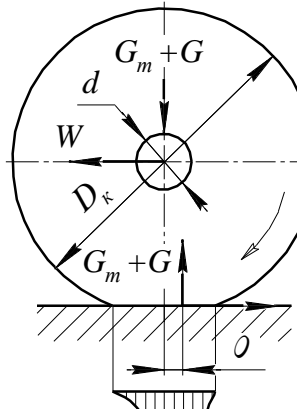


Рисунок 18 – Схема определения момента сопротивления передвижению

3. Определяем статическое сопротивление передвижению кран-балки

$$W = W_{mp} + W_{\alpha}.$$

Соппротивление от сил трения в ходовых частях крана равно

$$W_{mp} = \frac{G + G_m + G_k}{D_k} \cdot (2 \cdot \mu + f_1 \cdot d_u) \cdot K_p = \frac{25 + 5 + 13,3}{200} \cdot (2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 40) \cdot 2 = 0,52 \text{ кН} = 520 \text{ Н}.$$

где μ – коэффициент трения качения, $\mu=0,3$ мм, [приложение, табл. 10]; [2, стр. 19, табл. 2.4];
 f_1 – коэффициент прения в опорах, для подшипников качения, $f_1=0,01 \dots 0,02$, [приложение, табл. 12]; [2, стр. 19, табл. 2.5];
 K_p – коэффициент трения реборд о головку рельса, $K_p=2$ [приложение, табл. 13]; [2, стр. 19, табл. 2.5].

Соппротивление движению от возможного уклона пути

$$W_\alpha = \alpha \cdot (G + G_m + G_k) = 0,002 \cdot (25 + 5 + 13,3) = 0,087 \text{ кН} = 87 \text{ Н}.$$

Таким образом, полное соппротивление равно

$$W = 87 + 520 = 607 \text{ Н}.$$

Поскольку суммарное соппротивление передвижению кран-балки больше допускаемой силы (400 Н), прикладываемой одним рабочим к тяговой цепи, то необходимым является проектирование механизма передвижения крана с электроприводом.

4. Определяем мощность электродвигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{W_\Sigma \cdot v_k}{60 \cdot \eta} = \frac{607 \cdot 25}{60 \cdot 0,9} = 281 \text{ Вт}.$$

Выбираем двигатель АИР 71А6, мощность 0,37 кВт, частота вращения 915 мин^{-1} [2, стр.279, приложение 35].

При необходимости проведения исследования периода неустановившегося движения можно обратиться к задаче № 8

ЗАДАЧА 12. Расчет металлоконструкции кран – балки

Рассчитать металлическую конструкцию главной балки моста кран – балки.

Исходные данные:

$Q=2500 \text{ кг}$ – масса груза;

$Q_T=600 \text{ кг}$ – масса тельфера;

$Q_M=400 \text{ кг}$ – масса механизма передвижения;

$Q_B=450 \text{ кг}$ – масса валов, кабины и т.д.;

$L=8 \text{ м}$ – пролет;

$v=80 \text{ м/мин}$ – скорость крана;

ПВ 25% – режим работы;

Материал балки – Ст 3.

Цель работы – выбор размера сечения главной балки.

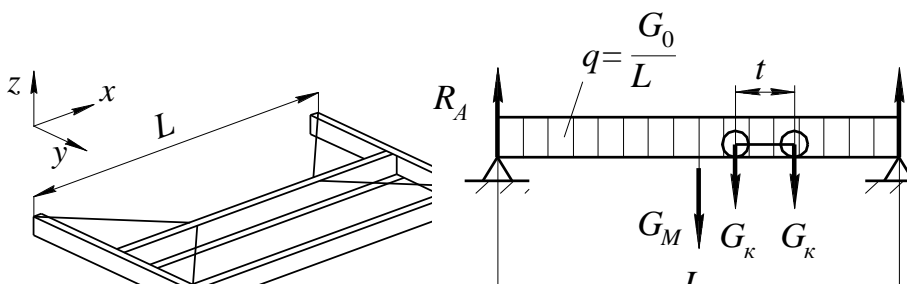


Рисунок 19 – Схема кран – балки

1. Определить изгибающий момент, действующий в вертикальной плоскости, в соответствии с расчетной схемой (рис. 19)

$$M_z = k \cdot \left(\frac{G_0 \cdot L}{8} + \frac{G_M \cdot L}{4} \right) + \psi \cdot \frac{G_k \cdot L}{2},$$

где G_0 – нагрузка от собственного веса балки, кабины, валов механизма передвижения.

Принимаем балку двутаврового сечения высотой h

$$h = \left(\frac{1}{14} \dots \frac{1}{17} \right) \cdot L = \left(\frac{1}{14} \dots \frac{1}{17} \right) \cdot 8 = 0,57 \dots 0,47 \text{ м.}$$

По сортаменту принимаем двутавр № 50 по ГОСТ 8239-89 – масса 1 м балки $q=78,5$ кг/м; площадь сечения $A=100 \text{ см}^2 = 10^4 \text{ мм}^2$; момент сопротивления сечения $W_z=1589 \text{ см}^3 = 1,589 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$; $W_y=123 \text{ см}^3 = 0,123 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$; момент инерции $I_x=39727 \cdot \text{см}^4 = 3,97 \cdot 10^8 \text{ мм}^4$ [приложение, табл. 15]; [2, стр. 303, приложение 74].

Вес валов, кабины и другого оборудования полагаем, распределен равномерно

$$G_0 = (q \cdot L + Q_B) \cdot g = (78,5 \cdot 8 + 450) \cdot 10 = 10780 \text{ Н} = 10,78 \text{ кН.}$$

G_M – вес моторного узла механизма передвижения;

$$G_M = Q_M \cdot g = 400 \cdot 10 = 4000 \text{ Н} = 4 \text{ кН.}$$

G_k – сила давления колес тележки на балку от веса поднимаемого груза и тельфера (см. рис. 19).

$$G_k = \frac{(Q + Q_T) \cdot g}{2} = \frac{(2500 + 600) \cdot 10}{2} = 15500 \text{ Н} = 15,5 \text{ кН,}$$

где Q_T – масса тельфера, кг;

k – коэффициент динамичности при скорости движения балки более 1 м/с ($v=80/60=1,33$ м/с) $k=1,1$;

ψ – коэффициент, учитывающий ударный характер приложения силы от тележки на балку при неустановившемся движении в период пуска и торможения механизма подъема. При ПВ 25% $\psi=1,3$.

Подставляем найденные величины в формулу

$$M_z = 1,1 \cdot \left(\frac{10,78 \cdot 8}{8} + \frac{4 \cdot 8}{4} \right) + 1,3 \cdot \frac{15,5 \cdot 8}{2} = 110,06 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

2. Изгибающий момент в горизонтальной плоскости от сил инерции в период пуска и торможения крана по аналогии с п. 1, но с учетом ускорения при разгоне крана

$$M_y = \frac{v}{60 \cdot t \cdot g} \cdot \left(\frac{G_0 \cdot L}{8} + \frac{G_M \cdot L}{4} + \frac{G_k \cdot L}{2} \right) = \frac{80}{60 \cdot 2,5 \cdot 10} \cdot \left(\frac{10,78 \cdot 8}{8} + \frac{4 \cdot 8}{4} + \frac{15,5 \cdot 8}{2} \right) = 4,31 \text{ кН} \cdot \text{м,}$$

где $t=2,5$ с – усредненные значения времени пуска и торможения.

3. Суммарное напряжение в сечении балки [7, стр. 273, табл. 16.4]

$$\sigma_u = \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{110,06 \cdot 10^6}{1,589 \cdot 10^6} + \frac{4,31 \cdot 10^6}{0,123 \cdot 10^6} = 104,3 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_u = 140 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение изгиба для Ст 3 при учете основных нагрузок [3, стр. 115, табл. 23].

Напряжение значительно ниже допускаемого, и сечение балки может быть уменьшено. Проверим прогиб балки.

4. Определить прогиб балки

$$\delta = \frac{g \cdot (Q + Q_T) \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_z} = \frac{10 \cdot (2500 + 600) \cdot 8000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,97 \cdot 10^8} = 4 \text{ мм.}$$

$$[\delta] = \frac{1}{500} \cdot L = \frac{1}{500} \cdot 8000 = 16 \text{ мм} > \delta.$$

Следовательно, запас по жесткости тоже велик.

5. Уменьшить профиль до № 45 по ГОСТ 8239-89 – масса 1 м $q = 66,5 \text{ кг/м}$; площадь сечения $A = 84,7 \text{ см}^2 = 8,47 \cdot 10^3 \text{ мм}^2$; момент сопротивления сечения $W_z = 1231 \text{ см}^3 = 1,231 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$; $W_y = 101 \text{ см}^3 = 0,101 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$; момент инерции $I_x = 27696 \cdot \text{см}^4 = 2,77 \cdot 10^8 \text{ мм}^4$ [приложение, табл. 15]; [2, стр. 303, приложение 74].

6. Уточняем нагрузку от собственного веса балки и валов

$$G_0 = (q \cdot L + Q_B) \cdot g = (66,5 \cdot 8 + 450) \cdot 10 = 9820 \text{ Н} = 9,82 \text{ кН.}$$

7. Момент, изгибающий в вертикальной плоскости (в общем виде форму см. п. 1)

$$M_z = 1,1 \cdot \left(\frac{9,82 \cdot 8}{8} + \frac{4 \cdot 8}{4} \right) + 1,3 \cdot \frac{15,5 \cdot 8}{2} = 98,42 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

8. Момент в горизонтальной плоскости (в общем виде форму см. п. 2)

$$M_y = \frac{80}{60 \cdot 2,5 \cdot 10} \cdot \left(\frac{9,82 \cdot 8}{8} + \frac{4 \cdot 8}{4} + \frac{15,5 \cdot 8}{2} \right) = 4,26 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

9. Суммарное напряжение

$$\sigma_u = \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{98,42 \cdot 10^6}{1,231 \cdot 10^6} + \frac{4,26 \cdot 10^6}{0,101 \cdot 10^6} = 122,13 \text{ МПа.}$$

10. Проверяем прогиб балки

$$\delta = \frac{(25 \cdot 10^3 + 6 \cdot 10^3) \cdot 8000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,77 \cdot 10^8} = 6,03 \text{ мм.}$$

Следовательно, $\delta < [\delta]$.

Этот вариант может быть принят окончательно (двутавр № 45).

Контрольные вопросы

1. Что называется талью? Что из себя представляет электротельфер?
2. Что называется полиспастом? Какое его назначение?
3. Какое различие в схеме простого и сдвоенного полиспастов?
4. Какой тяговый орган используют в полиспасте?
5. Какие канаты используются в грузоподъемных машинах?
6. Как выбрать тип и диаметр каната?
7. Максимальное натяжение каната в полиспасте. Какой ветви оно принадлежит и как его посчитать?
8. Как выбрать коэффициент запаса прочности каната?
9. Определение диаметров барабана и блоков.
10. Как влияет уменьшение диаметра барабана на работоспособность каната?
11. Как назначить толщину стенки барабана?
12. Как определить длину барабана?
13. Как проверить на прочность толщину стенки короткого $L_6 < 3 \cdot D_6$ и длинного $L_6 \geq 3 \cdot D_6$ барабанов?
14. Расчет скорости каната, набегающего на барабан, по скорости подъема груза.
15. Как посчитать частоту вращения барабана?
16. Расчет статической мощности двигателя механизма подъема.
17. Определение передаточного числа редуктора механизма подъема.
18. Назначение стопорного и грузоупорного тормозов.
19. В связи с возможностью установки в трансмиссии электротали грузоупорного тормоза произвести разбивку общего передаточного числа редуктора на две ступени.
20. Определить момент статических сил при торможении, приведенный к быстроходному валу.
21. Привести момент статических сил при торможении, к промежуточному валу редуктора – месту установки спускного тормоза.
22. Принцип действия спускного (грузоупорного) тормоза.
23. От чего зависит величина коэффициента запаса торможения?
24. Проверка тормоза по величине давления на тормозной колодке.
25. Расчет хвостовика крюка на прочность.
26. Расчет траверсы крюка на изгиб.
27. Проверка цапф траверсы на изгиб и рабочее давление.
28. Выбор подшипника под гайку крюка.
29. Выбор подшипника блока крюковой подвески.
30. Назвать способы крепления каната на барабане.
31. Чему равняются суммарные напряжения в болте крепления каната на барабане (от каких деформаций возникают эти напряжения)?
32. Из каких моментов складывается суммарный момент торможения крана при остановке?
33. Как выбрать ходовое колесо тележки (крана)?
34. По каким напряжениям проверить прочность ходового колеса?
35. В каких осях координат ведут расчет деформации главной балки моста?
36. Какие силы создают деформацию балки?
37. Что является критерием достаточной жесткости конструкции моста?

1.3. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТНОГО КРАНА

ЗАДАЧА 13. Расчет механизма подъема груза

В рамках расчета механизма подъема груза поворотных кранов надо решить одну из рассматриваемых выше задач в зависимости от содержания задания, выданного студенту:

1. При установке лебедки на вращающейся колонне крана или внутри фермы поворотного крана расчет механизма подъема выполняется согласно методике, рассмотренной в задаче №№ 1...7 настоящего учебного пособия (стр. 9-16).

2. При наличии электотельфера расчет механизма и его деталей см задачу № 10 – стр. 33-40.

ЗАДАЧА 14. Расчет механизма передвижения электротали

1. Определяем размеры ходовых колес электротали по формуле [2, стр. 60]

$$D_{\kappa} = 1,7 \sqrt{R_{\max}},$$

где R_{\max} – максимальная нагрузка на колесо, H ;

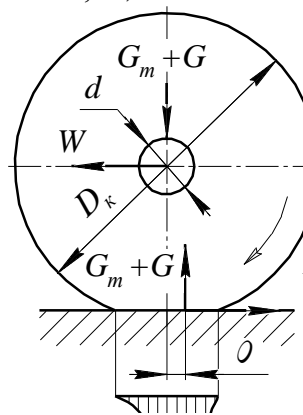


Рисунок 20 – Схема определения момента сопротивления передвижению

Рассчитаем максимальную нагрузку на колесо по формуле

$$R_{\max} = \frac{G + G_m}{z_{\kappa}},$$

где G – сила тяжести поднимаемого груза, $G = Q \cdot g = 2,5 \cdot 10 = 25 \text{ кН}$;

G_m – сила тяжести тележки, H ;

z_{κ} – число ходовых колес. По правилам Госгортехнадзора кранам грузоподъемностью до 80 т рекомендуется осуществлять опору на четыре колеса. Поэтому принимаем $z_{\kappa} = 4$.

По ГОСТ 22584-96 принимаем силу тяжести тележки

$$G_m = (0,2 \dots 0,4) \cdot G = (0,2 \dots 0,4) \cdot 25 = 5 \dots 10 \text{ кН}.$$

Принимаем $G_m = 5 \text{ кН}$.

Максимальная нагрузка на колесо равна

$$R_{\max} = \frac{25 + 5}{4} = 7,5 \text{ кН} = 7500 \text{ Н}.$$

Тогда, окончательно будем иметь

$$D_{\kappa} = 1,7 \cdot \sqrt{7500} = 147,2 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр ходовых колес равным $D_{\kappa} = 160 \text{ мм}$ [2, стр. 302, табл. 73].

В случае расчета крана малой грузоподъемности, диаметр ходовых колес можно выбрать из нормальных линейных размеров по ряду Ra 20 ГОСТ 6636-69.

Диаметр цапфы $d_q \approx D_k / (4 \dots 6) \approx 160 / (4 \dots 6) = (40 \dots 26) \text{ мм}$. Принимаем $d_q = 35 \text{ мм}$.

Предварительно выбранные ходовые колеса проверяем по контактным напряжениям при линейном контакте

$$\sigma_{к.л.} = a_1 \sqrt{\frac{2 \cdot K_v \cdot R_{\max}}{D_k \cdot b}} = 190 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,1 \cdot 7500}{160 \cdot 40}} = 305 \text{ МПа}$$

Скорость движения тележки тельфера равна $0,33 \text{ м/с}$. Коэффициент влияния скорости – $K_v = 1 + 0,2 \cdot v = 1 + 0,2 \cdot 0,33 = 1,066 \approx 1,1$.

Для стальных колес коэффициент пропорциональности $a_1 = 190$.

Поскольку допустимые контактные напряжения для стального нормализованного колеса $[\sigma_{к.л.}] = 450 \dots 500 \text{ МПа}$, то условие прочности выполняется.

2. Определяем сопротивление передвижению колес тележки

$$W_{\Sigma} = K_p \cdot W_{mp} + W_{\alpha} + W_{\epsilon},$$

где $K_p = 2,5$ – коэффициент трения реборд о головку рельса;

W_{mp} – сопротивление от сил трения, возникающее в колесе, H ;

W_{α} – сопротивление от уклона пути, H ;

W_{ϵ} – сопротивление ветровой нагрузки, для кранов, работающих в закрытых помещениях $W_{\epsilon} = 0 \text{ Н}$.

$$W_{mp} = \frac{(Q + Q_m) \cdot g}{D_k} \cdot (d \cdot f_1 + 2 \cdot \mu) \cdot K_p,$$

где d – диаметр оси колеса, $мм$;

f_1 – коэффициент трения, возникающий в опорах, для подшипников качения, $f_1 = 0,01 \dots 0,02$, [приложение, табл. 12];

$K_p = 2$ – коэффициент, учитывающий дополнительные потери от трения в ребордах колес о рельсы, токоосъемниках [2, стр. 19, табл. 2.5];

$\mu = 0,3 \text{ мм}$ – коэффициент трения качения колеса по рельсу, [приложение, табл. 10]; [2, стр. 19, табл. 2.4].

$$W_{mp} = \frac{(2500 + 500) \cdot 9,81}{160} \cdot (35 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,3) \cdot 2 = 420 \text{ Н}$$

Определяем сопротивление от уклона подкрановых путей

$$W_{\alpha} = \alpha \cdot (Q + Q_m) \cdot g,$$

где $\alpha = 0,002$ – коэффициент уклона подкрановых путей (расчетный уклон подкрановых путей);

Q – грузоподъемность, $кг$;

Q_m – масса тележки, $кг$;

$g = 9,81 \text{ кг/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$$W_{\alpha} = 0,002 \cdot (2500 + 500) \cdot 9,81 = 58,8 \text{ Н}$$

$$W_{\Sigma} = 420 + 58,8 = 478,8 \text{ Н}$$

3. Если привод выполнить ручным, тогда при периодической нагрузке допускаемое усилие для одного рабочего на тяговой цепи $[F_p]=400 \text{ Н}$.

Из формулы

$$\frac{W_{\Sigma} \cdot D_{\kappa}}{2} = \frac{F_p \cdot D_{m\kappa}}{2}$$

определим силу, прикладываемую рабочим к тяговой звездочке

$$F_p = W_{\Sigma} \cdot \frac{D}{D_{m\kappa}} = 478 \cdot \frac{160}{500} = 153 \text{ Н} \leq [F]_p,$$

где D_{κ} – диаметр ходового колеса, принимаем 160 мм (см. выше);

$D_{m\kappa}$ – диаметр тягового колеса, $D_{m\kappa}=0,3 \dots 0,7 \text{ м}$ [2, стр. 65].

Данное условие выполняется. Следовательно, принимаем диаметр тягового колеса равным 500 мм.

Второй вариант, если привод машинный.

Определяем мощность электродвигателя при скорости передвижения $v_{\kappa}=20 \text{ м/с}$.

$$P_{\text{дв}} = \frac{W_{\Sigma} \cdot v_{\kappa}}{60 \cdot \eta} = \frac{478,8 \cdot 20}{60 \cdot 0,9} = 177 \text{ Вт}.$$

Выбираем двигатель АИР 71В8, мощность 0,25 кВт, частота вращения 690 мин^{-1} [2, стр. 279, приложение 35]. При малой скорости передвижения влияние инерционных сил можно не учитывать.

ЗАДАЧА 15. Расчет механизма поворота стационарного поворотного крана (с вращающейся колонной)

Исходные данные:

Грузоподъемность – $Q=2 \text{ т}$;

Вылет крана – $L=3 \text{ м}$;

Частота вращения колонны – $n_{\kappa}=3 \text{ мин}^{-1}$;

Расстояние от оси поворота крана до центра тяжести стрелы – $l_c=L/2=3/2=1,5 \text{ м}$;

Режим работы – ПВ 25%;

Механизм подъема – таль электрическая ТВ-2;

Ток – трехфазный.

Дополнительные данные, выбранные по существующим конструкциям кранов [3, стр. 237]:

Расстояние между опорами – $h=2 \text{ м}$ [3, стр. 229, фиг. 159];

Масса стрелы – $Q_c=0,27 \text{ т}$;

Масса поворотной колонны – $Q_{\kappa}=0,715 \text{ т}$;

Масса электрической тали ТВ-2 – $Q_0=0,62 \text{ т}$;

Диаметр подшипника скольжения в верхней опоре – $d_1=270 \text{ мм}$;

Диаметр цапфы нижней опоры – $d_2=120 \text{ мм}$;

Приведенный диаметр упорного подшипника (внутренний диаметр) – $d_3=65 \text{ мм}$.

Для решения этой задачи необходимо перейти к весовым характеристикам крана, поскольку потребуется определить реакцию опор и силу трения в опорах.

Опорные реакции будут найдены из уравнения равновесия, где используются векторные величины, а масса – величина скалярная.

Силы тяжести определяются умножением масс на ускорение свободного падения g . В расчетах принято $g=10 \text{ м/с}^2$.

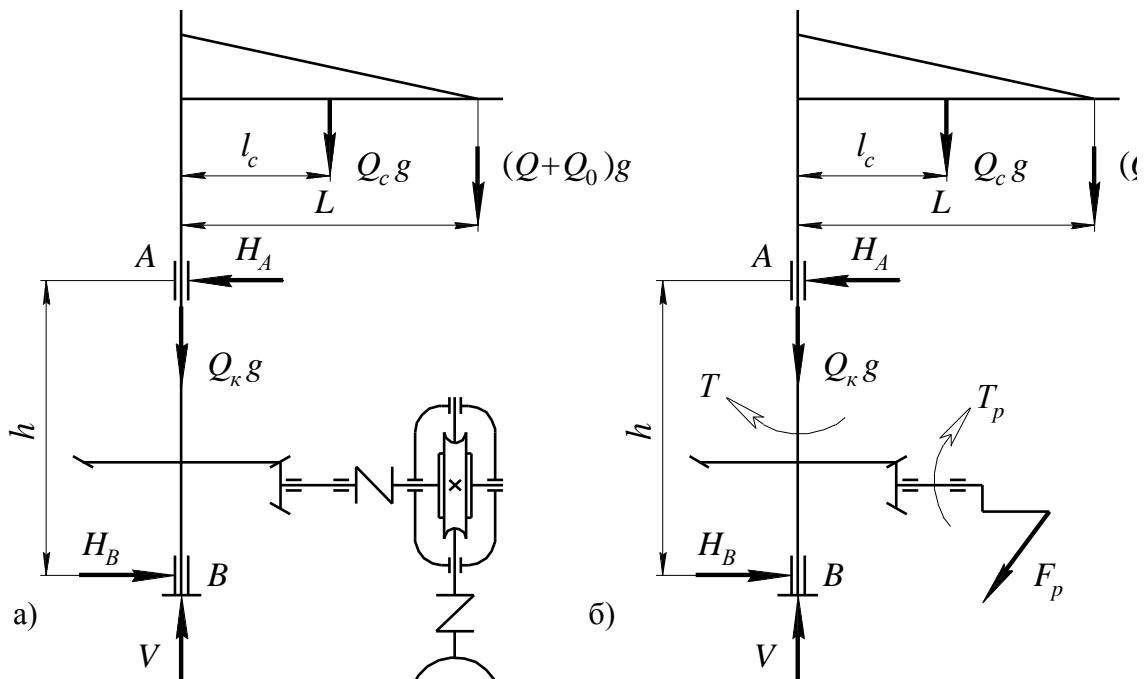


Рисунок 21 – а) Схема поворотного крана; б) схема механизма поворота с ручным приводом

1. Определить опорные реакции

1.1. Горизонтальная реакция в верхней опоре (составить уравнение равновесия моментов сил относительно точки B):

$$\sum T_B = 0, \quad (Q + Q_0) \cdot g \cdot L + Q_c \cdot g \cdot l_c - H_A \cdot h = 0,$$

$$H_A = \frac{[(Q + Q_0) \cdot L + Q_c \cdot l_c] \cdot g}{h} = \frac{[(2 + 0,62) \cdot 3 + 0,27 \cdot 1,5] \cdot 10}{2} = 42,65 \text{ кН}.$$

1.2. Горизонтальная реакция в нижней опоре H_B (из суммы проекций сил на горизонтальную ось: $\sum X=0$)

$$-H_A + H_B = 0; \quad H_A = H_B = 42,65 \text{ кН}.$$

1.3. Вертикальная реакция в нижней опоре (из суммы проекций на вертикальную ось: $\sum Z=0$).

$$V = (Q + Q_0 + Q_c + Q_k) \cdot g = (2 + 0,62 + 0,27 + 0,715) \cdot 10 = 36,05 \text{ кН}.$$

2. Определить момент сил сопротивления вращению крана

$$T = T_1 + T_2 + T_3,$$

где T_1 – момент сил трения в верхнем подшипнике;

T_2 и T_3 – тоже в нижнем подшипнике и подпятнике.

$$T_1 = H_A \cdot f_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 42,65 \cdot 10^3 \cdot 0,1 \cdot \frac{270}{2 \cdot 10^3} = 575,78 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $f_1=0,08\dots 0,1$ – коэффициент трения в подшипнике скольжения [1, стр. 9, табл. 1.4].

$$T_2 = H_B \cdot f_2 \cdot \frac{d_2}{2} = 42,65 \cdot 10^3 \cdot 0,02 \cdot \frac{120}{2 \cdot 10^3} = 51,18 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $f_2=0,015\dots 0,02$ – коэффициент трения в подшипнике качения, приведенный к диаметру цапфы [приложение, табл. 12]; [2, стр. 19, табл. 2.5]; [3, стр. 74].

$$T_3 = V \cdot f_3 \cdot \frac{d_3}{2} = 36,05 \cdot 10^3 \cdot 0,02 \cdot \frac{65}{2 \cdot 10^3} = 23,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $f_3=f_2=0,015\dots 0,02$ – коэффициент трения в подшипнике качения [2, стр. 19, табл. 2.5].

$$T = T_1 + T_2 + T_3 = 575,78 + 51,18 + 23,4 = 650,36 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Определить статическую мощность электродвигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{T \cdot \pi \cdot n_k}{10^3 \cdot 30 \cdot \eta} = \frac{650,36 \cdot 3,14 \cdot 3}{10^3 \cdot 30 \cdot 0,7} = 0,29 \text{ кВт},$$

где $\eta=0,7$ – КПД привода с червячным редуктором (принят ориентировочно).

Значения КПД червячных редукторов см. [2, стр. 288, приложение 51]; [3, стр. 282, табл. 49]; [4, стр. 30, табл. 1].

Мы получили величину мощности, необходимую для вращения крана в период установившегося движения.

Полная мощность в период разгона для механизмов поворота, как правило, в 5...8 раз превышает статическую в связи с большим маховым моментом фермы и массы груза

$$P_{\text{пол}} = (5\dots 8) \cdot P_{\text{дв}} = (5\dots 8) \cdot 0,29 = 1,45\dots 2,32 \text{ кВт}.$$

Предварительно принимаем двигатель типа 4АС90Л6У3 мощностью $P_{\text{дв}}=1,7 \text{ кВт}$; частотой вращения $n_{\text{дв}}=900 \text{ мин}^{-1}$; момент инерции ротора $I_p=0,0073 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; масса 28,7 кг [4, стр. 33, табл. 1]; [12, стр. 230, приложение 27]; коэффициент пусковых моментов $T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}=1,9$; коэффициент максимальных моментов $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}=2,1$.

(Предварительный выбор электродвигателя нам необходим для определения моментов инерционных сил привода, а для этого необходимо знать момент инерции и частоту вращения деталей на быстроходном валу).

4. Определить динамический момент двигателя, затрачиваемый на разгон массы крана, груза и вращающихся деталей механизма привода

$$T_{\text{д}}^n = T_{\text{д1}}^n + T_{\text{д2}}^n,$$

где $T_{\text{д1}}^n$ – момент сил инерции вращающихся масс деталей привода в момент пуска;

$T_{\text{д2}}^n$ – момент сил инерции масс груза, тельфера и крана.

$$T_{\text{д1}}^n = \frac{\delta \cdot I_1 \cdot \pi \cdot n_{\text{дв}} \cdot g}{30 \cdot t_n} = \frac{1,1 \cdot 0,0146 \cdot 3,14 \cdot 930 \cdot 10}{30 \cdot 2,2} = 7,11 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $I_1=2 \cdot I_p=2 \cdot 0,0073=0,0146 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент инерции на первом (быстроходном) валу (мы принимаем $I_{муфта}=I_p$. Тогда $I_1=2 \cdot I_p$);

$\delta=1,1$ – коэффициент, учитывающий момент инерции валов и зубчатых колес редуктора;

$t_n = \frac{60 \cdot \beta}{\pi \cdot n_k}$ – время пуска [3, стр. 101];

$\beta = \pi / 9$ – при ПВ 25% – угол поворота при пуске [3, стр. 100].

$$t_n = \frac{60}{n_k \cdot 9} = \frac{60}{3 \cdot 9} = 2,2 \text{ с.}$$

Момент сил инерции масс груза, тельфера и крана, приведенный к валу двигателя

$$T_{\partial 2}^n = 1,2 \cdot \frac{(Q + Q_0) \cdot L^2 \cdot \omega_1}{u^2 \cdot t_n \cdot \eta},$$

где 1,2 – коэффициент, учитывающий маховый момент фермы крана;

ω_1 – угловая скорость на валу электродвигателя, с^{-1} ;

u – передаточное число привода.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\partial \partial}}{30} = \frac{3,14 \cdot 900}{30} = 94,2 \text{ с}^{-1}.$$

$$u = \frac{n_{\partial \partial}}{n_k} = \frac{900}{3} = 300,$$

где $n_{\partial \partial}$ – частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} ;

n_k – частота вращения колонны, мин^{-1} .

$$T_{\partial 2}^n = 1,2 \cdot \frac{(2000 + 620) \cdot 3^2 \cdot 94,2}{300^2 \cdot 2,2 \cdot 0,7} = 16,03 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Тогда

$$T_{\partial}^n = T_{\partial 1}^n + T_{\partial 2}^n = 7,11 + 16,03 = 23,14 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

5. Суммарный момент на валу двигателя, необходимый в период пуска

$$T_{\text{разгон}} = T_{\text{требпуск}} = T_{\partial}^n + \frac{T}{u \cdot \eta} = 23,14 + \frac{650,36}{300 \cdot 0,7} = 26,58 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

6. Номинальный момент, развиваемый двигателем

$$T_n = \frac{P_{\partial \partial} \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{1,7 \cdot 10^3}{94,2} = 18,05 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

7. Пусковой момент двигателя

$$T_{\text{пуск}} = T_n \cdot 1,9 = 18,05 \cdot 1,9 = 34,29 \text{ Н} \cdot \text{м} > T_{\text{разгон}} = 26,58 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

8. Расчет механизма поворота с ручным приводом (альтернатива машинному приводу) Определить передаточное число открытой конической передачи

$$u = \frac{T}{T_p \cdot \eta},$$

где T_p – момент от рукояти, $\text{Н} \cdot \text{м}$;
 η – КПД открытой передачи.

$$T_p = F_p \cdot R,$$

где F_p – усилие рабочего [12, стр. 27, табл. 2.6];
 R – радиус рукояти (можно принять $R=0,3 \text{ м}$) [12, стр. 26].

9. Необходимость установки фрикционной муфты

В приводе поворотного крана с червячным редуктором должна присутствовать предохранительная фрикционная муфта. При выключении двигателя кран по инерции продолжает вращаться, но передать вращение с червячного колеса на червяк невозможно (из-за эффекта самоторможения). Мгновенно затормозить кран нельзя ввиду высоких значений махового момента фермы и груза.

Чтобы не произошло поломки деталей (валов или зубьев червячного колеса), между выходным валом редуктора и червячным колесом ставят фрикционную муфту.

ЗАДАЧА 16. Расчет противовеса

Определить массу противовеса и массу фундамента полноповоротного свободностоящего крана на неподвижной колонне при следующих данных:

- Грузоподъемность – $Q=5 \text{ т}$;
- Вылет крана – $L=6 \text{ м}$;
- Расстояние между опорами – $h=3 \text{ м}$;
- Скорость подъема груза – $v_{\text{зр}}=8 \text{ м/мин}$;
- Время пуска – $t_n=1,5 \text{ с}$;
- Частота вращения колонны – $n_{\text{кр}}=3 \text{ мин}^{-1}$.

Воспринимаемая нагрузка, действующие на кран, фундамент передает их на грунт и обеспечивает устойчивость крана от опрокидывания при любом положении стрелы. Вес, форма и размеры фундамента должны обеспечивать необходимый восстанавливающий момент, гарантирующий соответствующий запас устойчивости крана.

Введем весовые характеристики крана в связи с использованием их в уравнениях равновесия с участием моментов сил инерции. В расчетах принято $g=10 \text{ м/с}^2$.

Для определения численного значения плеч $l_{\text{кр}}$ и $l_{\text{нр}}$ и веса крана воспользуемся усредненными соотношениями:

$$G_{\text{к}} \approx (0,6 \dots 1) \cdot Q \cdot g, \text{ кН};$$

$$l_{\text{к}} \approx (0,2 \dots 0,4) \cdot L, \text{ м};$$

$$l_{\text{нр}} \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot L, \text{ м}.$$

Принимаем

$$G = Q \cdot g = 5 \cdot 10 = 50 \text{ кН};$$

$$G_{\kappa} = 0,8 \cdot Q \cdot g = 0,8 \cdot 5 \cdot 10 = 40 \text{ кН};$$

$$l_{\kappa} = 0,3 \cdot L = 0,3 \cdot 6 = 1,8 \text{ м};$$

$$l_{np} = 0,25 \cdot L = 0,25 \cdot 6 = 1,5 \text{ м}.$$

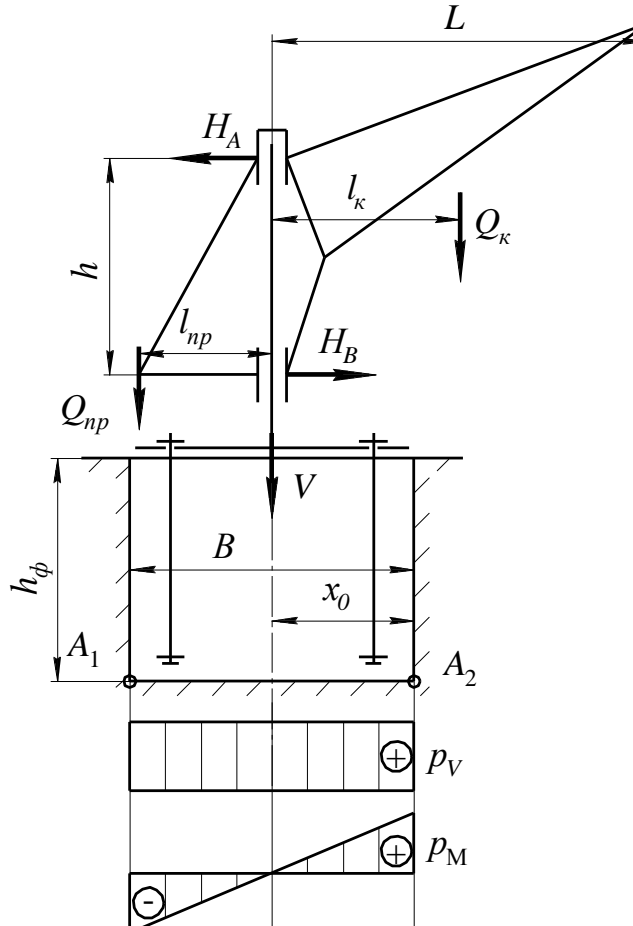


Рисунок 22 – Схема полноповоротного крана

1. Определить вес противовеса из уравнения равновесия с нагрузкой равной $0,5 G$:

$$0,5 \cdot G \cdot L + G_{\kappa} \cdot l_{\kappa} - G_{np} \cdot l_{np} = 0;$$

$$G_{np} = \frac{0,5 \cdot G \cdot L + G_{\kappa} \cdot l_{\kappa}}{l_{np}} = \frac{0,5 \cdot 50 \cdot 6 + 40 \cdot 1,8}{1,5} = 148 \text{ кН}.$$

2. Определить размеры фундамента

Для выбора размеров фундамента важно знать не только запас устойчивости крана, но и свойства грунта, поскольку допустимое давление подошвы фундамента часто бывает весьма ограниченным.

Фундамент, как правило, выполняют с квадратным основанием. Его размеры вначале задаются ориентировочно. Принимаем размер стороны основания фундамента $B=2,5 \text{ м}$ (рис. 22).

Вес фундамента, выполненного в виде параллелепипеда равен

$$G_{\phi} = B^2 \cdot h_{\phi} \cdot \gamma \cdot g,$$

где γ – плотность бетона, $\gamma=1,8 \dots 2 \text{ т/м}^3$ [2, стр. 122];

h_{ϕ} – глубина заложения фундамента, принимаемая в зависимости от глубины промерзания. Для европейской части РФ $h_{\phi}=1,2-2 \text{ м}$. Принимаем $h_{\phi}=2 \text{ м}$ [2, стр. 122].

$$G_{\phi} = 2,5^2 \cdot 2 \cdot 1,8 \cdot 10 = 225 \text{ кН}.$$

3. Определить опрокидывающий M_{on} и удерживающий $M_{y\partial}$ моменты относительно ребра A_2 для загруженного крана [6, стр. 271] и коэффициент грузовой устойчивости

$$M_{on} = G \cdot (L - x_0) \text{ – от веса груза;}$$

где $x_0=B/2=1 \text{ м}$ (рис. 22).

Удерживающий момент равен

$$M_{y\partial} = G_{\phi} \cdot x_0 + G_{\kappa} \cdot (x_0 - l_{\kappa}) + G_{np} \cdot (l_{np} + x_0) - M_{ин}.$$

Коэффициент грузовой устойчивости

$$K_1 = \frac{M_{y\partial}}{M_{on}} = \frac{G_{\phi} \cdot x_0 + G_{\kappa} \cdot (x_0 - l_{\kappa}) + G_{np} \cdot (l_{np} + x_0) - M_{ин}}{G \cdot (L - x_0)}.$$

Момент сил инерции

$$\begin{aligned} M_{ин} &= M_{ин.зр} + M_{ц.б.} = \frac{Q \cdot v_{зр}}{60 \cdot t_n} \cdot (L - x_0) + \frac{Q \cdot v^2}{L} \cdot (h + h_{\phi}) = \frac{5000 \cdot 8}{60 \cdot 1,5} \cdot (6 - 1) + \frac{5000 \cdot 1,8^2}{6} \cdot (3 + 1,5) = \\ &= 14372 \text{ Н} \cdot \text{м} = 14,3725 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Окружная скорость поворота на головке стрелы

$$v = \frac{\pi \cdot L \cdot n_{кр}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6 \cdot 3}{30} = 1,8 \text{ м/с}.$$

Коэффициент грузовой устойчивости равен

$$K_1 = \frac{225 \cdot 1 + 40 \cdot (1 - 1,8) + 148 \cdot (1,5 + 1) - 14,372}{50 \cdot (6 - 1)} = 2,19 > [K] = 1,15.$$

Наименьший допускаемый коэффициент грузовой устойчивости при учете всех действующих нагрузок (в данном случае сил инерции) по правилам Госгортехнадзора $[K_1]=1,15$ [15, стр. 27].

4. Коэффициент собственной устойчивости при ненагруженном кране относительно ребра опрокидывания A_1 :

$$M_{on} = G_{np} \cdot (l_{np} - x_0) = 148 \cdot (1,5 - 1) = 74 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$M_{y0} = G_{\phi} \cdot x_0 + G_{\kappa} \cdot (l_{\kappa} + x_0) + G_0 \cdot (L_{min} + x_0).$$

При переменном вылете груза и наличии тележки или тельфера момент от силы G_0 необходимо учитывать на минимальном вылете L_{min} . В нашем случае третье слагаемое отсутствует ($G_0=0$):

$$M_{y0} = G_{\phi} \cdot x_0 + G_{\kappa} \cdot (l_{\kappa} + x_0) = 225 \cdot 1 + 40 \cdot (1,8 + 1) = 337 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$K_2 = \frac{M_{y0}}{M_{on}} = \frac{337}{74} = 4,55 > [K] = 1,15.$$

Наименьший допустимый коэффициент устойчивости для этого случая $[K_2]=1,15$.

5. Определить давление на подошве фундамента

5.1. Равномерно распределенное давление на грунт от веса крана, груза и фундамента

$$p_V = \frac{G + G_{\kappa} + G_{np} + G_{\phi}}{B^2} = \frac{(50 + 40 + 148 + 225) \cdot 10^3}{2500^2} = 0,074 \text{ МПа}.$$

5.2. Давление на грунт от опрокидывающего момента

$$p_M = \frac{(G \cdot L + G_{\kappa} \cdot l_{\kappa} - G_{np} \cdot l_{np}) \cdot 6}{B^3} = \frac{(50 \cdot 6 + 40 \cdot 1,8 - 148 \cdot 1,5) \cdot 6 \cdot 10^6}{2500^3} = 0,058 \text{ МПа}.$$

5.3. Давление на грунт в крайних точках

$$p_{max} = p_V + p_M = 0,074 + 0,058 = 0,132 \text{ МПа}$$

$$p_{min} = p_V - p_M = 0,074 - 0,058 = 0,016 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

Допускаемые давления наименьшие для песка влажного $[p]=0,20 \text{ МПа}$ [2, стр. 122] выше фактической величины давления на подошве фундамента.

Таким образом, полученные результаты удовлетворительны. При несоответствии результатов расчета ограничивающим условиям размеры фундамента изменяются. Подбором находят удовлетворительные параметры. Фундамент можно выполнить ступенчатым. При этом вес грунта на ступенях фундамента не учитывается.

ЗАДАЧА 17. Расчет металлоконструкции поворотного крана на колонне

Исходные данные:

$Q=2\text{ т}$ – грузоподъемность;

$l=3\text{ м}$ – вылет груза;

$v_{зп}=8\text{ м/мин}$ – скорость подъема груза;

$v_T=12\text{ м/мин}$ – скорость передвижения тельфера;

$n_k=3\text{ мин}^{-1}$ – частота вращения крана;

$Q_k=715\text{ кг}$ – масса вращающейся колонны;

$Q_{к.н.}=410\text{ кг}$ – масса невращающейся колонны;

$Q_c=270\text{ кг}$ – масса стрелы (швеллер № 30х2);

$Q_0=550\text{ кг}$ – масса тельфера;

$Q_M=95\text{ кг}$ – масса механизма передвижения;

$Q_{вп}=200\text{ кг}$ – масса механизма вращения;

$l_c=1,8\text{ м}$; $l_M=0,5\text{ м}$; $h=2,0\text{ м}$; ПВ 25%; $l_{вп}=0,42\text{ м}$ [3, стр. 229, фиг. 159].

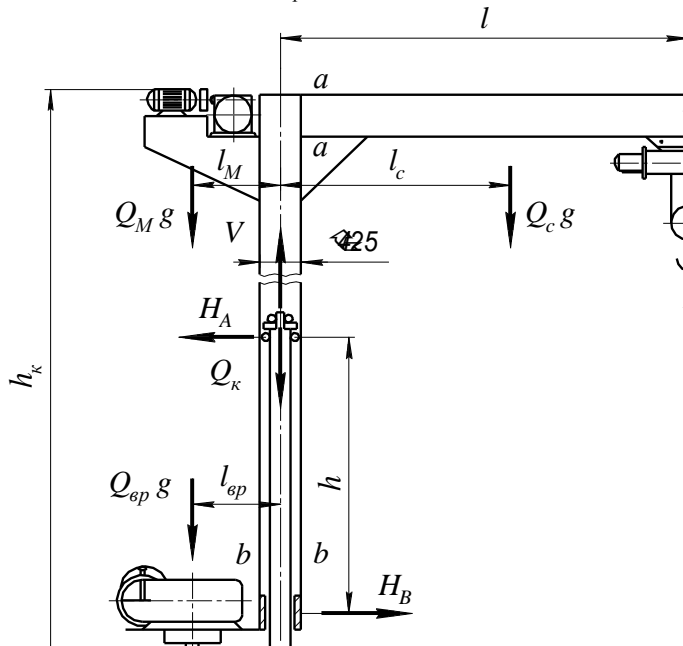


Рисунок 23 – Схема поворотного крана

1. Усилие в опорах

- вертикальная нагрузка на опорный подшипник [3, стр. 237]

$$V = (Q + Q_0 + Q_c + Q_M + Q_{вп} + Q_k) \cdot g = (2000 + 550 + 270 + 95 + 200 + 715) \cdot 10 = 38,3 \text{ кН}.$$

- горизонтальные усилия в опорах

$$H = \frac{g \cdot ((Q + Q_0) \cdot l + Q_c \cdot l_c - Q_M \cdot l_M - Q_{вп} \cdot l_{вп})}{h} = \frac{10 \cdot ((2000 + 550) \cdot 3 + 270 \cdot 1,8 - 95 \cdot 0,5 - 200 \cdot 0,42)}{2} = 40 \text{ кН}.$$

2. Изгибающий момент в консоли крана в сечении $a-a$ [3, стр. 243]

$$M = g \cdot (Q + Q_0) \cdot (3 - 0,21) + Q_c \cdot g \cdot (1,8 - 0,21) = 10 \cdot (2000 + 550) \cdot (3 - 0,21) + 2,7 \cdot 10 \cdot (1,8 - 0,21) = 75,26 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где $0,21\text{ м}$ – плечо жесткой заделки стрелы относительно оси вращения крана. Принято $\frac{1}{2} D_k$ – колонны крана.

3. Момент сопротивления сечения консоли (сечение из двух швеллеров)

$$W = 2 \cdot W_{шв} = 2 \cdot 387 = 774 \text{ см}^3 = 774 \cdot 10^3 \text{ мм}^3,$$

где $W_{шв}=387 \text{ см}^3$ – момент сопротивления швеллера № 30, по ГОСТ 8240-89 [приложение, табл. 16]; [2, стр. 308, приложение 81].

Материал швеллеров – сталь Ст 3.

4. Напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{75,26 \cdot 10^6}{774 \cdot 10^3} = 97,5 \text{ МПа} < [\sigma]_u,$$

где $[\sigma]_u=140 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение изгиба для тяжелого режима работы [3, стр. 115, табл. 23].

5. Расчет на изгиб вращающейся колонны в сечении $b-b$

$$\sigma_u = \frac{M_1}{W_1} = \frac{80,885 \cdot 10^6}{1,78 \cdot 10^6} = 45,4 \text{ МПа},$$

где M_1 – изгибающий момент, действующий на вращающуюся колонну, $\text{кН}\cdot\text{м}$;
 W_1 – момент сопротивления изгибу, мм^3 .

$$M_1 = g \cdot ((Q + Q_0) \cdot l + Q_c \cdot l_c - Q_M \cdot l_M) = 10 \cdot ((2000 + 550) \cdot 3 + 270 \cdot 1,8 - 95 \cdot 0,5) = 80,885 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$W_1 = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = \frac{3,14 \cdot (425^4 - 398^4)}{32 \cdot 425} = 1780 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

6. Напряжения сжатия во вращающейся колонне

$$\sigma_{сж} = \frac{V}{A_{сж} \cdot \varphi} = \frac{38,3 \cdot 10^3}{17,9 \cdot 10^3 \cdot 1} = 2,14 \text{ МПа},$$

где $A_{сж}$ – площадь сжатия, мм^2 ;
 $\varphi=1$ – коэффициент продольного изгиба ($\lambda < 10$).

$$A_{сж} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (425^2 - 398^2)}{4} = 17,9 \cdot 10^3 \text{ мм}^2.$$

7. Напряжения кручения в колонне

$$\tau = \frac{T_{кол.п}}{W_p} = \frac{6,4 \cdot 10^6}{3,56 \cdot 10^6} = 1,8 \text{ МПа},$$

где $T_{пуск}$ – пусковой момент двигателя, $\text{Н}\cdot\text{м}$;
 W_p – момент сопротивления кручению, мм^3 .

$$T_{кол.п} = T_{пуск} \cdot u \cdot \eta_0 = 25,58 \cdot 300 \cdot 0,70 = 5371,8 \text{ Н}\cdot\text{м} -$$

данные по пусковому моменту взяты по предыдущим вычислениям (задача № 15).

$$W_p = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} = \frac{3,14 \cdot (425^4 - 398^4)}{16 \cdot 425} = 3,56 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

8. Суммарные напряжения в наиболее нагруженном сечении колонны

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_{сж})^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{(45,4 + 2,14)^2 + 4 \cdot 1,8^2} = 47,6 \text{ МПа}.$$

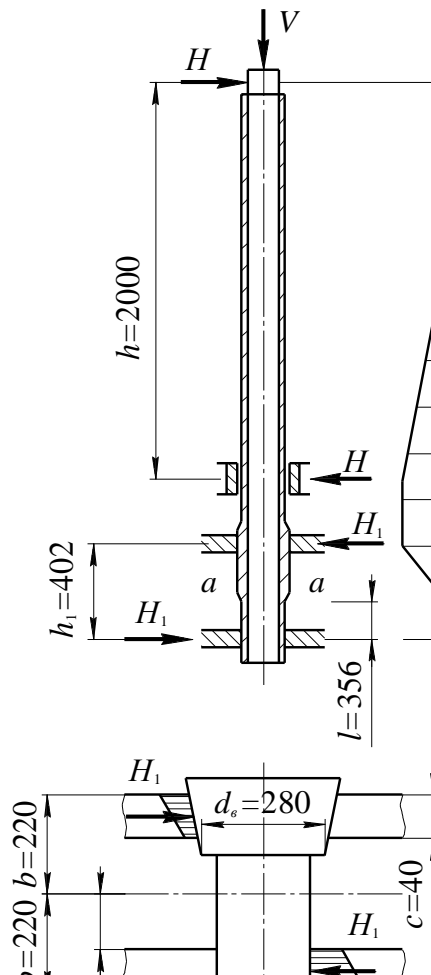


Рисунок 24 – Расчетная схема неподвижной колонны

9. Напряжения изгиба в опасном сечении неподвижной колонны

$$\sigma_{u(a-a)} = \frac{M_a}{W_a} \leq [\sigma]_u,$$

где M_a – изгибающий момент;

W_a – момент сопротивления сечения;

$[\sigma]_u = 160 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжения изгиба для стали Ст 3 [3, стр. 115, табл. 23].

$$M_a = H_1 \cdot l = \frac{H \cdot h}{h_1} \cdot l = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^3}{402} \cdot 356 = 71,2 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$W_a = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = \frac{3,14 \cdot (240^4 - 205^4)}{32 \cdot 240} = 0,64 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_{u(a-a)} = \frac{71,2 \cdot 10^6}{0,64 \cdot 10^6} = 111 \text{ МПа} < [\sigma]_u.$$

Условие выполняется. Прочность колонны обеспечена.

10. Напряжения смятия на поверхности верхнего гнезда

- от горизонтальной силы

$$\sigma'_{см} = \frac{3}{2} \cdot \frac{H \cdot h}{d_g \cdot b^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{b_0}{b}\right)^3\right)} = \frac{3}{2} \cdot \frac{40000 \cdot 2000}{280 \cdot 220^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{180}{220}\right)^3\right)} = 19,7 \text{ МПа}.$$

- от вертикальной силы

$$\sigma''_{см} = \frac{(V + Q_{к.н}) \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha \cdot c \cdot d_g} = \frac{(36,3 \cdot 10^3 + 4,1 \cdot 10^3) \cdot 0,999}{0,05 \cdot 40 \cdot 280} = 71,9 \text{ МПа},$$

где $\sin \alpha = 0,05$ (конусность 1:10); $\cos \alpha = 0,999$.

- суммарное напряжение

$$\sigma_{см} = \sigma'_{см} + \sigma''_{см} = 19,7 + 71,9 = 91,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{см} \approx 280 \dots 320 \text{ МПа}$$

11. Определение прогибов

- прогиб консоли от веса груза, тали и собственного веса

$$\delta_1 = \left(\frac{(Q + Q_0) \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{Q_c \cdot l^3}{8 \cdot E \cdot I} \right) \cdot g = \left(\frac{(2000 + 550) \cdot 2780^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 1,162 \cdot 10^8} + \frac{270 \cdot 10^3 \cdot 2780^3}{8 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 1,162 \cdot 10^8} \right) \cdot 10 = 8,32 \text{ мм},$$

где E – модуль упругости, МПа;

$I = 2 \cdot I_{ув} = 2 \cdot 0,581 \cdot 10^8 = 1,162 \cdot 10^8 \text{ мм}^4$ – момент инерции сечения консоли.

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\delta_1}{l} = \frac{8,32}{2780}; \alpha_1 = 0^\circ 10'.$$

- прогиб вращающейся колонны
на участке l_2 (рис. 25)

$$\delta_2 = \frac{M_a \cdot l_2^2}{2 \cdot E \cdot I} = \frac{71,2 \cdot 10^6 \cdot 1600^2}{2 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 3,78 \cdot 10^8} = 1,12 \text{ мм},$$

где

$$I = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} = \frac{3,14 \cdot (425^4 - 298^4)}{64} = 3,78 \cdot 10^8 \text{ мм}^4.$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\delta_2}{l_2} = \frac{1,12}{1600}; \alpha_1 = 0^\circ 3'.$$

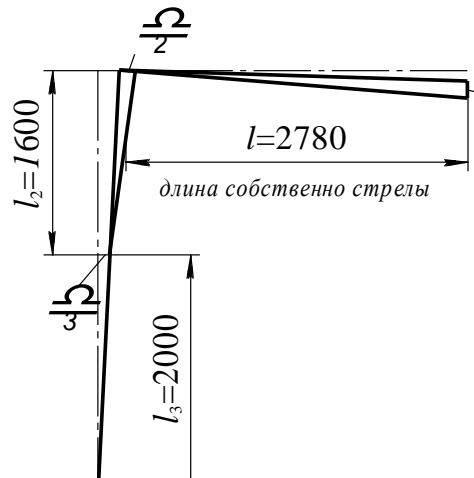


Рисунок 25 – Схема нагружения металлоконструкции крана

на участке l_3

$$\delta'_2 = \frac{H \cdot l_3^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 2000^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 3,78 \cdot 10^8} = 1,31 \text{ мм},$$

$$\operatorname{tg} \alpha'_2 = \frac{\delta_2}{l_3} = \frac{1,31}{2000}; \alpha'_2 = 0^\circ 2'.$$

- прогиб неподвижной колонны

$$\delta_3 = \frac{H \cdot l_3^3}{3 \cdot E \cdot I_H} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 2000^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 7,63 \cdot 10^8} = 6,54 \text{ мм},$$

где I_H – момент инерции неподвижной колонны.

$$I_H = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{64} = \frac{3,14 \cdot (240^4 - 205^4)}{64} = 7,63 \cdot 10^8 \text{ мм}^4.$$

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{\delta_3}{l_3} = \frac{6,54}{2000}; \alpha_3 = 0^\circ 11'.$$

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha'_2 + \alpha_3 = 10' + 3' + 2' + 11' = 0^\circ 26'.$$

12. Суммарный прогиб колонны

$$\delta = l \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2780 \cdot \operatorname{tg} 0^\circ 26' = 12,62 \text{ мм}.$$

Контрольные вопросы

1. Что называется талью? Что из себя представляет электротельфер?
2. Что называется полиспастом? Какое его назначение?
3. Какое различие в схеме простого и сдвоенного полиспастов?
4. Какой тяговый орган используют в полиспасте?
5. Какие канаты используются в грузоподъемных машинах?
6. Как выбрать тип и диаметр каната?
7. Максимальное натяжение каната в полиспасте. Какой ветви оно принадлежит и как его посчитать?
8. Как выбрать коэффициент запаса прочности каната?
9. Определение диаметров барабана и блоков.
10. Как влияет уменьшение диаметра барабана на работоспособность каната?
11. Как назначить толщину стенки барабана?
12. Как определить длину барабана?
13. Как проверить на прочность толщину стенки короткого $L_0 < 3 \cdot D_0$ и длинного $L_0 \geq 3 \cdot D_0$ барабанов?
14. Расчет скорости каната, набегаящего на барабан, по скорости подъема груза.
15. Как посчитать частоту вращения барабана?
16. Расчет статической мощности двигателя механизма подъема.
17. Определение передаточного числа редуктора механизма подъема.
18. Назначение стопорного и грузоупорного тормозов.
19. В связи с возможностью установки электротали грузоупорного тормоза произвести разбивку общего передаточного числа редуктора на две ступени.
20. Определить момент статических сил при торможении, приведенный к быстроходному валу.
21. Привести момент статических сил при торможении, приведенный к промежуточному валу редуктора – месту установки спускного тормоза.
22. Принцип действия спускного (грузоупорного) тормоза.
23. От чего зависит величина коэффициента запаса торможения?
24. Проверка тормоза по величине давления на тормозной колодке.
25. Расчет хвостовика крюка на прочность.
26. Расчет траверсы крюка на изгиб.
27. Проверка цапф траверсы на изгиб и рабочее давление.
28. Выбор подшипника под гайку крюка.
29. Выбор подшипника блока крюковой подвески.
30. Назвать способы крепления каната на барабане.
31. Чему равняются суммарные напряжения в болте крепления каната (от каких деформаций возникают эти напряжения)?
32. Какие уравнения используют для определения опорных реакций в верхней и нижней опорах крана?
33. Чему равны силы трения в подшипниках и подпятнике крана?
34. Как определить моменты сил трения в опорах?
35. Чему равняется суммарный момент сил трения в опорах крана?
36. Чему равняется статическая мощность привода механизма поворота?
37. При ручном механизме поворота крана, чем будет уравновешен момент сил трения в опорах крана?
38. Какие деформации деталей поворотного крана на неподвижной опоре составляют общую деформацию конструкции?

1.4. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ С РУЧНЫМ ПРИВОДОМ

ЗАДАЧА 18. Червячная таль с ручным приводом

В сельскохозяйственном производстве, особенно в полевых условиях часто используются простейшие грузоподъемные устройства с ручным приводом.

Среди них червячные или шестеренчатые тали, подвешиваемые либо к неподвижной конструкции (к балкам, козлам, треногам), либо к тележке, установленной на подвесных путях или передвижных балках.

Грузовым элементом тали служит сварная калиброванная цепь (при грузоподъемности $Q=0,5 \dots 5 \text{ т}$) или шарнирная пластинчатая цепь (при $Q \geq 5 \text{ т}$).

Механизм подъема червячной тали с ручным приводом (рис. 26) состоит из тягового колеса 1, червяка 2, червячного колеса 3, грузовой звездочки 4, грузовой цепи 7, подвески 8 с грузовым крюком, тяговой цепи 9. При малой грузоподъемности грузовой крюк тали можно подвешивать непосредственно к грузовой цепи (рис. 26, а) или к обойме подвижного блока (рис. 26, б).

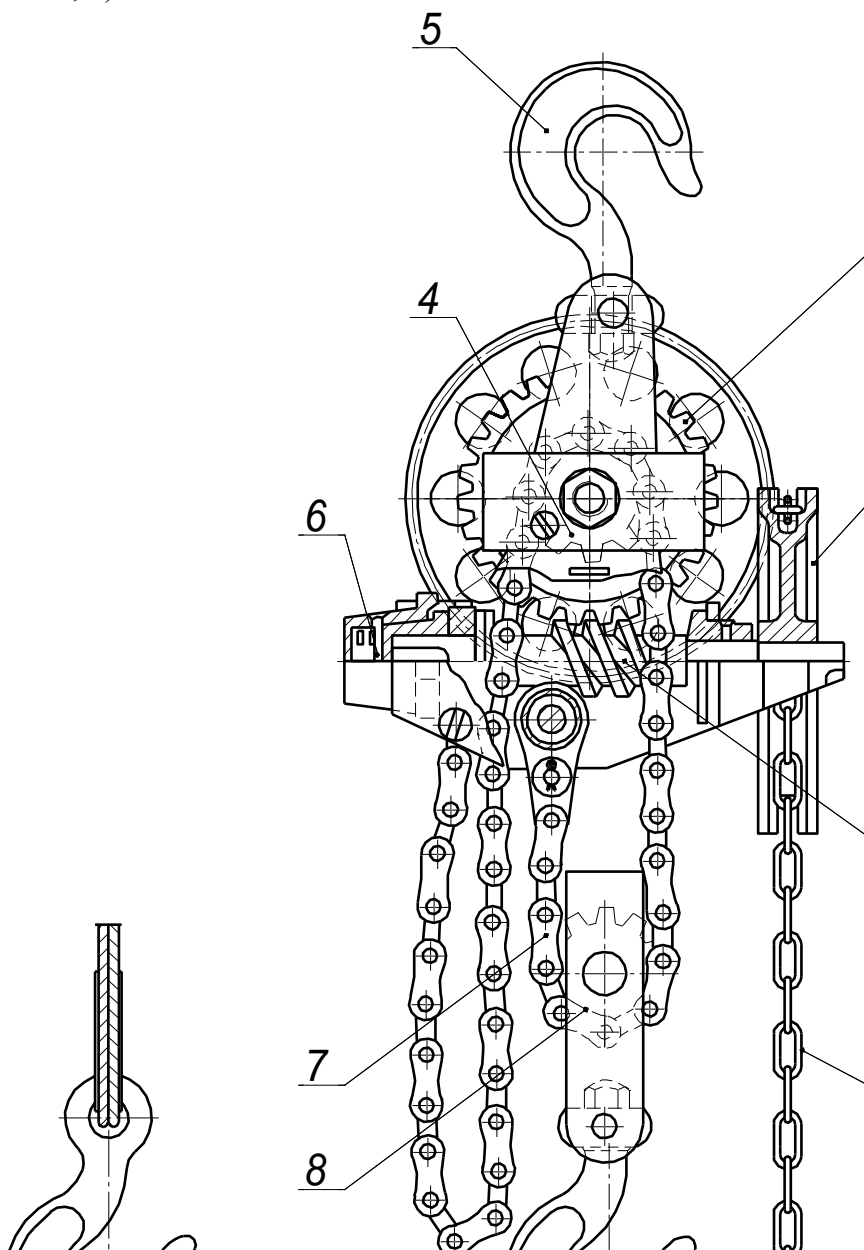


Рисунок 26 – Ручная червячная таль

Для подвешивания тали служит крюк 5, а для предотвращения произвольного опускания груза – грузоупорный тормоз 6.

При подъеме груза таль работает следующим образом. Вручную посредством бесконечной тяговой цепи 9 приводится во вращение тяговое колесо 1, жестко связанное с валом червяка 2. На втором конце червячного вала расположен грузоупорный тормоз 6 с храповым остановом. Храповое колесо (рис. 27) постоянно сжато нажимными дисками (или конусом). Прижатие осуществляется осевой силой червяка, вызванной моментом от веса груза (от грузовой звездочки через червячное колесо).

Храповое колесо при подъеме груза вращается вместе с нажимными дисками и валом червяка. Направление зубьев храпового останова принято таким, что собачка беспрепятственно проскакивает и не препятствует вращению червячного вала.

От червяка вращение передается червячному колесу 3, связанному с грузовой звездочкой 4. При вращении грузовой звездочки происходит перемещение грузовой цепи 7. Скорость подъема груза составляет примерно $0,01 \dots 0,02$ м/с.

При опускании груза червяк вместе с тяговым колесом, в сравнении с только что описываемым случаем подъема груза, вращается в противоположном направлении. Теперь храповое колесо грузоупорного тормоза фиксируется в неподвижном положении: собачка входит в зацепление с зубом храпового останова и препятствует его вращению.

Сила, замыкающая нажимные диски (или конус), действует вдоль оси червяка. На поверхностях контакта нажимных дисков и останова возникают силы трения. Для вращении червяка в направлении, соответствующем опусканию груза, необходимо преодолеть момент сил трения в храповом останове. Именно силы трения препятствуют произвольному опусканию груза.

Расчет тали состоит из назначения ее кинематики, определения требуемого передаточного числа механической передачи и расчета грузоупорного тормоза.

Вращающий момент на грузовой звездочке тали равен

$$M_2 = \frac{G_{zp} \cdot D_{зв}}{2 \cdot K_n \cdot \eta_n}, \quad (1)$$

где G_{zp} – вес груза с грузозахватным устройством, H ;

$D_{зв}$ – диаметр делительной окружности грузовой звездочки, $мм$ (при канатной подвеске груза вместо $D_{зв}$ необходимо подставить D_0 – диаметр грузового барабана по центрам витков);

K_n – кратность полиспаста;

η_n – КПД полиспаста.

$$D_{зв} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (2)$$

где p – шаг пластинчатой цепи, $мм$;

z – число зубьев грузовой звездочки ($z_{\min}=8$).

Для сварных калиброванных цепей тяговые колеса и грузовые звездочки отливают из чугуна или стали 25Л с ободами, соответствующими очертаниям и размерам звеньев цепи.

Диаметр тяговых звездочек принимается в пределах от 200 до 700 $мм$, (через 100 $мм$).

Вращающий момент на тяговом колесе при подъеме груза равен

$$T_1 = \frac{F_p \cdot D_m}{2}, \quad (3)$$

где F_p – усилие рабочего на тяговой цепи (таблица 1), H ;

D_m – диаметр тягового колеса, $мм$.

Передаточное число механической передачи (червячной или зубчатой) определяется

$$u = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}, \quad (4)$$

где η – КПД передачи.

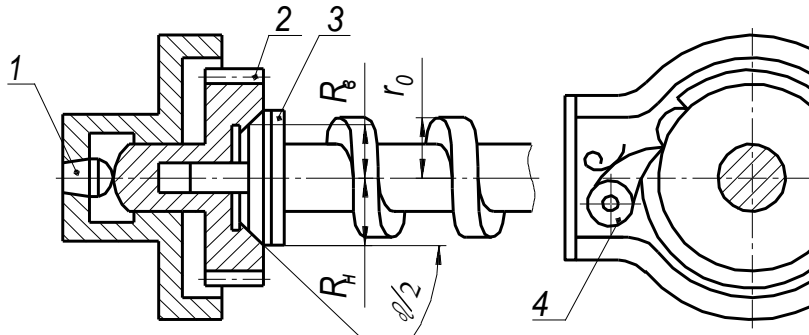


Рисунок 27 – Конический тормоз, замыкаемый весом груза

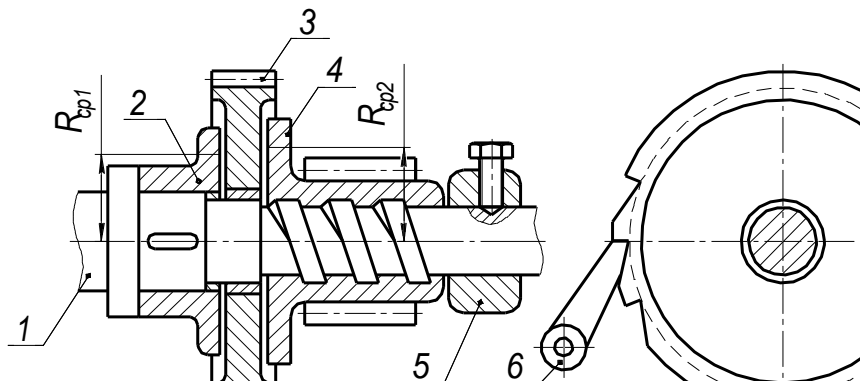


Рисунок 29 – Дисковый тормоз с переменным давлением

Для червячной тали применяют обычно двухзаходные червяки.

При опускании груза на валу червяка действует вращающий момент

$$T_{on} = \frac{G_{сп} \cdot D_{зв}}{2 \cdot u \cdot \eta}, \quad (5)$$

где T_{on} – уравновешенный момент сил трения в грузоупорном тормозе;

u – передаточное число ступеней кинематической цепи от барабана до вала тормоза (необязательно быстроходного вала привода).

Момент, развиваемый рабочим и затрачиваемый на преодоление избыточного момента сил трения

$$T'_1 = (\beta_T - 1) \cdot T_{on}, \quad (6)$$

где $\beta_T = 1, 2 \dots 1, 3$ – коэффициент запаса торможения в грузоупорном тормозе.

Усилие рабочего при опускании груза

$$F'_p = \frac{2 \cdot T'_1}{D_m}. \quad (7)$$

Расчет постоянно замкнутого грузоупорного тормоза выполняется по величине удельного давления.

Таблица 1 – Расчетные усилия рабочего на тяговых цепях и приводных рукоятках

Характер работы	Усилие F_p, H	
	Длительная	200
Кратковременная продолжительность не более 5 мин.	400	250

Примечание. При совместной работе нескольких рабочих следует учитывать коэффициент неодновременности приложения усилий $\varphi=0,8$ для двух человек и $\varphi=0,7$ для четырех.

Ориентировочно определяется средний радиус R_{cp} поверхностей трения

$$R_{cp} = \frac{\beta_T \cdot G_{cp} \cdot D_{зв} \cdot \eta}{2 \cdot u \cdot f \cdot F_{t2} \cdot z}, \quad (8)$$

где f – коэффициент трения, зависящий от характера трущихся поверхностей ($f=0,15\dots0,2$ сталь по стали или чугуну, $f=0,35\dots0,45$ для асбестовой тканной ленты, $f=0,4\dots0,5$ для вальцованной асбестовой ленты при сухих поверхностях);

F_{t2} – осевая сила червяка, равная окружной силе червячного колеса с диаметром делительной окружности d_2 , мм;

z – число пар трения ($z=1$ или 2).

$$F_{t2} = \frac{G_{cp} \cdot D_{зв}}{d_k}, \quad (9)$$

где d_k – диаметр делительной окружности червячного колеса.

Ширина поверхности трения дискового конического тормоза (рис. 28)

$$b = \frac{F_{t2}}{\pi \cdot D_{cp} \cdot [p]} = \frac{F_{t2}}{2 \cdot \pi \cdot R_{cp} \cdot [p]}, \text{ мм} \quad (10)$$

где $[p]=0,2\dots0,6$ МПа – допускаемое давление для всех типов тормозов с осевым сжатием, меньшее значение – сталь по стали или чугуну, большее – для вальцованного асбеста, средние для фрикционной накладке из асбестовой ткани.

В механизмах подъема с цилиндрическими прямозубыми колесами применяется дисковый тормоз с переменным давлением (рис. 28). Осевая сила для этого тормоза получается при помощи кинематической пары винт – гайка.

При вращении вала 1 тормоза в сторону подъема груза ступица шестерни 4 навинчивается на резьбу и зажимает храповое колесо между дисками 2 и 4. Собачка 6 не препятствует вращению, проскакивает по зубьям храпового диска 3.

Для опускания груза вал 1 вращается в противоположную сторону. Шестерня 4 свинчивается с винта вала в сторону ограничителя 5. Давление на дисковых поверхностях трения уменьшается, храповик пробуксовывает между дисками 2 и 4, а груз опускается.

Скорость груза при его опускании, подчиняясь закону свободного падения, нарастает и по кинематической цепи ускоренное вращение барабана передается шестерне 4. Шестерня начинает обгонять вращающийся вал 1, снова навинчивается по резьбе вала и своим диском прижимается к неподвижному храповику, что вызывает замедление опускания груза.

При последующем вращении вала 1 в сторону опускания груза происходит плавное растормаживание механизма. Имеет место то ускоряющееся, то замедляющееся движение груза. Здесь уместно говорить о средней скорости опускания.

Расчет дискового тормоза переменного давления проводится на давление.
Осевая сила сжатия

$$F_a = \frac{T_{on}}{0,5 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho') + f \cdot R_{cp}}, \quad (11)$$

где T_{on} – статический момент на валу тормоза при опускании груза, $H \cdot \text{мм}$;
 ψ – угол подъема резьбы по цилиндру среднего диаметра резьбы;
 f – коэффициент трения для сухих поверхностей. При случайном попадании смазки приведенные значения уменьшаются в 1,5 раза, при смазанных поверхностях – в 2 раза;
 d_2 – средний диаметр резьбы, мм ;
 R_{cp} – средний радиус прижимных дисков, мм .

$$R_{cp} = \frac{R_{cp1} + R_{cp2}}{2}, \quad (12)$$

ρ' – приведенный угол трения резьбовой пары;

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha}, \quad (13)$$

где f – коэффициент трения в резьбе (сталь по стали или чугуна при надежной смазке);
 α – половина угла профиля резьбы.

Средний диаметр поверхностей трения

$$R_{cp} = \frac{\beta_T \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{2 \cdot f \cdot (2 - \beta_T)}, \quad (14)$$

где $\beta_T = 1, 2 \dots 1, 25$ – коэффициент запаса торможения.

В соответствии с требованиями конструкции величина R_{cp} может быть изменена за счет изменения величины f , d_2 и ψ .

Ширина поверхностей трения определяется расчетом

$$b = \frac{F_a}{\pi \cdot D_{cp} \cdot [p]} = \frac{F_a}{2\pi \cdot R_{cp} \cdot [p]}. \quad (15)$$

Для подъема, спуска и подтаскивания грузов, когда такие операции производятся редко, а скорость перемещения груза не имеет существенного значения, применяются ручные лебедки.

Между валом рукоятки и валом барабана на лебедках (рис. 28) ставят червячные или открытые зубчатые передачи. Число ступеней зубчатой передачи может быть 1...3 в зависимости от тягового усилия на канате. Величина наибольшего передаточного числа одной пары зубчатых колес принимается равной 9, червячные передачи в приводе лебедки применяются самотормозящие. В случае зубчатого привода лебедка имеет грузоупорный тормоз с переменным давлением (см. рис. 28) или безопасную рукоятку – разновидность дискового грузоупорного тормоза.

Для определения кинематики привода необходимо знать общее передаточное число, при этом величина КПД лебедки для стального каната или цепи $\eta = 0,75 - 0,83$ (меньшие значения для трехступенчатой зубчатой передачи, больше – одноступенчатой).

Вращающие моменты на валу барабана M_2 и на валу рукоятки M_1 вычисляются по соответствующим формулам

$$T_2 = \frac{F \cdot D_0}{2}, \quad (16)$$

где F – сила тяги на канате, H ;

D_0 – расчетный диаметр барабана (по центрам витков каната, уложенного на барабане), $мм$.

$$T_1 = F_p \cdot R, \quad (17)$$

где F_p – усилие рабочего, H (таблица 1);

R – радиус рукоятки (300...400 $мм$).

После вычисления передаточного числа назначается число ступеней передачи.

ЗАДАЧА 19. Расчет храпового останова ручной лебедки

Исходные данные:

Момент на валу храпового колеса – $T=250 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

Материал колеса – сталь 40;

Материал собачки – сталь 45;

Материал оси – сталь 45.

Определить: размер диаметра, модуль, высоту зуба, ширину храпового колеса, а также размеры собачки – ее ширину, толщину и диаметр оси.

1. Определить величины допускаемых напряжений

1.1. Для храпового колеса из поковки

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{390}{3} = 130 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T=390 \text{ МПа}$ – предел текучести для стали 40 [приложение, табл. 18]; [9, стр. 57];

$S=3$ – коэффициент запаса прочности [1, стр. 210, табл. 28].

1.2. Для собачки

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{340}{3} = 113,33 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T=340 \text{ МПа}$ – предел текучести для стали 45 [приложение, табл. 18]; [9, стр. 57].

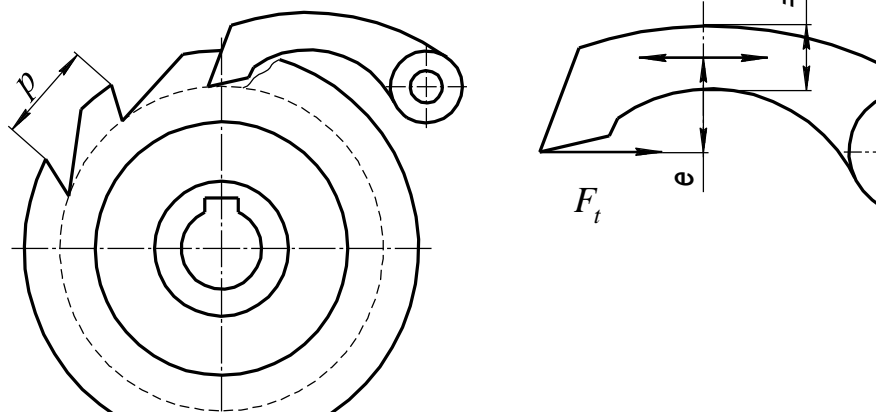


Рисунок 29 – Схема храпового останова

2. Определить величину модуля храпового колеса

$$m \approx 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{z \cdot \psi \cdot [\sigma]_u}},$$

где $z=8\dots48$ – рекомендуемое число зубьев. Примем $z=30$ [11, стр. 396];
 $\psi=1\dots2$ – коэффициент ширины зуба [1, стр. 210, табл. 28]. Принимаем $\psi=2$.

$$m \approx 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3}{30 \cdot 2 \cdot 130}} = 6,35 \text{ мм.}$$

Примем $m=7$ мм.

3. Определить размеры колеса

3.1. Диаметр окружности вершин зубьев

$$D = m \cdot z = 7 \cdot 30 = 210 \text{ мм.}$$

3.2. Ширина колеса

$$b = m \cdot \psi = 7 \cdot 2 = 14 \text{ мм.}$$

3.3. Высота зуба

$$h = 0,75 \cdot m = 0,75 \cdot 7 = 5,25 \text{ мм.}$$

4. Проверяем кромки зубьев на смятие

$$q = \frac{F_t}{b} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{D \cdot b} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{210 \cdot 14} = 170,07 \text{ Н/мм} < [q],$$

где $[q]=4000 \text{ Н/см}=400 \text{ Н/мм}$ – допускаемое линейное давление с учетом динамического характера нагружения [1, стр. 210, табл. 28].

5. Определить размеры собачки

5.1. Ширина собачки

$$b' = b + (2\dots4) \text{ мм} = 14 + (2\dots4) \text{ мм} = 16\dots18 \text{ мм.}$$

Принимаем $b'=18$ мм.

5.2. Принимаем толщину собачки $\delta=15$ мм, плечо изгибающей силы $e=10$ мм (рис. 29).

5.3. Проверим размеры сечения расчетом на изгиб

$$\sigma_u = \frac{F_t}{b' \cdot \delta} + \frac{F_t \cdot e}{\frac{b' \cdot \delta^2}{6}} \leq [\sigma]_u.$$

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot T}{D \cdot b' \cdot \delta} + \frac{2 \cdot T \cdot e}{D \cdot \frac{b' \cdot \delta^2}{6}} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{210 \cdot 18 \cdot 15} + \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 10}{210 \cdot \frac{18 \cdot 15^2}{6}} = 44,09 \text{ МПа.}$$

Поскольку $\sigma_u < [\sigma]_u = 113,33 \text{ МПа}$, то прочность обеспечена.

6. Определить диаметр оси собачки из расчета на изгиб
Запишем уравнение прочности на изгиб

$$\sigma_u = \frac{M_{из}}{W} = \frac{F_t \cdot \left(\frac{b'}{2} + a\right)}{0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma]_u.$$

Выразив из уравнения диаметр оси собачки, получим

$$d = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot \left(\frac{b'}{2} + a\right)}{D \cdot 0,1 \cdot [\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{18}{2} + 3\right)}{210 \cdot 0,1 \cdot 120}} = 13,35 \text{ мм},$$

где $a=3 \text{ мм}$ – принят конструктивно.
Примем $d=15 \text{ мм}$.

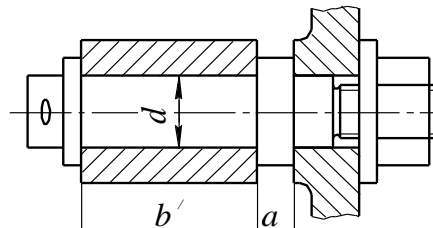


Рисунок 30 – Схема к определению диаметра оси собачки

Ось собачки работает как консольная балка с равномерно распределенной нагрузкой, равнодействующая которой равна

$$F_t = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{D} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{210} = 2381 \text{ Н}.$$

ЗАДАЧА 20. Сопротивление передвижению тележки электротали

Определить силу сопротивления передвижению электротали

Номинальная грузоподъемность – $Q=2,5 \text{ т}$;

Скорость передвижения – вручную.

Дополнительные данные для расчета:

Собственная масса электротали – $Q_0=0,5 \text{ т}$;

Диаметр ходовых колес – $D_{хк}=160 \text{ мм}$.

1. Сопротивление от трения в цапфах

$$W_{mp} = (Q + Q_0) \cdot g \cdot f_3 \cdot \frac{d_n}{D_{хк}} = (2500 + 500) \cdot 10 \cdot 0,015 \cdot \frac{30}{160} = 84,38 \text{ Н},$$

где d_n – диаметр цапфы колеса, мм;

$f_3=0,015$ – коэффициент трения в подшипниках [приложение, табл. 12]; [2, стр. 19, табл. 2.5], [3, стр. 74];

$d_n = \left(\frac{1}{5} \dots \frac{1}{7}\right) \cdot D_{хк} = \left(\frac{1}{5} \dots \frac{1}{7}\right) \cdot 160 = 32 \dots 22 \text{ мм}$ – диаметр цапфы подшипника (принимается конструктивно).

Принимаем $d_n=30 \text{ мм}$ в соответствии с диаметром подшипника.

2. Сопротивление от трения качения по прямому горизонтальному пути

$$W_2 = (Q + Q_0) \cdot g \cdot \frac{2 \cdot f_4}{D_{\text{хк}}} = (2500 + 500) \cdot 10 \cdot \frac{2 \cdot 0,5}{160} = 187,5 \text{ H},$$

где f_4 – коэффициент трения качения, $f_4=0,5$ мм для чугунных колес с выпуклой поверхностью качения [приложение, табл. 10]; [2, стр. 19, табл. 2.4]; [3, стр. 74].

3. Сопротивление от поперечного скольжения

$$W_3 = (Q + Q_0) \cdot g \cdot f_5 \cdot \frac{\delta_3}{D_{\text{хк}}} = (2500 + 500) \cdot 10 \cdot 0,15 \cdot \frac{5}{160} = 140,63 \text{ H},$$

где $f_5=0,15$ – коэффициент трения реборд о рельс [3, стр. 79];
 $\delta_3=3\pm 2$ мм – суммарный зазор по обе стороны – по чертежу [4, стр. 43].
 Принимаем самый неблагоприятный случай, когда $\delta_3=5$ мм.

4. Сопротивление от трения в ребордах

$$W_4 = (Q + Q_0) \cdot g \cdot f_5^2 \cdot \frac{h_m}{R} = (2500 + 500) \cdot 10 \cdot 0,15^2 \cdot 0,5 = 337,5 \text{ H},$$

где h_m – плечо силы трения о реборду [3, стр. 80];
 $h_m/R=0,4\dots 0,7$ [3, стр. 80]. Принимаем $h_m/R=0,5$.

5. Сопротивление от конусности колес

$$W_5 = 0,024 \cdot \frac{(Q + Q_0) \cdot g}{R} = 0,048 \cdot \frac{(Q + Q_0) \cdot g}{D_{\text{хк}}} = 0,048 \cdot \frac{(2500 + 500) \cdot 10}{160} = 9 \text{ H}.$$

6. Общее сопротивление передвижению

$$W = W_{\text{пр}} + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 = 84,38 + 187,5 + 140,63 + 337,5 + 9 = 759,01 \text{ H}.$$

7. Усилие рабочего на тяговой цепи, перекинутой через тяговое колесо

$$F_p = W \cdot \frac{D_{\text{хк}}}{D_{\text{мк}}} = 759,01 \cdot \frac{160}{450} = 270 \text{ H} < [F_p] = 500 \text{ H}.$$

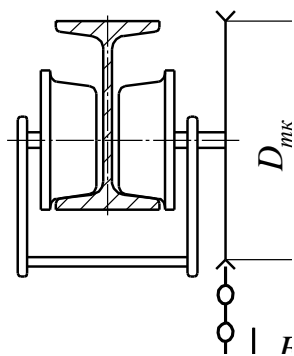


Рисунок 31 – Схема однорельсовой тележки

Надо принять два рабочих.

$D_{\text{мк}}=450$ мм принято конструктивно [11, стр. 51, рис. 3.19].

ЗАДАЧА 21. Расчет подвесного конвейера

Конвейер имеет тяговую цепь, замкнутую по контуру трассы с прикрепленными к ней каретками, к которой шарнирно прикреплены подвески [8, стр. 227, рис. 8.2].

Рассчитать подвесной грузонесущий конвейер, предназначенный для транспортировки отливок из обрубного отделения на склад. Масса одной отливки $m_c=18,3$ кг, наибольшие размеры $320 \times 200 \times 220$ мм, загрузка и разгрузка подвесок автоматическая. Расчетная производительность конвейера $Z=600$ шт/ч. Конвейер работает в среднем режиме 16 ч в сутки.

1. Основные параметры конвейера

В качестве ходовой части конвейера предварительно принимаем тяговую разборную цепь типа Р2-100-200 ГОСТ 589-74 [8, стр. 44, табл. 2.2] с шагом 100 мм, массой 1 м цепи $m_c=5,2$ кг и каретками на шарикоподшипниках [8, стр. 228, рис. 8.4].

Принимаем шаг подвески $a_n=0,6$ м (кратно удвоенному шагу звена цепи [8, стр. 254]).

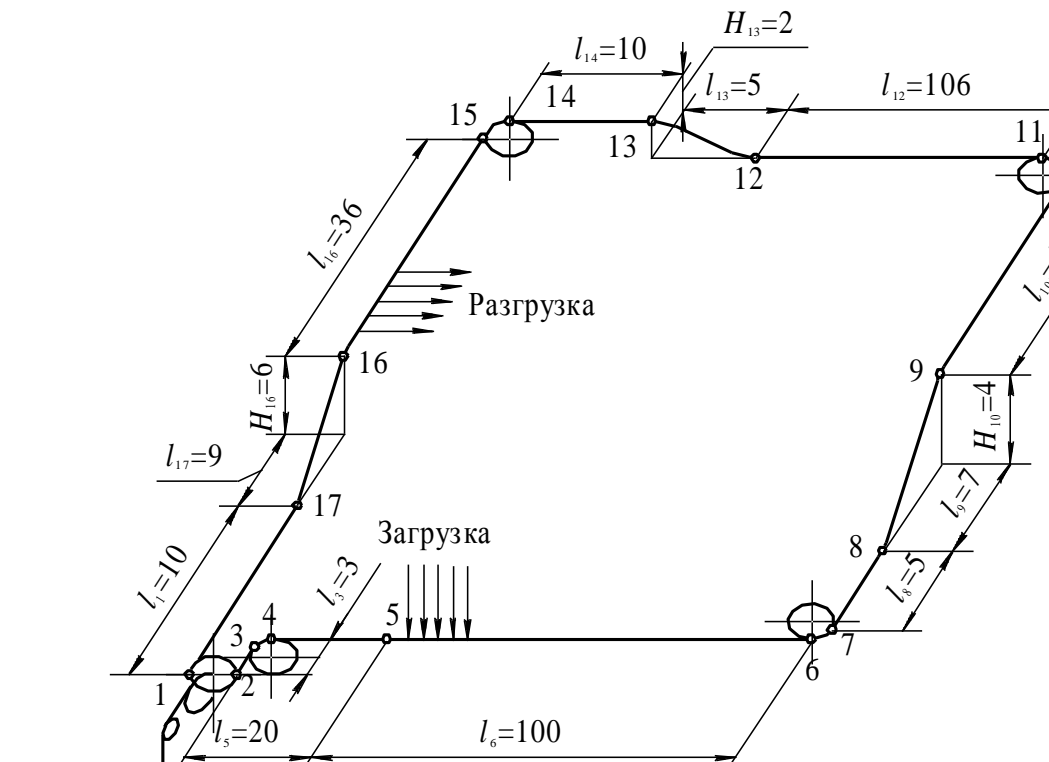


Рисунок 32 – Расчетная схема подвесного грузонесущего конвейера

2. Проверка правильности выбранного шага a_n при максимальном угле подъема трассы $\beta_{\max}=35^\circ$ [8, стр. 254]

$$a_n \geq \frac{(b_{\max} + \Delta)}{\cos \beta_{\max}} = \frac{(320 + 150)}{\cos 35^\circ} = 572 \text{ мм},$$

где $\Delta=150$ мм – минимальный зазор между подвесками с грузом [8, с. 254].

Конструкцию поворотных устройств см. [8, стр. 234-235, рис. 8.10-8.12] при диаметре звездочек 300-1300 мм и блоков 300-1200 мм. Проверка прохождения груза горизонтального поворота выполняется графически [8, стр. 254, рис. 8.28, а].

3. Скорость конвейера для обеспечения заданной производительности при укладке $i=1$ детали на каждую подвеску [8, стр. 67]

$$v = \frac{Z \cdot a_n}{3600 \cdot i} = \frac{600 \cdot 0,6}{3600 \cdot 1} = 0,1 \text{ м/с.}$$

(Сравни с характерными скоростями конвейеров [8, стр. 255, табл. 8.4]).

Грузы подаются на подвески при помощи автоматического манипулятора с ритмом одна загрузка в 6 с:

$$Z = \frac{3600}{t} = \frac{3600}{6} = 600 \text{ шт/ч.}$$

4. Определяем линейные нагрузки

4.1. На обратной (незагруженной) ветви [8, стр. 255]

$$q_0 = g \cdot \left(\frac{m_n}{a_n} + \frac{m_k}{t_k} \right) + q_u,$$

где $m_n=7,2 \text{ кг}$ – масса подвески;

$m_k=5,5 \text{ кг}$ – масса каретки;

$t_k=a_n=0,6 \text{ м}$ – шаг каретки;

$m_u=5,2 \text{ кг}$ – линейная плотность цепи ($q_u=m_u \cdot g$).

$$q_0 = g \cdot \left(\frac{m_n}{a_n} + \frac{m_k}{t_k} + m_u \right) = 9,81 \cdot \left(\frac{7,2}{0,6} + \frac{5,5}{0,6} + 5,2 \right) = 260 \text{ Н/м.}$$

4.2. Нагруженной ветви [8, стр. 255]

$$q = q_0 + \frac{g \cdot m_z}{a_n} = 260 + \frac{9,81 \cdot 18,3}{0,6} = 560 \text{ Н/м,}$$

где m_z – масса полезного груза на подвеске, кг.

5. Приближенно определяем наибольшее натяжение цепи [8, стр. 255]

$$S_{\max} = S_0 \cdot K_M + W \cdot (q \cdot L_z + q_0 \cdot L_X) \cdot (1 + B \cdot K_M) + qH,$$

где $S_0=500 \text{ Н}$ – предварительное натяжение цепи;

$K_M = \varphi^x \cdot \xi_1^y \cdot \xi_2 = 1,02^6 \cdot 1,025^4 \cdot 1,035 = 1,22$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений движению кареток;

$\varphi=1,02$, $\xi_1=1,025$, $\xi_2=1,035$ – коэффициенты сопротивлений соответственно на вертикальном перегибе и горизонтальном повороте [8, стр. 256, табл. 8.6];

x и y – число перегибов трассы соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

$W=0,027$ – коэффициент сопротивления на прямолинейном участке [8, стр. 256, табл. 8.5];

L_T , L_X – горизонтальные проекции соответственно загруженной и ходовой ветвей конвейера;

Согласно схеме конвейера (рис. 32)

$$L_T = l_6 + l_8 + l_9 + l_{10} + l_{12} + l_{13} + l_{14} + l_{16} = 100 + 5 + 7 + 40 + 106 + 5 + 10 + 36 = 309 \text{ м;}$$

$$L_x = l_{17} + l_1 + l_3 + l_5 = 9 + 10 + 3 + 20 = 42 \text{ м};$$

$B=0,3$ – коэффициент, зависящий от числа поворотов и перегибов и их расположения на трассе [8, стр. 255];

H – наибольшая высота подъема груза на трассе конвейера, м.

Производим подстановку

$$S_{\max} = 500 \cdot 1,22 + 0,027 \cdot (560 \cdot 309 + 260 \cdot 42) \cdot (1 + 0,3 \cdot 1,22) + 560 \cdot 6 = 10600 \text{ Н}.$$

Полученное наибольшее натяжение показывает, что цепь выбрана правильно, так как для принятой цепи допусаемое натяжение равно 12 кН [8, стр. 257, табл. 8.7].

6. Привод располагаем в наивысшей точке (14) грузеной ветви конвейера. Минимальное натяжение можно ожидать после спуска в точке O (17), с нее и начнем тяговый расчет [8, стр. 256, (8.15)-(8.18)]. Принимаем $S_0=500 \text{ Н}$.

6.1. Натяжение в точке 1 [8, стр. 256, (8.15)]

$$S_1 = S_0 + W \cdot q_0 \cdot l_1 = 500 + 0,027 \cdot 260 \cdot 10 = 570 \text{ Н}.$$

6.2. Натяжение в точке 2 [8, стр. 256, (8.16)]

$$S_2 = \xi_2 \cdot S_1 = 1,035 \cdot 570 = 590 \text{ Н}.$$

6.3. Натяжение в точке 3

$$S_3 = S_2 + W \cdot q_0 \cdot l_3 = 590 + 0,027 \cdot 260 \cdot 3 = 611 \text{ Н}.$$

6.4. Натяжение в точке 4

$$S_4 = \xi_1 \cdot S_3 = 1,025 \cdot 611 = 626 \text{ Н}.$$

6.5. Натяжение в точке 5

$$S_5 = S_4 + W \cdot q_0 \cdot l_5 = 626 + 0,027 \cdot 260 \cdot 20 = 772 \text{ Н}.$$

6.6. Натяжение в точке 6

$$S_6 = S_5 + W \cdot q \cdot l_6 = 772 + 0,027 \cdot 560 \cdot 100 = 2282 \text{ Н}.$$

6.7. Натяжение в точке 7

$$S_7 = \xi_1 \cdot S_6 = 1,025 \cdot 2282 = 2340 \text{ Н}.$$

6.8. Натяжение в точке 8

$$S_8 = S_7 + W \cdot q \cdot l_8 = 2340 + 0,027 \cdot 560 \cdot 5 = 2420 \text{ Н}.$$

6.9. Натяжение в точке 9 [8, стр. 256, (8.18)]

$$S_9 = \varphi \cdot (\varphi \cdot S_8 + W \cdot q \cdot l_9 + q \cdot h_9) = 1,02 \cdot (1,02 \cdot 2420 + 0,027 \cdot 560 \cdot 7 + 560 \cdot 4) = 4920 \text{ Н}.$$

6.10. Натяжение в точке 10

$$S_{10} = S_9 + W \cdot q \cdot l_{10} = 4920 + 0,027 \cdot 560 \cdot 40 = 5530 \text{ H.}$$

6.11. Натяжение в точке 11

$$S_{11} = \xi_1 \cdot S_{10} = 1,025 \cdot 5530 = 5680 \text{ H.}$$

6.12. Натяжение в точке 12

$$S_{12} = S_{11} + W \cdot q \cdot l_{12} = 5680 + 0,027 \cdot 560 \cdot 106 = 7280 \text{ H.}$$

6.13. Натяжение в точке 13

$$S_{13} = \varphi \cdot (\varphi \cdot S_{12} + W \cdot q \cdot l_{13} + q \cdot h_{13}) = 1,02 \cdot (1,02 \cdot 7280 + 0,027 \cdot 560 \cdot 5 + 560 \cdot 2) = 8800 \text{ H.}$$

6.14. Натяжение в точке 14

$$S_{14} = S_{13} + W \cdot q \cdot l_{14} = 8800 + 0,027 \cdot 560 \cdot 10 = 9000 \text{ H.}$$

Наибольшее натяжение получилось в точке 14, оно на 17% отличается от приблизительно подсчитанного $S_{\max} = 10600 \text{ H.}$

Для определения натяжения в точках 16 и 15 необходимо вести расчет против хода конвейера, начиная с точки O (17).

6.15. Натяжение в точке 17

$$S_{17} = S_0 = 500 \text{ H.}$$

6.16. Натяжение в точке 16

$$S_{16} = \frac{1}{\varphi} \cdot \left(\frac{1}{\varphi} \cdot S_{17} - W \cdot q_0 \cdot l_{17} + q_0 \cdot h_{16} \right) = \frac{1}{1,02} \cdot \left(\frac{1}{1,02} \cdot 500 - 0,027 \cdot 260 \cdot 9 + 260 \cdot 6 \right) = 1940 \text{ H.}$$

6.17. Натяжение в точке 15

$$S_{15} = S_{16} - W \cdot q \cdot l_{16} = 1940 - 0,027 \cdot 560 \cdot 36 = 1400 \text{ H.}$$

7. Тяговое усилие на приводной звездочке [8, стр. 258]

$$W = S_{нб} - S_{сб} + W_{пр} = S_{14} - S_{15} + (\xi_1 - 1) \cdot (S_{14} + S_{15}) = 9000 - 1400 + (1,025 - 1) \cdot (9000 + 1400) = 8000 \text{ H.}$$

8. Потребляемая мощность электродвигателя [8, стр. 259]

$$P_{дв} = \frac{W \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{8000 \cdot 0,1}{1000 \cdot 0,8} = 1 \text{ кВт.}$$

Принимаем двигатель мощностью $P_{дв} = 1,5 \text{ кВт}$, $n_{дв} = 930 \text{ мин}^{-1}$.

9. Масса натяжного груза [8, стр. 259]

$$m_n = \frac{1}{\eta_g \cdot g} \cdot (S_1 + S_2 + T) = \frac{1}{0,9 \cdot 9,81} \cdot (570 + 590 + 190) \approx 150 \text{ кг.}$$

где $T = 190 \text{ H}$ – усилие на перемещение ползунов [8, стр. 259].

2. РАСЧЕТ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ КРАНА МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

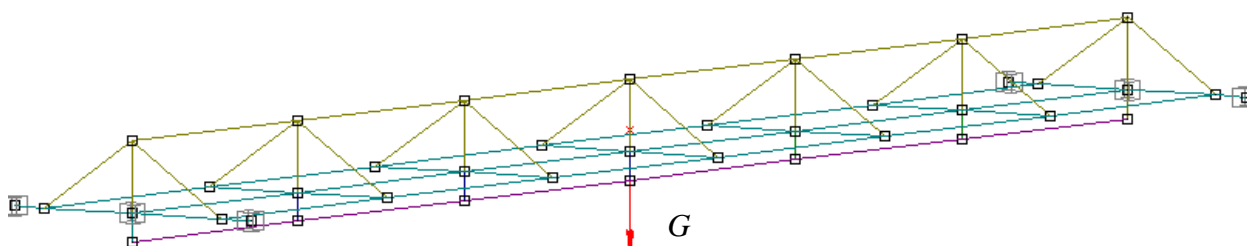
Задача 22. Расчет металлоконструкции решетчатой фермы на основе программы APM WinStructure 3D

Провести статический расчет и расчет на устойчивость модели металлоконструкции кран-балки, изображенной на рисунке. Размеры стержневых элементов конструкции приведены в миллиметрах. Исходя из стандартных применяемых профилей изготовления однобалочных мостов с пространственной фермой, назначаем: элементы конструкции имеют поперечное сечение: балка – двутавр № 20 с уклоном полок по ГОСТ 8239-89, раскосы – уголок № 5, материал – сталь Ст3кп. Соединение стержневых элементов друг с другом жесткое. Пролет моста 12000 мм, 6 секций по 2000 мм, высота 1000 мм. Мост установлен на четырех шарнирных опорах, располагающихся по углам нижнего основания.

Решение


Общий порядок расчета

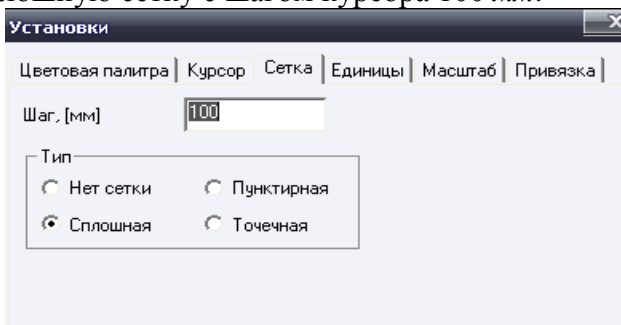
1. Создание плоской стержневой модели рамы моста
2. Умножение плоской рамы с целью создания трехмерной модели стержневой конструкции
3. Присвоение поперечного сечения стержневым элементам модели конструкции и задание параметров материала
4. Закрепление модели конструкции с помощью опор
5. Задание силовых факторов, действующих на элементы модели
6. Выполнение расчета
7. Просмотр результатов расчета
8. Вывод результатов расчета на печать и в файл формата *.rtf
- 9.




1. Создание плоской стержневой модели рамы моста

1.1 Установка единиц измерения


Убеждаемся в том, что установлены единицы измерения – мм. Единицы измерения показываются на панели статуса, располагающейся в нижней части основного окна программы. Если установлены другие единицы измерения, то необходимо нажать кнопку «Единицы измерения»  (меню Вид/ Единицы измерения) и в открывшемся диалоговом окне «Установки» вкладка «Единицы» выбрать Миллиметры. Для удобства создания модели надо выбрать сплошную сетку с шагом курсора 100 мм.

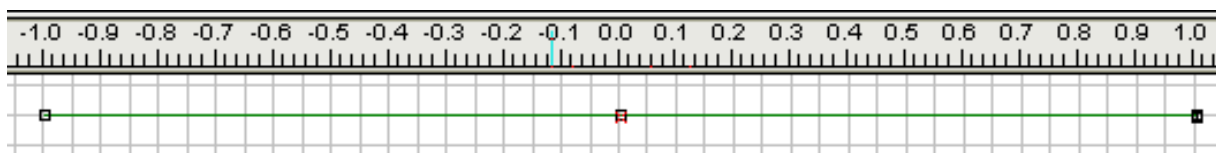



1.2. Создание базового (начального) узла

Создавать модель можно в любом из четырех окон (в котором удобнее пользователю), она будет автоматически изображаться на всех остальных видах. В данном случае будем это делать в окне «Вид слева», где эта проекция будет наиболее наглядной. Построение стержневой модели начинаем с того, что в произвольном месте выбранного окна ставим начальный (базовый) узел: вначале нажимаем кнопку «Новый узел»  на панели инструментов «Нарисовать» (меню Рисование/ Узел/ По координатам), а затем щелкаем левой кнопкой мыши в произвольной точке окна «Вид слева». Пусть это будет, например, левый нижний узел модели конструкции. При этом необходимо предусмотреть, чтобы вся проекция разместилась в этом окне.


1.3. Создание стержня

Такие стержни удобно создавать тогда, когда точно определено положение их концов. В этом случае используем режим «Новый стержень», который включается одноименной кнопкой на панели инструментов «Нарисовать»  (меню Рисование/ Стержень/ По координатам). Для построения нового стержня вначале щелкаем левой кнопкой мыши в области чувствительности привязки к узлу, который будет являться началом создаваемого стержня, а затем, смещая курсор вправо, щелкаем в области того узла, который фиксирует конец стержня. Между этими узлами появится новый стержень длиной 2000 мм.



Новые стержни создаем, а затем используем режим разбиения стержня на равные части. Если эта операция будет одновременно применяться к нескольким стержням, то эти стержни необходимо предварительно выделить. Для разбиения стержней нажимаем на панели инструментов «Нарисовать» кнопку «Разбить стержень»  (меню Рисование/ Стержень/ Разбить стержень) и щелкаем указателем мыши по одному из выделенных стержней. В поле ввода Число стержней в открывшемся диалоговом окне «Разбить стержень» записываем 2.

1.4. Создание стержня по длине и углу.

Нажимаем на панели инструментов «Нарисовать» кнопку «Стержень по длине и углу»  (меню Рисование/Стержень/ По длине и углу), а затем щелкаем левой кнопкой мыши в области чувствительности привязки к узлу и, смещая курсор, «вытягиваем» динамический объект в вертикальном направлении. Затем по щелчку правой кнопки мыши вызываем диалоговое окно «Добавить стержень» для задания координат стержня (в данном случае длины и значения угла):

В поле ввода «Угол, град» вводим значение 90;


В поле ввода «Длина, мм» вводим значение 1000.

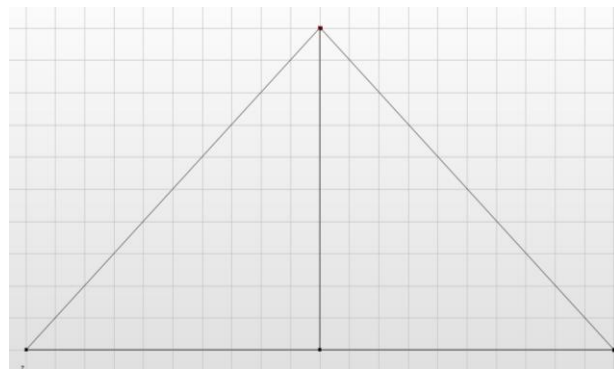
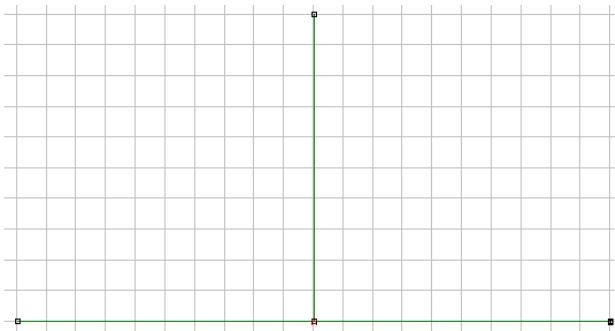
Угол отсчитывается от правого горизонтального направления в направлении против часовой стрелки.

Аналогичным образом из первоначального узла строим горизонтальный стержень в направлении слева направо, затем из конца этого стержня создаем вертикальный стержень длиной 1000 мм.

1.5. Создание наклонных и пересекающихся стержней

Их удобно создавать тогда, когда точно определено положение их концов. В этом случае используем режим «Новый стержень», который включается одноименной кнопкой на

панели инструментов «Нарисовать»  (меню Рисование/ Стержень/ По координатам). Для построения нового стержня вначале щелкаем левой кнопкой мыши в области чувствительности привязки к узлу, который будет являться началом создаваемого стержня, а затем, смещая курсор, щелкаем в области того узла, который фиксирует конец стержня. Между этими узлами появится новый стержень. Таким же образом строим стержни, соединяющие верхние части плоской рамы, а также пересекающиеся стержни.






1.6. Для объединения близкорасположенных узлов выбираем пункт меню Инструменты/ Соединить узлы и в поле ввода открывшегося диалогового окна «Совместить узлы» записываем значение расстояния, на котором будут совмещены узлы, в данном случае пусть это будет 20 мм. Если после нажатия кнопки «ОК» программа выдаст сообщение «Объединено 0 узлов», то это означает, что заданного значения расстояния недостаточно, и эту операцию следует повторить, выбрав большее значение. Таким же образом создаем общие узлы на всех пересекающихся стержнях.


2. Умножение плоской рамы с целью создания трехмерной модели стержневой конструкции

После выполнения всех предыдущих операций получаем плоскую раму, соответствующую боковой секции моста. Для того чтобы эту модель преобразовать в трехмерную, следует произвести операцию умножения, предварительно выделив подлежащие умножению элементы.

2.1. Выделение элементов модели конструкции

Для выделения отдельных элементов модели можно воспользоваться кнопкой «Выбрать» на панели инструментов «Нарисовать» (меню Редактирование/ Выбрать элемент)  или «Выбрать группу»  (меню Редактирование/ Выбрать группу элементов). В нашей задаче необходимо выделить всю плоскую раму целиком, поэтому удобнее воспользоваться режимом выделения группы элементов. После перехода в режим «Выбрать группу»  (меню Редактирование/ Выбрать группу элементов) следует, нажав левую кнопку мыши, создать прямоугольник, в который будет вписана плоская рама. Элементы рамы выделятся и будут показаны красным цветом. Для этой операции лучше всего подходит вид сверху или спереди. Снятие выделения производится щелчком правой кнопкой мыши в свободном месте поля редактора в одном из режимов выбора элементов.

2.2. Умножение элементов модели конструкции

Переход в этот режим осуществляется нажатием кнопки «Умножить»  на панели инструментов «Инструменты» (меню Инструменты/ Умножить). Затем нужно показать направление умножения с помощью вектора умножения. Первым щелчком мыши фикси-

руем начало этого вектора, затем смещаем мышью – указываем направление умножения, и, наконец, вторым щелчком завершаем длину вектора умножения. Одновременно с последним щелчком мыши открывается диалоговое окно «Умножить контур». В полях ввода этого окна можно уточнить параметры умножения.

Операцию умножения удобнее всего производить в окне «Вид сверху», поскольку на этом виде направление умножения будет показываться в натуральную величину, но возможно использовать и любой другой вид, например «Вид спереди». Если не выполняется других операций, то можно сделать 6 секций, но так как мы делаем 2 диагональных раскоса, то указываем 2 секции умножения и рисуем раскосы балки. Получаем такую конструкцию.

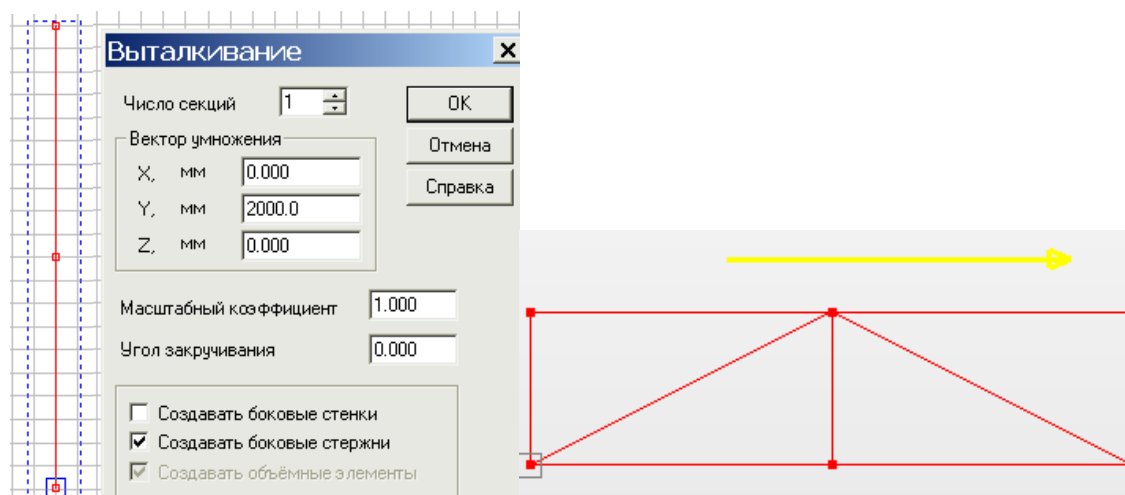
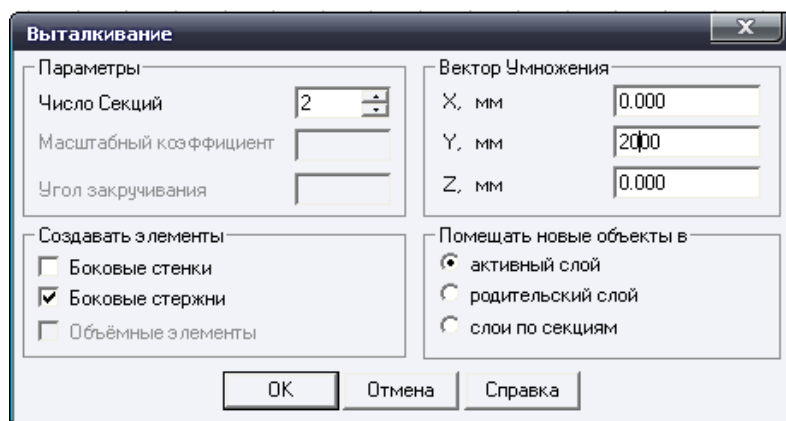
В поле диалогового окна «Умножить контур» вводим следующие параметры умножения:

Число секций – 2;

Вектор умножения по Y, мм – 2000:

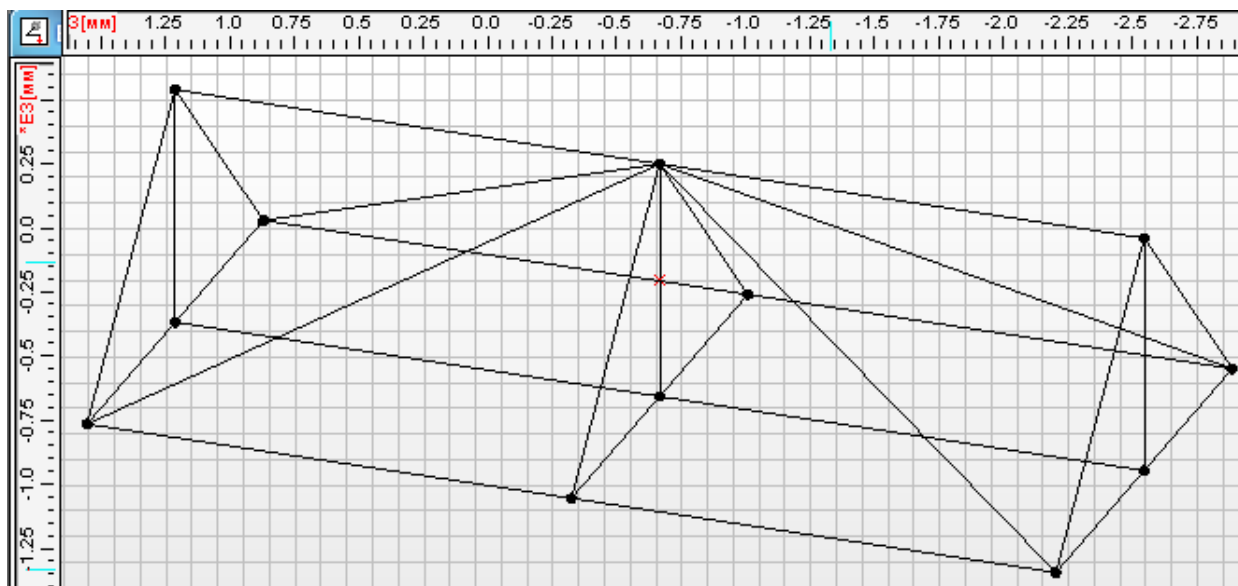
X, мм и Z, мм – эти поля оставляем нулевыми.

Кроме того, опция «Создавать боковые стержни» должна быть отмечена флажком.



Добавление необходимых элементов в модель конструкции. В созданной предыдущими действиями модели не хватает диагональных пересекающихся стержней, соединяющих узлы верхнего яруса конструкции. Диагональные стержни можно выполнить и на произвольном виде.



Затем умножаем полученную конструкцию на 3, получаем 6 секций.



2.3. Удаление лишних элементов модели конструкции

После выполнения операции умножения (при включенном флажке опции Создавать боковые стержни) в направлении размножения появятся новые стержни, начала которых находятся в выделенных узлах.

Построенная на этом этапе модель конструкции почти полностью соответствует той, которую следует создать. Однако в процессе умножения можно получить лишние стержни. Их


следует удалить. Для этого выделяем эти элементы, нажав кнопку «Выбрать»  на панели инструментов «Нарисовать» (меню Редактирование/ Выбрать элемент) и щелкнув левой кнопкой мыши на конкретном стержне (для выделения группы элементов нужно держать нажатой клавишу Shift на клавиатуре, в противном случае при выделении последующего элемента со всех предыдущих выделение будет снято). Удаление выделенных элементов производится нажатием кнопки  «Удалить выбранное» на панели инструментов «Нарисовать» (меню Рисование/ Удалить выбранное) или нажатием клавиши Delete на клавиатуре.

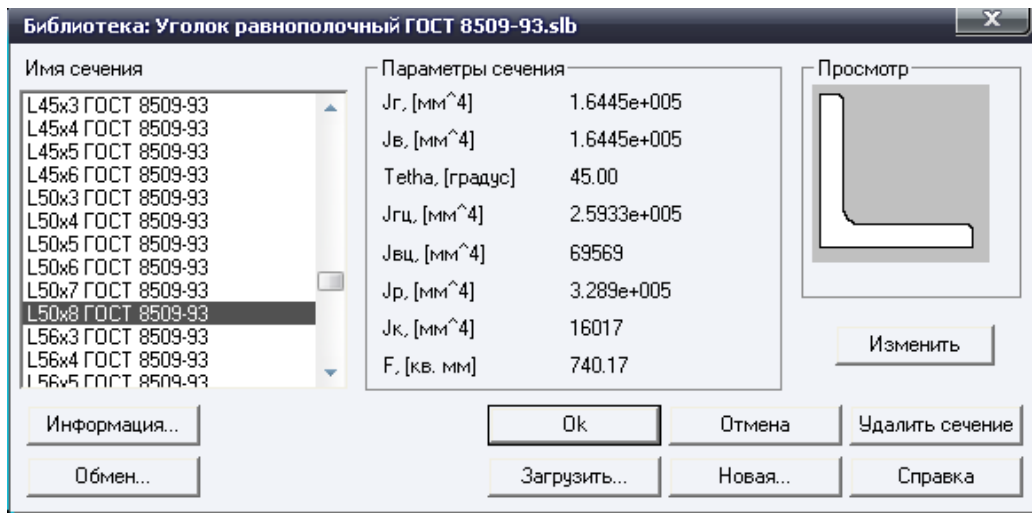
3. Присвоение поперечного сечения стержневым элементам модели конструкции и задание параметров материала

Перед запуском модели конструкции на расчет всем стержневым элементам модели должно быть присвоено поперечное сечение.

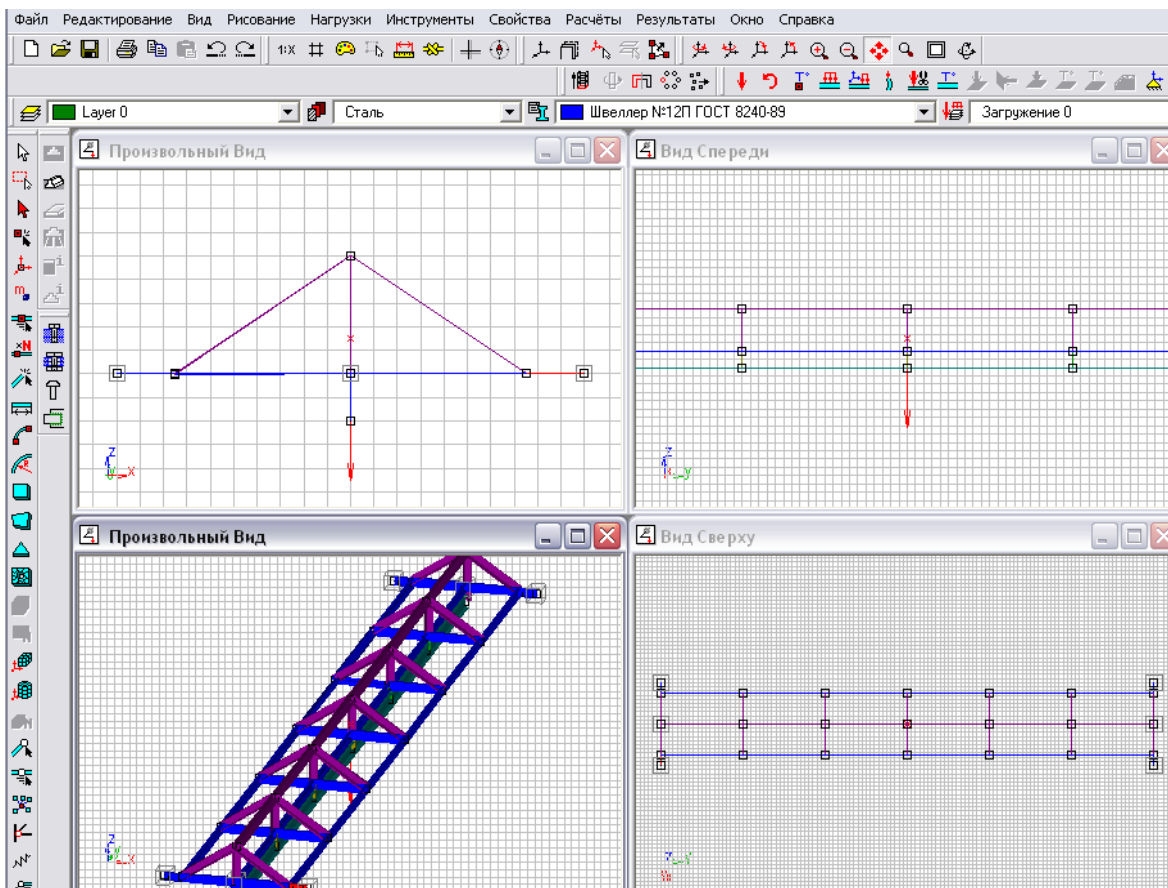
3.1. Задание поперечного сечения стержневым элементам конструкции

Для задания стандартного сечения всем элементам достаточно взять его из библиотек стандартных сечений, которые поставляются вместе с модулем APM Structure3D. Если сечение нестандартное, то оно должно быть предварительно помещено в одну из библиотек сечений.

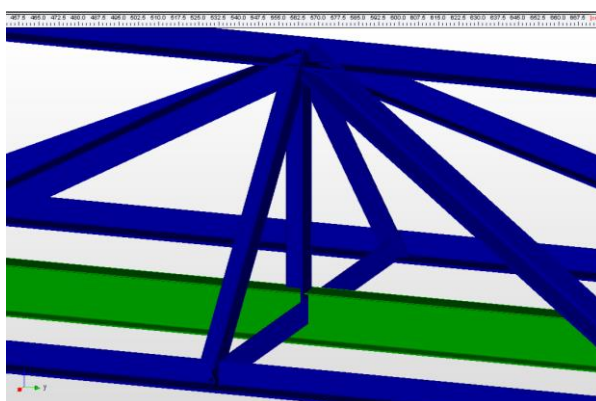
Переходим в режим задания поперечного сечения стержням нажатием на панели инструментов «Свойства» кнопки «Сечения всем»  (меню Свойства/ Сечения всей конструкции), после чего открывается диалоговое окно «Библиотека: ...». Затем необходимо загрузить требуемую библиотеку. Для этого нажимаем кнопку «Загрузить» и указываем путь к этой библиотеке, находим «Равнополочный уголок 50×8». Стандартные библиотеки располагаются в той же директории, где установлена система APM WinMachine. Это делаем для того, чтобы облегчить построение металлоконструкции крана, так как большинство стержней балки выполнены из уголка. Программа просит подтвердить задание сечения всем стержням.



Потом выделяем нижний стержень, по которому перемещается тележка, и назначаем другой профиль сечения. После загрузки библиотеки из списка Имя сечения выбираем нужное по условию сечение – Двутавр с уклоном № 20 ... и нажимаем кнопку «ОК». После этого в открывшемся диалоговом окне подтверждаем свое желание задать выбранное сечение всем стержням. Ориентация сечения будет произведена программой автоматически.




Узел соединений металлоконструкции различных профилей можно посмотреть в объемном изображении.



3.2. Проверка ориентации сечения и его поворот

Для того чтобы просмотреть, как ориентировано поперечное сечение на том или ином стержне, следует этот элемент выделить, а затем нажать на панели инструментов «Свой-

ства» кнопку «Ориентация сечения»  (меню Свойства/Ориентация сечения). На выделенных стержнях будет показано положение сечения. Если сечение слишком маленькое (большое), то увеличить (уменьшить) его показ можно с помощью кнопки «+» («-») на клавиатуре.

В этом же режиме можно поворачивать сечение отдельного стержня (или группы предварительно выделенных стержней) вокруг своей оси, для чего нужно щелкнуть мышью в непосредственной близости от этого стержня. При этом показываемое красным цветом сечение станет зеленым. Перемещение мыши по полю вида в горизонтальном направлении будет сопровождаться поворотом сечения вокруг своей оси. Внизу, на панели статуса, появится числовое значение угла поворота данного сечения в градусах. Шаг угла поворота равен шагу курсора в угловом направлении, по умолчанию принимаемому за 1 град. Щелчком правой кнопкой мыши в процессе поворота вызывается диалоговое окно, в котором можно задать в числовом виде угол поворота сечения.


3.3. Задание параметров материала стержневым элементам конструкции


В нашем случае параметры материала стержней могут быть заданы по умолчанию. Новым элементам присваиваются свойства того материала, который установлен по умолчанию. Таким материалом является сталь Ст3, что и соответствует условию нашей задачи.

4. Закрепление модели конструкции с помощью опор

По условию задачи, пролет моста установлен на четырех абсолютно жестких шарнирных опорах. Из конструктивных соображений на одной стороне модели поставим шаровые шарниры, а с противоположной стороны – шарниры с разрешением перемещения вдоль направления оси моста.

Шарниры устанавливаются в узлах. Для установки шаровых шарниров выделим два узла в «ближней» к нам части модели моста. Затем нажимаем на панели инструментов

«Нарисовать» кнопку «Опора»  (меню Рисование/ Опора) и щелкаем на одном из выделенных узлов. Открывается диалоговое окно «Установка опоры», в полях ввода которого задаем тип устанавливаемых опор. В нашем случае для установки шарнирных шаровых опор достаточно запретить все перемещения, т.е. поставить флажки опций Запрет по X,

Запрет по Y и Запрет по Z или же нажать кнопку «Шарнирная опора» , в результате

чего флажки запретов перемещения по всем координатам появятся автоматически. В узлах с другой стороны модели конструкции моста устанавливаем такой же тип опоры, но снимаем флажок с опции Запрет по Y. На этом установка опор закончена.

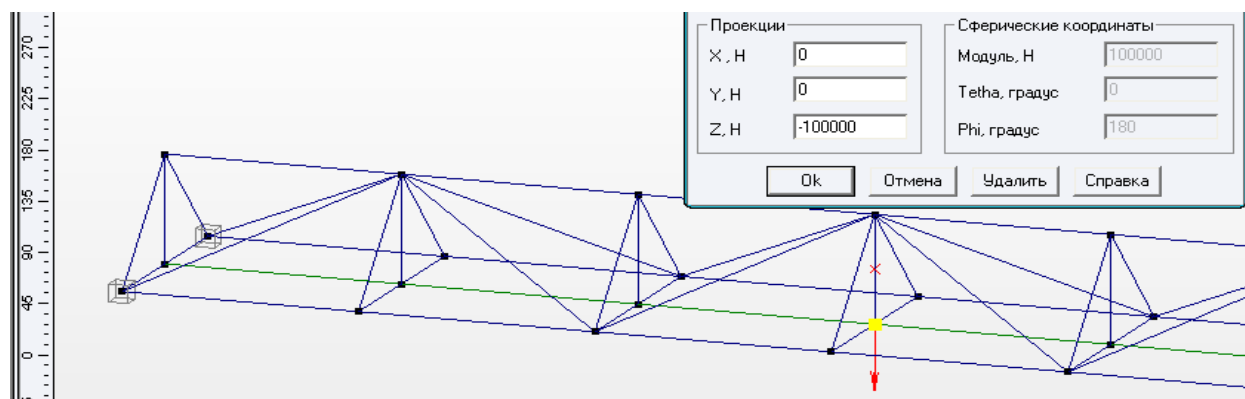
5. Задание силовых факторов, действующих на элементы модели
Балка будет находиться под действием двух силовых факторов:
собственного веса;
нагрузки,

5.1. Учет собственного веса конструкции

Собственный вес конструкции – распределенная сила, приложенная ко всем элементам модели конструкции, действующая в направлении, противоположном оси Z глобальной системы координат. Для учета собственного веса в меню Нагрузки выбираем Загружения... и в открывшемся диалоговом окне «Загружения» задаем множитель собственного веса для Загружения 0. По умолчанию всегда создается Загружение 0, которое активно и включено (т. е. в окнах редактора отображаются те нагрузки, которые в нем находятся). В этом загрузении будут находиться все действующие на модель силовые факторы. О том, что это загрузка активно, говорит флажок, расположенный слева от названия загрузки. В этом загрузении (как и в любом другом) есть множитель собственного веса, по умолчанию равный нулю (т.е. вес конструкции при таком значении множителя учитываться не будет). Для учета собственного веса следует изменить этот множитель на 1. Делается это так. Сначала необходимо выделить Загружение 0, щелкнув на нем левой кнопкой мыши, а затем нажать кнопку «Изменить». После нажатия этой кнопки откроется диалоговое окно «Загружение», в поле ввода которого записываем множитель 1.

Пользователь имеет возможность записать в это поле ввода значение, отличное от единицы. Это приведет к тому, что вес будет учитываться с соответствующим множителем.

Внимание! Если в конструкции создано несколько загрузений и рассчитывается комбинация из нескольких загрузений, то для учета действия собственного веса множитель собственного веса необходимо вводить только в одном из загрузений, входящих в эту комбинацию.



6. Выполнение расчета

Для запуска модели конструкции на расчет следует выбрать в меню Расчет пункт Расчет... и в открывшемся диалоговом окне «Расчет» указать тот тип расчета, который необходимо выполнить. В нашей задаче это будет Статический расчет и Устойчивость, поэтому отмечаем эти типы расчета флажками.

7. Просмотр результатов расчета

После выполнения расчета пользователь имеет возможность посмотреть: Карты результатов по напряжениям, перемещениям и нагрузкам.

Числовые значения максимального напряжения, перемещения в произвольном сечении стержневых, пластинчатых и твердотельных элементов.

Распределение напряжений в произвольном сечении стержневых элементов.

Значения реакций во всех опорах модели конструкции.

Значения всех силовых факторов во всех узлах модели конструкции.

Эпюры всех силовых факторов в стержневых элементах модели конструкции.

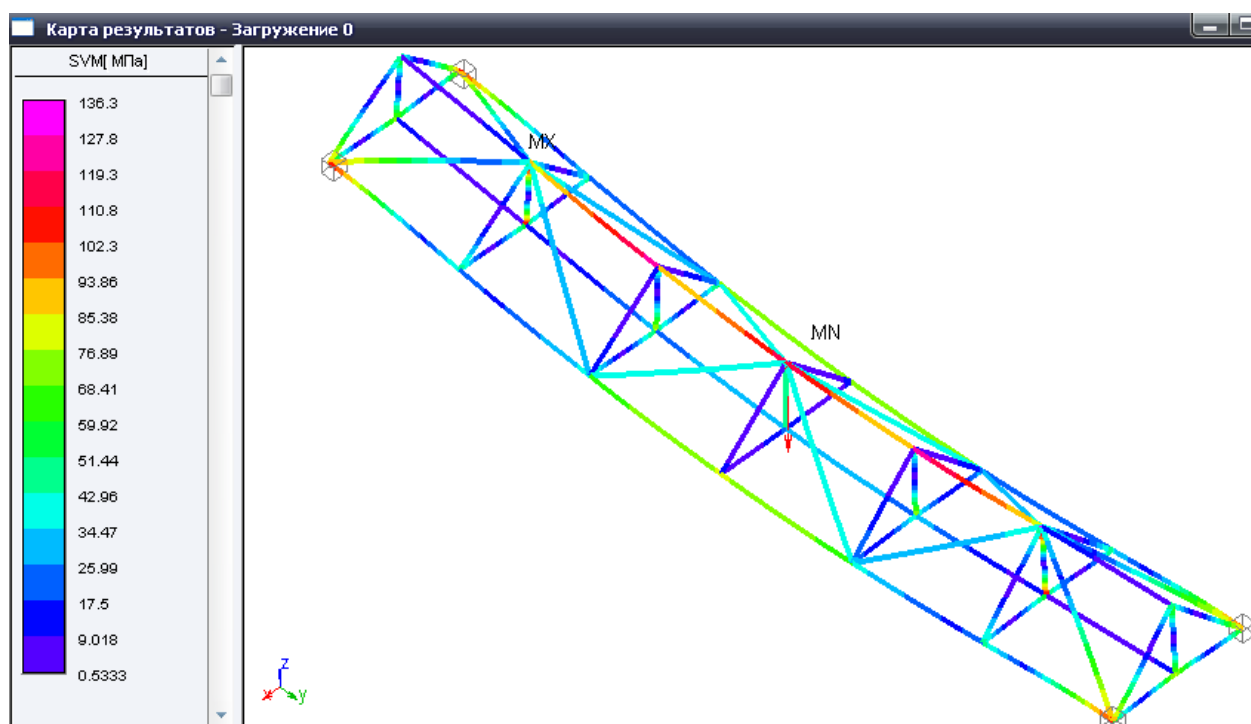
Коэффициент запаса по устойчивости и форму потери устойчивости.

Анализ результатов расчета проиллюстрируем на примере просмотра карты напряжений, распределения напряжений в поперечном сечении, величин силовых факторов для стержневого элемента в узле, а также эпюры силовых факторов для выбранного стержня и результатов расчета на устойчивость.

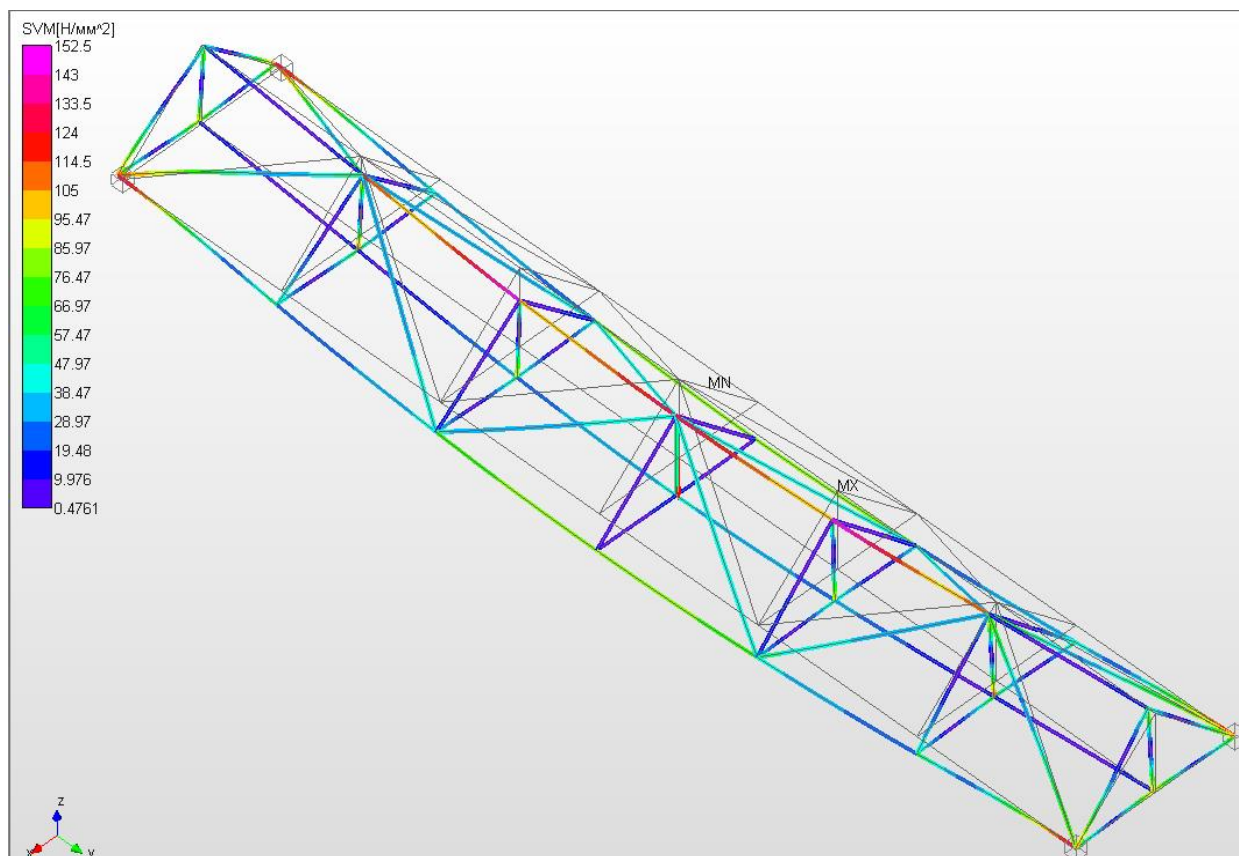
8. Просмотр карты результатов

Выбираем в меню: Результаты, пункт Карта результатов..., что приводит к появлению диалогового окна «Параметры вывода результатов».

Из списка: Выбор результатов, выбираем тип карты результатов (по напряжениям, перемещениям или нагрузкам), а из списков Стержни и Пластины выбираем те элементы, результаты расчета которых нас интересуют. После этого на экране монитора открывается карта напряжений, на которой с помощью различных цветов показываются величины эквивалентных напряжений в пластинчатых и стержневых элементах модели конструкции.



Важно, что на карте напряжений с помощью соответствующего цвета показан максимальный уровень эквивалентных напряжений в стержнях конструкции. Карта напряжений построена на деформированной модели, но на ней показывается также и исходная недеформированная модель (черным цветом). Максимальное число на шкале напряжений соответствует максимальному напряжению во всей конструкции.



8.1. Просмотр внутренних силовых факторов в узлах элементов

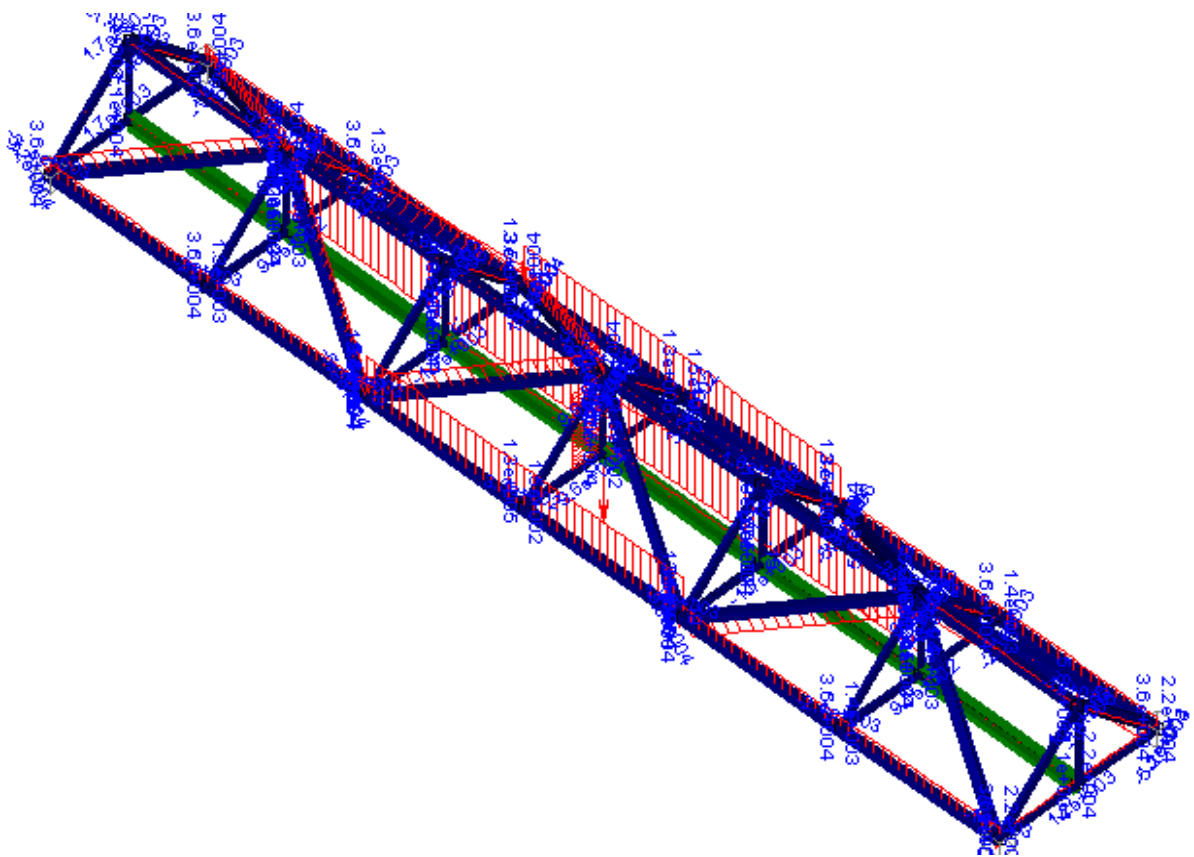
Для просмотра внутренних нагрузок в узлах элементов выбираем в меню Результаты, пункт Нагрузки... Затем в открывшемся диалоговом окне «Результаты» указываем тот элемент, результаты расчета которого необходимо просмотреть. Выбор элемента можно осуществить либо с помощью списка элементов, либо простым щелчком на нем в режиме выбора элементов.

В окне «Результаты» показываются: общая масса конструкции, величины максимальных напряжений и перемещений и номера элементов, в которых наблюдаются максимальные напряжения и перемещения.

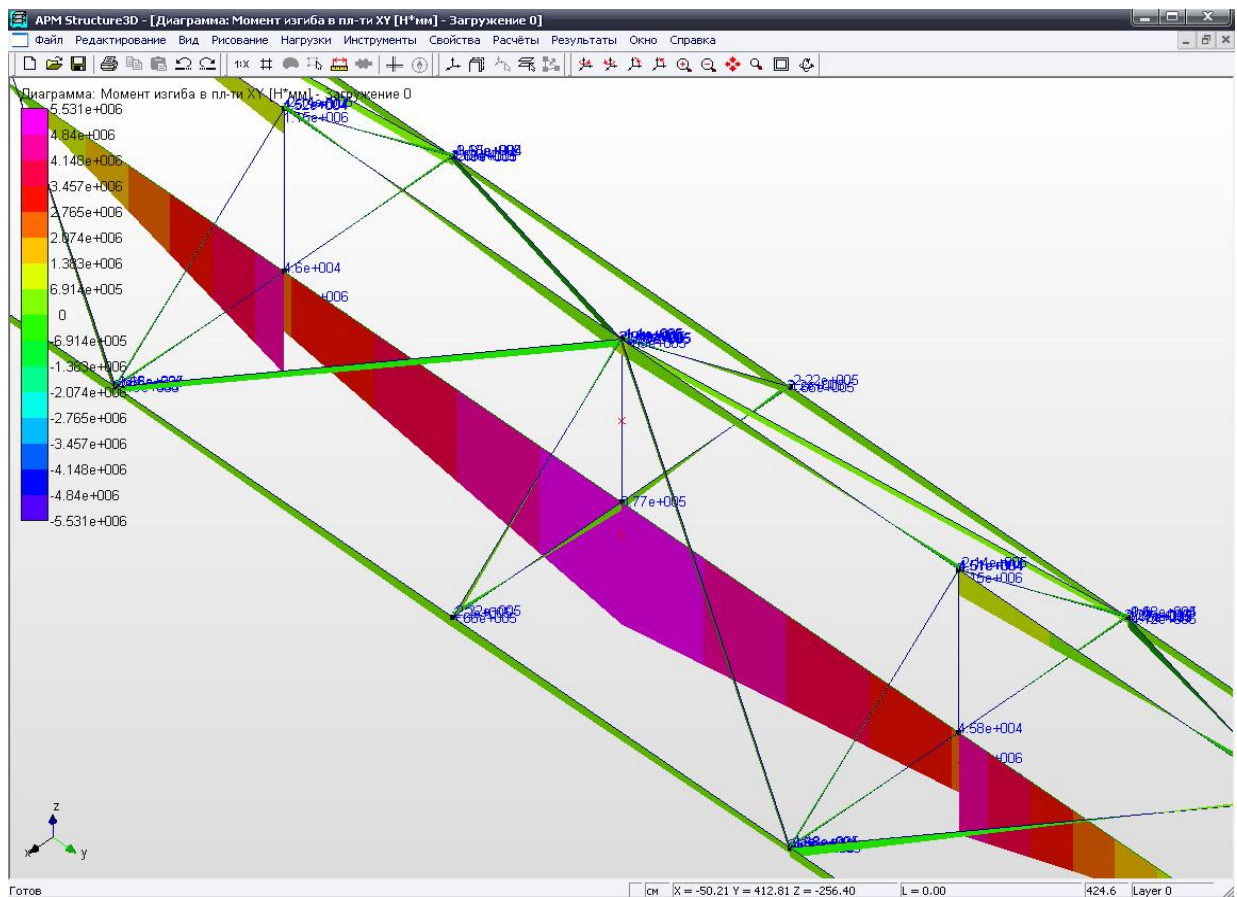
У выбранного элемента в таблице: Внутренние нагрузки в узлах элементов показываются: локальная система координат, координаты узлов, смещения узлов, угловые перемещения, силы и моменты в узлах.

Для любого выбранного стержня можно просмотреть эпюры силовых факторов: нажимаем кнопку «Показать графики...» и в открывшемся диалоговом окне «Графики» отмечаем для просмотра один из перечисленных графиков.

В качестве примера нажмем кнопку «Вертикальный» в группе параметров Моменты изгиба.

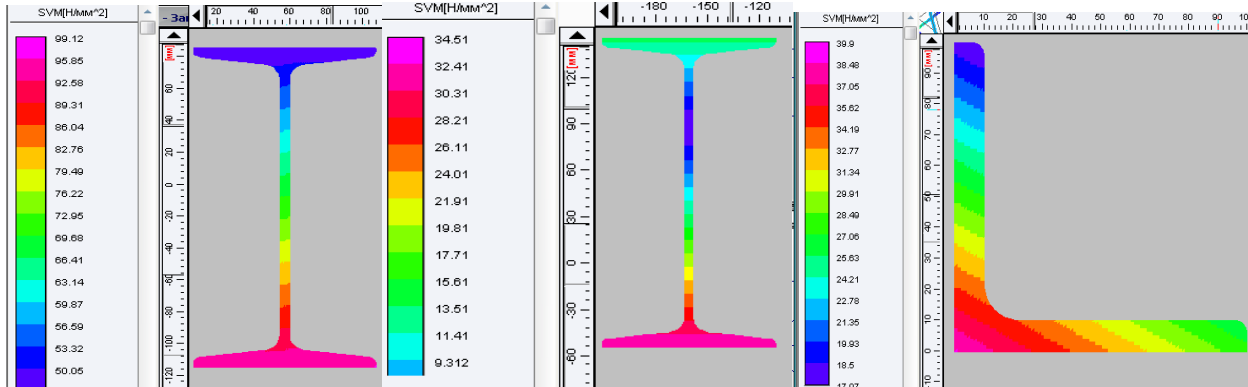


Слева на графике находится узел 1 (начало) для выбранного стержня, а справа – узел 2 (конец). Наведя указатель мыши на какую-либо точку графика, пользователь получает значения координат X и Y в тех единицах, которые указаны на координатных осях.



8.2. Просмотр напряжений в поперечном сечении стержня

Пользователь имеет возможность просмотреть распределение напряжений в поперечном сечении любого из стержневых элементов. Для этого нужно войти в меню Результаты/ Напряжения в сечении... и указать нужный стержень, щелкнув по нему левой кнопкой мыши. На этом стержне появится небольшая стрелка, которая при движении мыши перемещается по выбранному стержню. С помощью этой стрелки следует уточнить конкретное положение сечения на стержне. Шкала напряжений показывает диапазон напряжений, которые имеют место в конкретном поперечном сечении.



8.3. Просмотр результатов расчета устойчивости

Для просмотра результатов расчета по устойчивости конструкции выбираем пункт меню Результаты/ Устойчивость... В открывшемся диалоговом окне «Устойчивость» показывается величина коэффициента запаса устойчивости. Чтобы выяснить, какие именно элементы теряют устойчивость, нажмите кнопку «Форма» - в появившемся диалогом окне будет показана форма потери устойчивости, на которой будут видны элементы, теряющие устойчивость в первую очередь.

На форме потери устойчивости видно, что будут в первую очередь терять устойчивость диагональные пересекающиеся стержни на боковых поверхностях моста.

9. Вывод результатов на печать и в формат *.rtf.


Для вывода результатов расчета на печать нажмите в основном окне программы кнопку «Печать»  (меню Файл/ Печать...) и в открывшемся окне «Выбор данных для печати» отметьте флажками те данные и результаты, которые требуется вывести на печать. Вывод результатов расчета может быть осуществлен либо сразу на принтер (кнопка «Печать»), либо в текстовый файл формата *.rtf (кнопка «RTF»), который может быть открыт в большинстве текстовых редакторов, так что пользователь имеет возможность его редактировать. Такая возможность особенно удобна в том случае, когда по результатам расчета нужно подготовить отчет по заданной форме. При составлении отчета необходимо произвести учет расхода материала. Это можно сделать в этом модуле, представленном в таблице.

Таблица расхода

Название	Количество	Длина [см]	Погонная масс...	Масса изделия...	Общая масса[кг]
Сталь					
L100x10 ГОСТ 8509-93	21	100.000	0.15	15.02	315.40
L100x10 ГОСТ 8509-93	14	141.421	0.15	21.24	297.36
L100x10 ГОСТ 8509-93	18	200.000	0.15	30.04	540.68
Двутавр с уклоном №20 ...	6	200.000	0.21	41.82	250.89
L100x10 ГОСТ 8509-93	12	244.949	0.15	36.79	441.47
Всего для сечения					
L100x10 ГОСТ 8509-93	65	10619.287	0.15	1594.91	1594.91
Двутавр с уклоном №20 ...	6	1200.000	0.21	250.89	250.89
Всего для материала					1845.80

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Научной основой расчетов грузоподъемных машин служат фундаментальные науки: механика в полном объеме, вычислительная техника, материаловедение, электротехника, электропривод и др.

Вслед за кинематическим и силовым расчетом основных агрегатов механизмов подъема и передвижения груза, поворота крана производится прочностной расчет деталей машин. Прочность и жесткость деталей оценивается с привлечением методов сопротивления материалов. Критерием прочности и жесткости являются напряжения и деформации.

При автоматизированных расчетах деталей машин применяется метод конечных элементов, сводящий расчет упругодеформированного тела к созданию математической модели детали. Она представляется, как правило, в виде системы треугольных элементов, для каждого элемента задаются силы в узлах и механические свойства этих элементов. Далее для каждого элемента записывается уравнение, связывающее силы и перемещения. Затем решается полученная система уравнений. Проектировщику в настоящее время не обязательно знать тонкости метода конечных элементов, работа выполняется в автоматизированном режиме.

С помощью моделирования можно рассчитать трехмерную конструкцию, состоящую из стержней произвольного поперечного сечения, пластин, оболочек и объемных деталей при нагружении. В отдельных случаях, исходя из условий работы механизма, а также кинематических, динамических и других параметров, можно с достаточной степенью точности прогнозировать основные геометрические размеры. Анализ выполняется по ряду критериев. Оптимизацией называется процедура минимизации этих критериев. Наиболее часто в использовании параметров оптимизации принимаются масса, габаритные размеры, стоимость и т. д.

Очевидно, что конструкция, полученная посредством оптимизации, является наилучшей, а сам процесс оптимизации является необходимым инструментом создания конкурентоспособных машин.

При построении модели металлоконструкции кран-балки важным является то, что при определении зон высоких и низких напряжений, можно использовать разные профили, подбирая их таким образом, чтобы вся металлоконструкция была нагружена равномерно. Для этого можно использовать раскосы, пластины и другой сортамент, что при исследовании модели делается достаточно быстро и просто.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1 – Рекомендуемые кратности полиспастов

Характер навивки каната на барабан	Тип полиспаста	Грузоподъемность, <i>t</i>				
		до 1	1,25...5	6,3...12,5	16...20	25...40
Непосредственно на барабан	Сдвоенный	2	2	2	2...3	3...4
	Простой	1	2	-	-	-
Через направляющий блок	Простой	1...2	2...3	3...4	4...6	-
	Сдвоенный	-	2	2	-	-

Таблица 2 – Значения коэффициента запаса прочности каната и коэффициента пропорциональности для барабана и блока

Режим работы механизма (ГОСТ 25835-83)	<i>n</i>	<i>e</i>	<i>e</i> ₁	
ручной	1М	3,5	14,0	16,0
машинный: легкий	2М	4,0	16,0	18,0
	3М	4,5	18,0	20,0
средний	4М	5,6	20,0	22,4
тяжелый	5М	7,1	22,4	25,0
весьма тяжелый	6М	9,0	25,0	28,0

Таблица 3 – Параметры канатов двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6×36 (1+7+7/7+14)+ 1о.с. ГОСТ 7668-80

Диаметр <i>d_к</i> , мм	Разрывное усилие <i>S_{разр}</i> , кН, при <i>σ_в</i> МПа			
	1600	1700	1800	2000
6,3	-	-	22	24
6,7	-	-	25	27
7,4	-	-	29	31
8,1	-	-	37	40
9,7	50	53	56	60
11,5	67	71	75	80

Пример условного обозначения грузового каната диаметром 11,5 мм, марки В, одно-сторонней свивки, нераскручивающегося, группы 2000 МПа (канат 11,5-Г-В-Н-2000)

Таблица 4 – Допустимые напряжения для некоторых материалов

Материал	<i>σ_т</i> , МПа	<i>σ_в</i> , МПа	[<i>σ</i>] _{сж} , МПа			
			Л	С	Т	ВТ
Сталь 20	225	-	176	157	137	120
Сталь 35Л	280	-	216	176	147	120
Сталь 55Л	350	-	235	206	167	140
15ХСНД	350					150
СЧ 15	-	320	98	88	-	-
СЧ 18	-	360	118	90	98	-
СЧ 24	-	440	147	118	115	100

Таблица 5 – Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19 (1+6+6/6)+1 о.с. по ГОСТ 2688-80

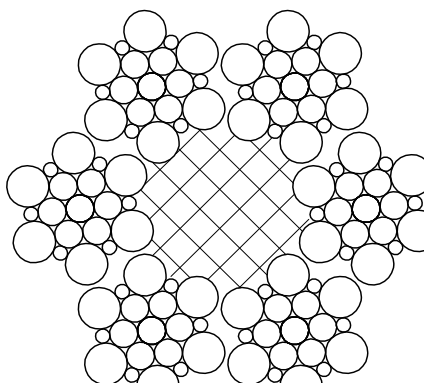
Эскиз	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Масса 1000 м смазанного каната	Разрывное усилие, кН, не менее					
				Маркировочная группа, МПа					
				1470	1568	1666	1764	1862	1960
	3,8	5,63	55,1	-	-	-	8	9	9
	4,1	6,55	64,1	-	-	-	10	10	11
	4,5	7,55	79,3	-	-	-	11	12	12
	4,8	8,62	84,4	-	-	-	13	13	14
	5,1	9,76	95,5	-	-	-	15	15	16
	5,6	11,90	116,5	-	16	17	18	19	19
	6,2	14,47	141,6	-	20	21	21	22	23
	6,9	18,05	176,6	-	24	25	26	27	29
	8,3	26,15	256,0	-	35	37	38	40	41
	9,1	31,18	305,0	-	42	44	45	47	50
	9,9	36,66	358,6	-	49	52	53	56	58
	11,0	47,19	461,6	-	63	67	69	72	75
	12,0	53,87	527,0	-	72	76	78	82	85
	13,0	61,00	596,6	76	81	86	89	93	97
14,0	74,40	728,0	92	100	105	108	112	118	
15,0	86,28	844,0	107	115	122	125	131	137	

Таблица 6 – Канат двойной свивки типа ЛК-Р0 конструкции 6х36 (1+7+7/7+14)+1 о.с. по ГОСТ 7668-80

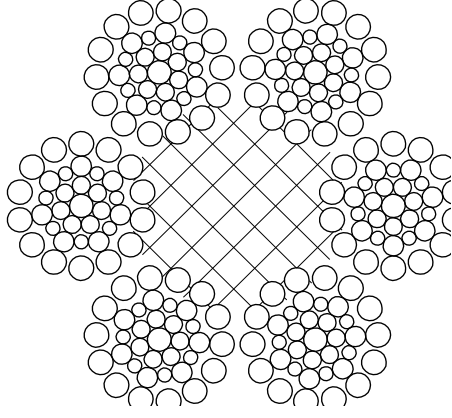
Эскиз	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех про-волоков, мм ²	Масса 1000 м смазан-ного каната	Разрывное усилие, кН, не менее					
				Маркировочная группа, МПа					
				1568	1666	1764	1862	1960	2058
	6,3	15,72	155,5	-	-	22	23	24	25
	6,7	17,81	176,0	-	-	25	26	27	28
	7,4	20,16	199,0	-	-	29	30	31	32
	8,1	25,67	253,5	-	-	37	38	40	41
	9,7	38,82	383,5	50	53	56	58	60	62
	11,5	51,96	513,0	67	71	75	79	80	83
	13,5	70,55	696,5	90	96	101	106	109	-
	15,0	82,16	812,0	104	111	116	122	128	-
	16,5	105,73	1045,0	135	144	150	157	165	-
	18,0	125,78	1245,0	161	171	175	186	190	-
	20,0	153,99	1520,0	197	210	215	229	233	-
	22,0	185,10	1830,0	237	252	258	275	280	-
	23,5	215,94	2130,0	277	294	304	321	338	-
	25,5	252,46	2495,0	324	344	352	375	383	-
27,0	283,79	2800,0	364	387	396	422	430	-	
29,0	325,42	3215,0	417	444	454	484	493	-	

Таблица 7 – Характеристики режимов работы и продолжительности включений

ИСО 4301/1	M1-M5	M6	M7	M8
Группы режимов работы ГОСТ 25835-83	1M, 2M, 3M	4M	5M	6M
Правила Госгортехнадзор	Л	С	Т	ВТ
Продолжительность включений	15	25	40	60

Таблица – 8 Коэффициент запаса торможения

Режим работы	Р; Л	С	Т	ВТ
Коэффициент запаса торможения β_T	1,5	1,75	2,0	2,5
Коэффициент запаса торможения механизмов подъема, имеющих одновременно грузоупорный и стопорный тормоз β_T				
грузоупорного тормоза	1,25	1,2	1,15	-
стопорного тормоза	0,85	1,0	1,15	-

Таблица 9 – Грузоподъемность однорогих крюков (по ГОСТ 6627-74)

Номер крюка	Ручной привод	Машинный привод	
		Режимы Л; С	Режимы Т; ВТ
1	0,40	0,32	0,25
2	0,50	0,40	0,32
3	0,63	0,50	0,40
4	0,80	0,63	0,50
5	1,00	0,80	0,63
6	1,25	1,00	0,80
7	1,60	1,25	1,00
8	2,00	1,60	1,25
9	2,50	2,00	1,60
10	3,20	2,50	2,00
11	4,00	3,20	2,50
12	5,00	4,00	3,20
13	6,30	5,00	4,00
14	8,00	6,30	5,00
15	10,00	8,00	6,30
16	12,50	10,00	8,00
17	16,00	12,50	10,00
18	20,00	16,00	12,50
19	-	20,00	16,00
20	-	25,00	20,00

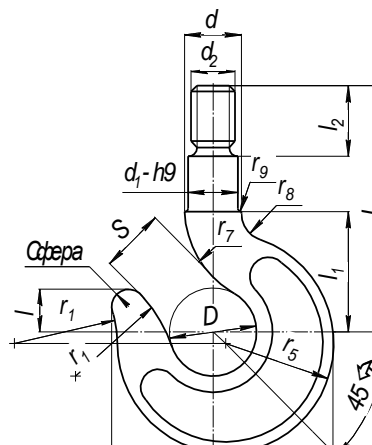


Таблица 10 – Размеры крюков, мм

Номер крюка	H		B	s	d	d ₁	d ₂	L		l ₁	l ₂	Масса, кг	
	Тип А	Тип Б						Тип А	Тип Б			не менее	
1	94	109	53	14	15	12	M12	65	80	30	20	0,18	0,20
2	102	122	61	16	15	12	M12	70	90	32	20	0,22	0,25
3	112	137	67	18	18	15	M14	75	100	35	20	0,35	0,40
4	123	148	78	22	20	17	M16	85	110	40	25	0,50	0,60
5	136	166	84	24	20	17	M16	90	120	45	25	0,60	0,70
6	157	182	95	26	25	20	M20	105	130	50	30	0,90	1,00
7	178	198	105	30	25	20	M20	110	140	55	30	1,30	1,20
8	195	225	118	33	30	25	M24	130	160	65	35	1,70	1,90
9	216	251	128	36	35	30	M27	145	180	70	40	2,60	2,90
10	245	300	147	40	35	30	M30	165	220	85	45	3,20	4,10
11	270	330	164	45	40	35	M33	180	300	90	50	4,50	5,70
12	298	478	189	50	45	40	M36	195	375	95	55	5,90	8,90
13	365	525	210	55	52	45	M42	250	410	105	60	9,60	12,20
14	405	600	231	65	56	50	M48	280	475	120	70	13,60	17,7
15	455	665	263	75	62	55	M52	310	520	135	75	18,00	23,00
16	500	740	294	85	63	60	M56	340	580	150	80	26,00	33,00
17	595	780	326	90	80	70	M64	415	600	165	90	37,00	44,50
18	635	825	357	100	85	75	Tr 70×10	440	630	180	95	49,50	56,00
19	710	890	430	115	95	85	Tr 80×10	480	660	210	100	70,00	82,50
20	790	985	462	130	110	100	Tr 90×12	535	730	230	115	102,00	121,00

Таблица 11 – Коэффициент трения качения по рельсам, мм

Тип рельса	Диаметры ходовых колес, мм			
	160...300	400...500	600...700	800
С плоской головкой	0,3	0,5	0,6	0,7
С выпуклой головкой	0,4	0,6	0,8	1,0

Таблица 12 – Коэффициенты трения в цапфах осей

Тип подшипника	Коэффициенты трения в цапфах осей
Скольжения:	
открытого типа	0,1
буксы с жидкой смазкой	0,08
Качения:	
шариковые и роликовые	0,015
конические	0,02

Таблица 13 – Коэффициент, учитывающий дополнительные потери от трения в ребордах колес и токоприемниках

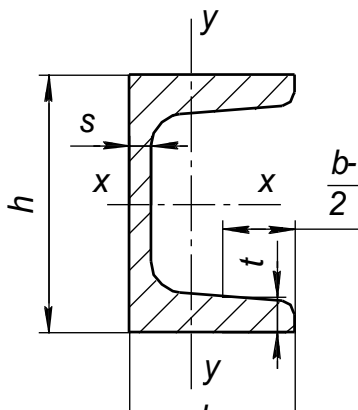
Тип механизма	Коэффициент, учитывающий дополнительные потери от трения в ребордах колес
Крановые тележки с кабельным токоподводом	2,0
Крановые мосты на катках:	
с цилиндрическим ободом	1,5
с коническим ободом	1,2
При отсутствии реборд	1,0...1,1

Таблица 14 – Технические характеристики колодочных тормозов типа ТКТ

Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Нм			Диаметр тормозного шкива, мм	Ширина тормозного шкива, мм	Отход колодки, мм	
	ПВ 25%	ПВ 40%	ПВ 100%			номинальный	наибольший
ТКТ-100	20	20	10	100	75	0,4	0,6
ТКТ-200/100	40	40	22	200	95	0,4	0,6
ТКТ-200	160	160	80	200	95	0,5	0,8
ТКТ-300/200	240	240	120	300	145	0,5	0,8

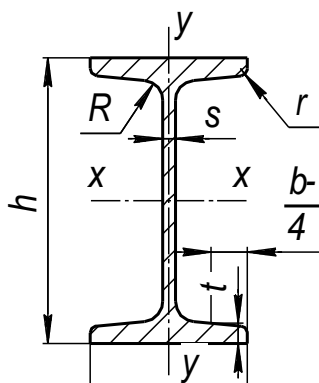
Ряд диаметров барабанов и блоков, мм: 80; 90; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900.

Таблица 15 – Размеры и справочные величины для осей швеллеров (по ГОСТ 8240-89)



Номер балки	Масса 1 п.м., кг	Площадь сечения, см ²	Справочные величины для осей					
			X-X			Y-Y		
			$I_x, см^4$	$W_x, см^3$	$i_x, см$	$I_y, см^4$	$W_y, см^3$	$i_y, см$
10	9,46	12,0	198	39,7	4,06	17,9	6,49	1,22
12	11,5	14,7	350	58,4	4,88	27,9	8,72	1,38
14	13,7	17,4	572	81,7	5,73	41,9	11,5	1,55
16	15,9	20,2	873	109	6,57	58,6	14,5	1,7
108	18,4	23,4	1290	143	7,42	82,6	18,4	1,88
18a	19,9	25,4	1430	159	7,51	114	22,8	2,12
20	21	26,8	1840	184	8,28	115	23,1	2,07
20a	22,7	28,9	2030	203	8,37	155	28,2	2,32
22	24	30,6	2550	232	9,13	157	28,6	2,27
22a	25,8	32,8	2790	254	9,22	206	34,3	2,5
24	27,3	34,8	3460	289	9,97	198	34,5	2,37
24a	29,4	37,5	3800	317	10,1	260	41,6	2,63
27	31,5	40,2	5010	371	11,2	260	41,5	2,54
27a	33,9	43,2	5500	407	11,3	337	50	2,8
30	36,5	46,5	7080	472	12,3	337	49,9	2,69
30a	39,2	49,9	7780	518	12,5	436	60,1	2,95
33	42,2	53,8	9840	597	13,5	419	59,9	2,79
36	48,6	61,9	13380	743	14,7	516	71,1	2,89
40	57	72,6	19062	953	16,2	667	86,1	3,03
45	66,5	84,7	27696	1231	18,1	808	101	3,09
50	78,5	100	39727	1589	19,9	1043	123	3,23
55	92,6	118	55962	2035	21,8	1356	151	3,39
60	108	138	76806	2560	23,6	1725	182	3,54

Таблица 16 – Размеры и справочные величины для осей двутавров (по ГОСТ 8239-89)



Номер балки	Масса 1 п.м., кг	Площадь сечения, см ²	Справочные величины для осей					
			X-X			Y-Y		
			$I_x, \text{см}^4$	$W_x, \text{см}^3$	$i_x, \text{см}$	$I_y, \text{см}^4$	$W_y, \text{см}^3$	$i_y, \text{см}$
5	4,84	6,16	22,8	9,10	1,92	5,61	2,75	0,95
6,5	5,90	7,51	48,6	15,0	2,54	8,70	3,68	1,08
8	7,05	8,98	89,4	22,4	3,16	12,8	4,75	1,19
10	8,59	10,9	174	34,8	3,99	20,4	6,46	1,37
12	10,4	13,3	304	50,6	4,78	31,2	8,52	1,53
14	12,3	15,6	491	70,2	5,60	45,4	11,0	1,70
14a	13,3	17,0	545	77,8	5,66	57,5	13,3	1,84
16	14,2	13,1	747	93,4	6,42	63,3	13,8	1,87
16a	15,3	19,5	823	103	6,49	78,8	16,4	2,01
18	16,3	20,7	1090	121	7,24	86,0	17,0	2,04
18a	17,4	22,2	1190	132	7,32	105	20,0	2,18
20	18,4	23,4	1520	152	8,07	113	20,5	2,20
20a	19,8	25,2	1670	167	8,15	139	24,2	2,35
22	21,0	26,7	2110	192	8,89	151	25,1	2,37
22a	22,6	28,8	2330	212	8,90	187	30,0	2,55
24	24,0	30,6	2900	242	9,73	208	31,6	2,60
24a	25,8	32,9	3180	265	9,84	254	37,2	2,78
27	27,7	35,2	4160	308	10,9	262	37,3	2,73
30	31,8	40,5	5810	387	12,0	327	43,6	2,84
33	36,5	46,5	7980	484	13,1	410	51,8	2,97
36	41,9	53,1	10200	601	14,2	513	61,7	3,10
40	48,3	61,5	15220	761	15,7	642	73,4	3,23

Таблица 17 – Механические характеристики углеродистых сталей обыкновенного качества

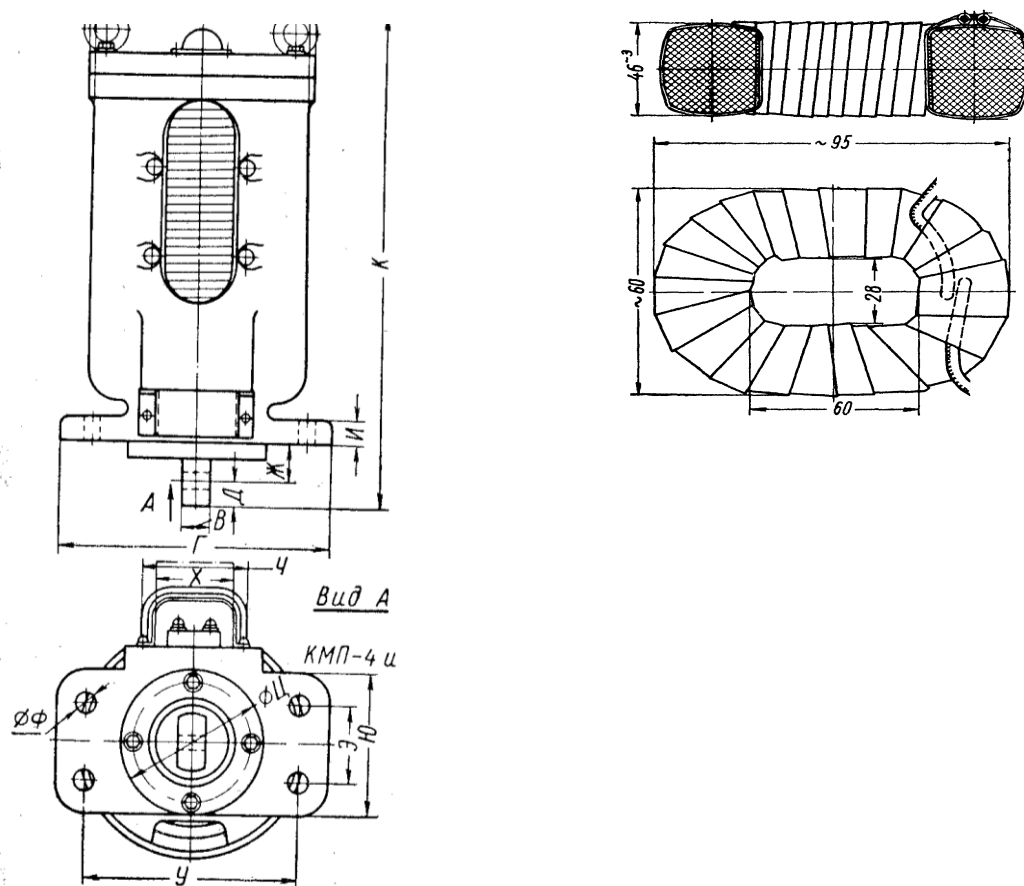
Марка стали	Предел текучести σ_T	Предел прочности σ_B	Относительное удлинение $\delta, \%$
	МПа		
Ст 2	220	420	31
Ст 3	240	470	25
Ст 4	260	520	23
Ст 5	280	620	19
Ст 6	310	720	14
Ст 7	-	740	10

Таблица 18 – Механические характеристики углеродистых конструкционных сталей

Марка стали	Предел прочности, МПа	Относительное удлинение δ , %	Предел текучести			Предел выносливости		
			при растяжении	при изгибе	при кручении	при растяжении	при изгибе	при кручении
<i>МПа</i>								
10	340	31	210	250	130	150	220	120
10 кп	320	33	190	-	-	-	-	-
20	420	25	250	30	160	160	220	130
20 кп	390	27	230	-	-	-	-	-
30	500	21	300	360	190	210	270	140
35	540	20	320	380	200	220	300	180
40	580	19	390	410	210	240	320	190
45	610	16	340	430	230	250	340	200
50	640	14	380	450	240	260	350	210
60	690	12	410	490	260	280	380	220
30 Г	550	20	320	480	200	200	240	120
50 Г	660	13	400	480	250	240	280	150

Примечание: Сталь 20 соответствует стали марки Ст3; сталь 35 – стали Ст 5 и сталь 45 – стали Ст 6.

Таблица 19 – Технические данные электромагнитов



Тип	Ход якоря h_m , мм	Тяговое усилие, Н		Вес магнита, кг	Размеры, мм		
		ПВ=25%	ПВ=40%		Г	К	Ю
КМП-2	40	115	80	15	134	250	90
КМП-4	80	370	300	45	224	437	104
ВМ-11	30	50	30	12,5	158	266	120
ВМ-12	40	95	65	25	205	326	156
КМТ-3	50	550	350	45	300	530	140
КМТ-4	50	990	700	86	400	590	170
КМТД-100	20	115	80	11	250	340	65
КМТД-102	50	280	200	22	310	415	75
ЭС1-51101	20	40	30	1,0	67	82	52
ЭС1-5111	25	70	50	1,5	80	93	61
МИС-4100	25	60	42	2,5	94	104	99
МИС-5100	25	90	60	3,3	94	104	115

Таблица 20 – Дисковые тормоза с электромагнитами постоянного тока

Габарит тормоза	Тормозной момент, $H \cdot м$, при ПВ=40%	Ход якоря, $мм$	Диаметр поверхности трения, $мм$		Число тормоз. дисков
			Наруж.	Внутр.	
Первый	25	1,0...2,5	250	190	1
Второй	60	1,0...2,5	250	190	1
Третий	110	1,0...2,5	315	255	1
Четвертый	280	1,5...3,0	380	300	2
Пятый	680	1,5...4,0	380	300	3

Таблица 21 – Технические данные электромагнитов к дисковым тормозам

Грузоподъемность, t	0,5	1,0	2,0
Усилие пружины, H	200	500	500
Число пар трения	4	2	4
Ход якоря, $мм$	1,0...2,5	1,5...2,5	1,5...2,5

Таблица 22 – Дисковые тормоза с электромагнитами переменного тока

Габарит тормоза	Тормозной момент, $H \cdot м$ при ПВ=40%	Ход якоря, $мм$	Диаметр поверхности трения, $мм$		Число тормоз. дисков
			Наруж.	Внутр.	
Второй	40	1,0...2,5	190	140	2
Третий	80	1,0...2,5	220	160	2
Четвертый	200	1,0...2,5	250	190	2
Пятый	500	1,5...3,0	290	230	3

Таблица 23 – Допустимое давление в колодочных тормозах

Материал трущихся пар	Давление, $МПа$	
	стопорных	спускных
Сталь по чугуну	1,5	1,0
Сталь по стали	0,4	0,2
Тканная тормозная лента по стали	0,6	0,3
Вальцованный и прессованный материал по металлу	0,6	0,3

Таблица 24 – Допустимое давление в дисковых тормозах

Материал трущихся пар	Давление, $МПа$		
	без смазки	густая смазка	масляная ванна
Сталь по стали	0,3	0,4	0,8
Тканная тормозная лента по стали	0,3	0,6	0,8
Вальцовый и прессованный фрикционный материал по металлу	0,6	1,0	1,2
Металлокерамика по металлу	1,0	1,5	3,0

Таблица 25 – Коэффициент трения скольжения и допустимая температура нагрева

Материал пары трения		Коэффициент трения			Допус. темпер °С
фрикционной	металлической	без смазки	частично смазана	в масля- ной ванне	
Чугун	Чугун	0,17	0,10	0,07	320
Сталь	Сталь	0,16	0,12	0,07	260
Бронза	Сталь	0,17	0,12	0,10	150
Тормоз. лента типа Б	Чугун	0,34	0,31	0,10	175
Вальц. лента 6КВ-10	Чугун	0,42	0,38	0,14	220
Формован. каучук	Сталь	0,42	-	-	240
Ретинакс	Чугун	0,35	-	-	1000
Текстолит	Сталь	0,28	0,12	0,10	150

Таблица 26 – Размеры элементов крепления каната к барабану

Диаметр каната, $d_k, мм$	Высота накладки, $h, мм$	Ширина накладки, $b, мм$	Винт, $d_0, мм$
4,8	9,0	20,0	4,9
6,2	12,0	25,0	6,6
8,7	15,0	35,0	8,4
11,0	18,0	40,0	10,1
13,0	22,0	45,0	13,8

Таблица 27 – Технические данные встраиваемых в барабан электродвигателей

Тип электродвигателя	Диаметр статора, $мм$	Длина статора, $мм$	Масса, $кг$	Момент инерции, $кг \cdot м^2$
80А4	150	190	8,2	0,003
80В4	150	210	10,1	0,003
90А4	172	225	12,4	0,006
90А6	172	215	13,5	0,007
90В8	172	225	15,4	0,009
100А4	194	225	17,0	0,009
100В4	194	255	21,0	0,010
100В6	194	240	18,8	0,013
100В8	194	240	18,6	0,013
112А4	223	275	25,9	0,017
112А6	223	250	20,8	0,017
112 В6	223	275	25,5	0,021
112А8	223	250	20,9	0,017
112В8	223	280	26,8	0,024
132А4	261	285	34,8	0,028
132А6	261	285	34,2	0,040
132В6	261	330	45,0	0,058
132А8	261	285	34,1	0,042
132В8	261	330	49,2	0,057

Таблица 28 – Технические данные электроталей с микроприводом механизма подъема

Типоразмер	Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Скорость подъема, м/мин		Скорость передвижения, м/мин	Электродвигатель микропривода			Мощность электродвигателя подъема, кВт	Передаточное число микропривода	Масса микропривода, кг	Общая масса электротали, кг	Минимальный радиус закругления, мм	№ двутавра пути по ГОСТ 5157-53	Наибольшее давление на каток, даН	Размеры, мм															
			основная	микропривод		Типоразмер	Мощность, кВт	Частота, мин ⁻¹								A	B	C	D	E	F	M	N	A _M	B _M						
ТЭ1-512М	1	6	8	1	20	АОЛ-12-4	0,18	1400	1,7	0,25	27	222	1	18М-36М	415	330	305	378	315	175	170	550	855	630	422						
ТЭ1-522М		12										457			437	413	494	423	282	278	743			530							
ТЭ1-532М		18										495			545	520	602	530	390	385	851			637							
ТЭ2-512М	2	6		8		1	20		АОЛ-12-4	0,18	1400	2,8	8	32	307	1,5	24М-36М	745	368	332	394	321	186		668	1030	723	424			
ТЭ2-522М		12													840			488	452	514	441	306		843			544				
ТЭ2-532М		18													885			608	572	634	561	426		963			564				
ТЭ3-512М	3	6				8			0,6	20		АОЛ-22-4	0,4	1400	4,5	13,2	40	475	2	30М-45М	1042	420	372	443	370	225		836	1310	784	402
ТЭ3-522М		12																1100			528	480	550	478	332		894			510	
ТЭ3-532М		18																1263			635	587	658	585	440		1002			617	
ТЭ5-512М	4	6	8		0,5			20	АОЛ-22-4			0,4	1400		7	16	34	718	2,5	30М-45М	943	522	459	615	615	241		925	1520	903	459
ТЭ5-522М		12																996			622	559	715	715	341		1003			559	
ТЭ5-532М		18																1095			722	659	815	815	441		1103			669	

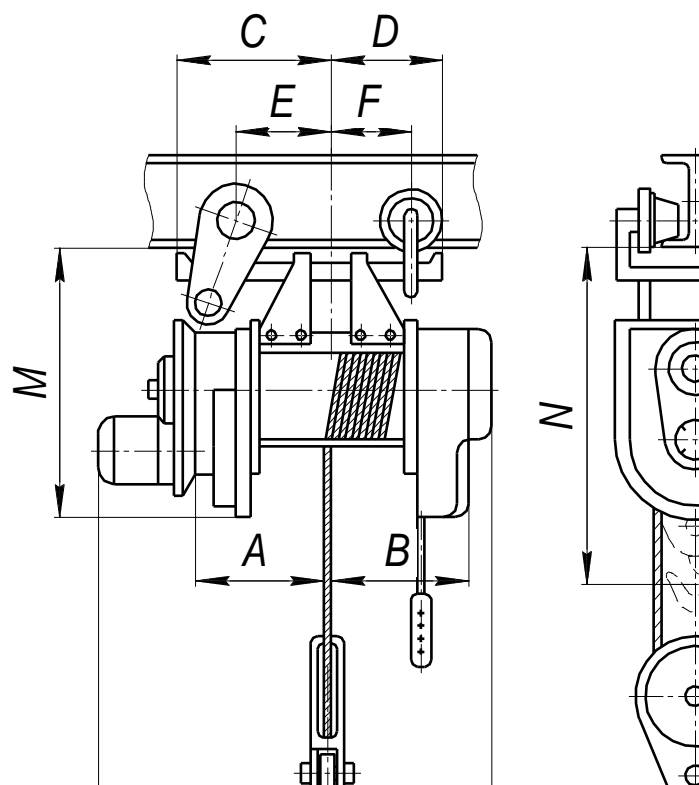
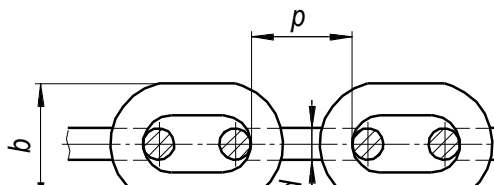


Таблица 29 – Параметры грузовых и тяговых сварных цепей



Калибр цепи	Шаг p , мм	Ширина b , мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м, кг
5	18,5	17	10	0,50
6	18,5	20	14	0,75
7	22	23	18	1,00
8	24	26	26	1,35
9	27	32	32	1,80
10	28	34	40	2,25
11	31	36	46	2,70

Пример условного обозначения цепи калибра 10 мм, с шагом 28 мм: *цепь 10 × 28* ГОСТ 2319 – 81.

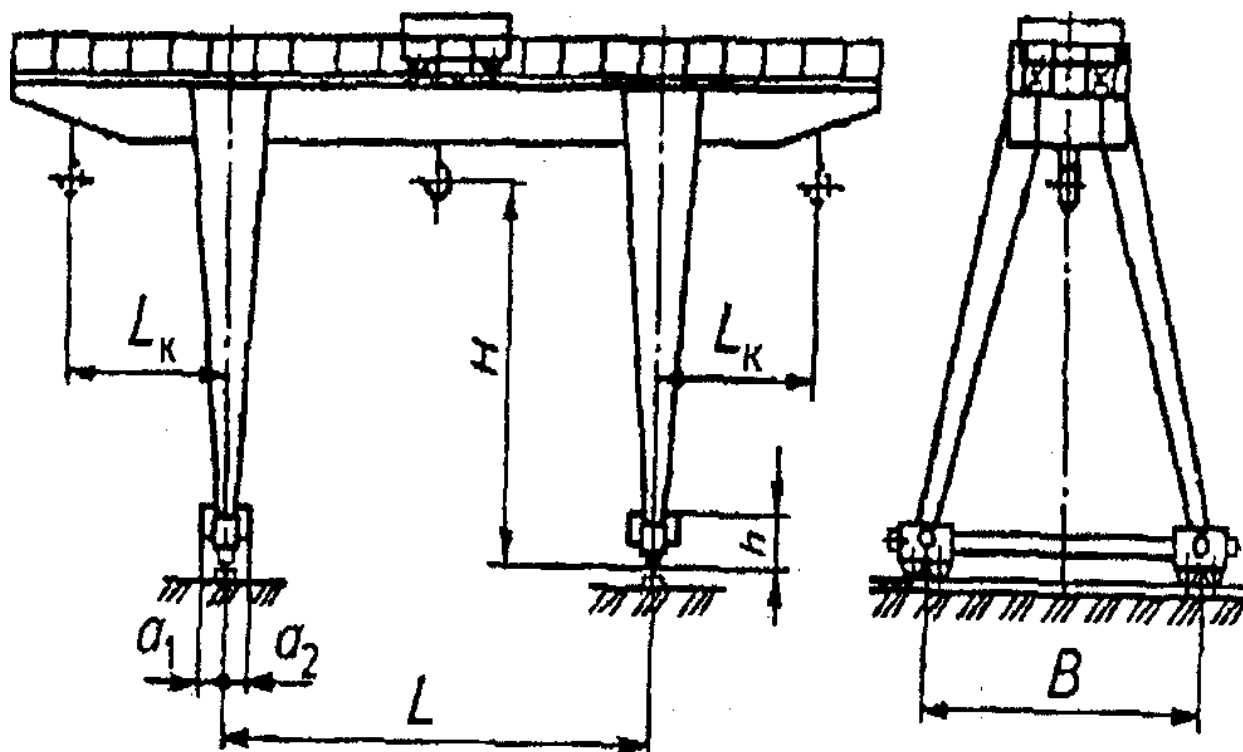
Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ

Задание № 1

Спроектировать грузоподъемный козловой кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	20	30	12	10	10	15	10	8	7
Высота подъема, H, м	10	12	4	7	6	5	4	5	6	8
Режим подъема	3	5	6	6	6	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), R(L), м	6	6	5	5	6	4	4	3,5	6	6

Разработать:
 1. Общий вид крана
 2. Механизм подъема

Исполнитель

Группа

Консультант

Вариант

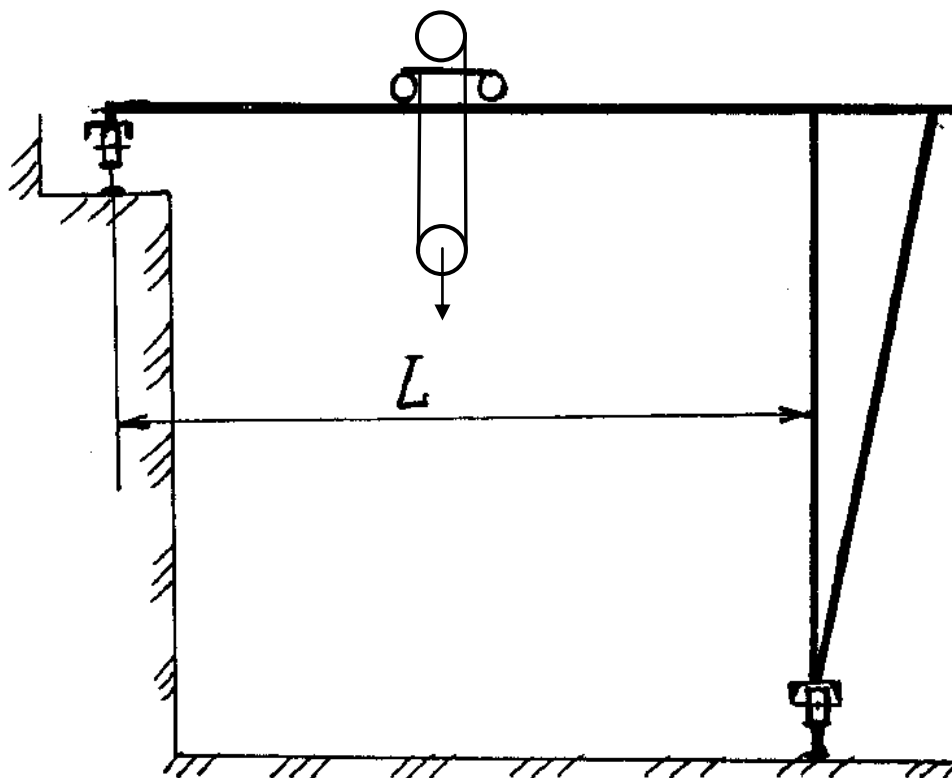
Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ

Задание № 2

Спроектировать грузоподъемный полукозловой кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q , т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	10	15	12	10	8	6,5	7	6	14
Высота подъема, H , м	10	12	4	7	6	5	4	5	6	8
Режим подъема	3	5	6	6	6	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L)$, м	6	6	5	5	6	4	4	3,5	6	6

Разработать:

1. Общий вид крана

2. Механизм подъема

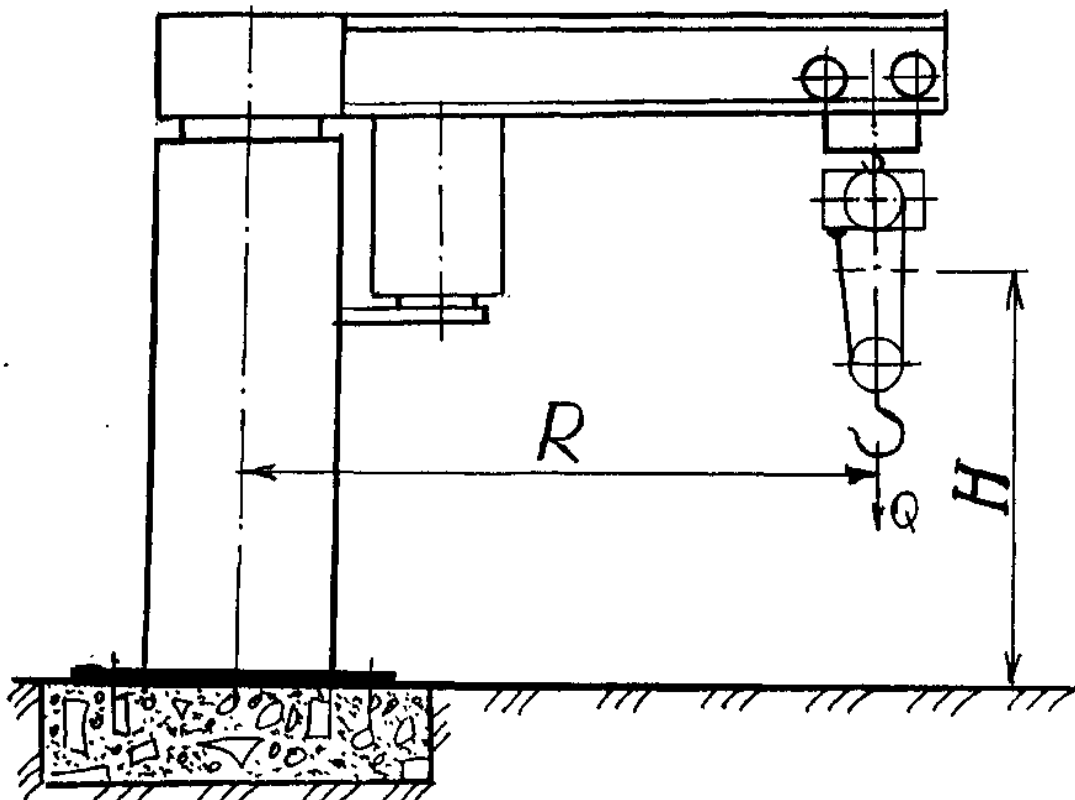
Исполнитель

Группа

Консультант

Вариант

Спроектировать грузоподъемный кран



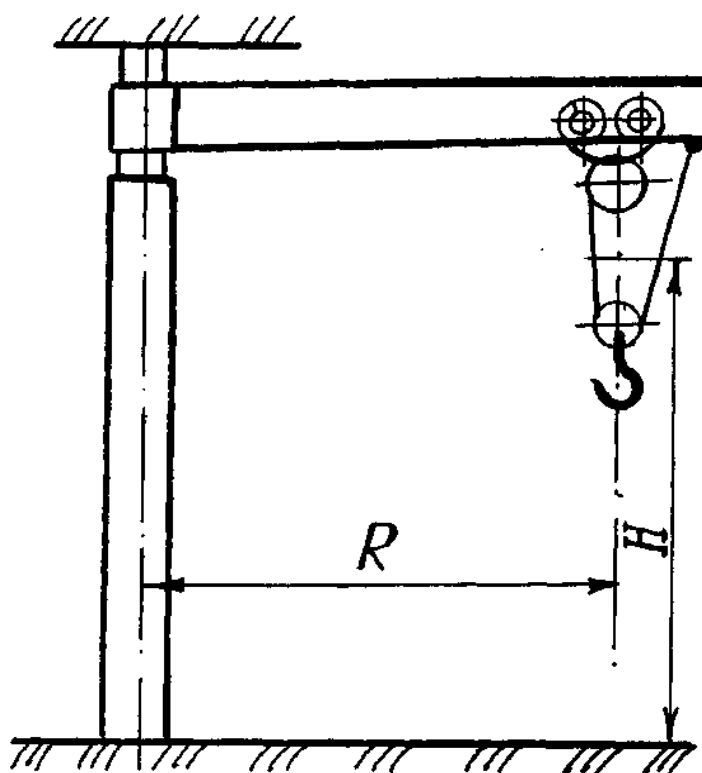
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q , т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	13	9	12	10	10	8	10	8	7
Высота подъема, H , м	5	4,5	4	7	6	5	4	5	6	4,5
Режим подъема	3	5	6	6	6	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L)$, м	6	6	5	5	3,6	4	4	3,5	2,6	3

Разработать:

1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель		Группа	
Консультант		Вариант	

Спроектировать грузоподъемный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	20	20	12	10	10	15	10	8	7
Высота подъема, H, м	5	4,5	4	3,7	2,6	5	4	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	6	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), R(L), м	2,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	3,5	2,6	2,6

Разработать:

1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель

Группа

Консультант

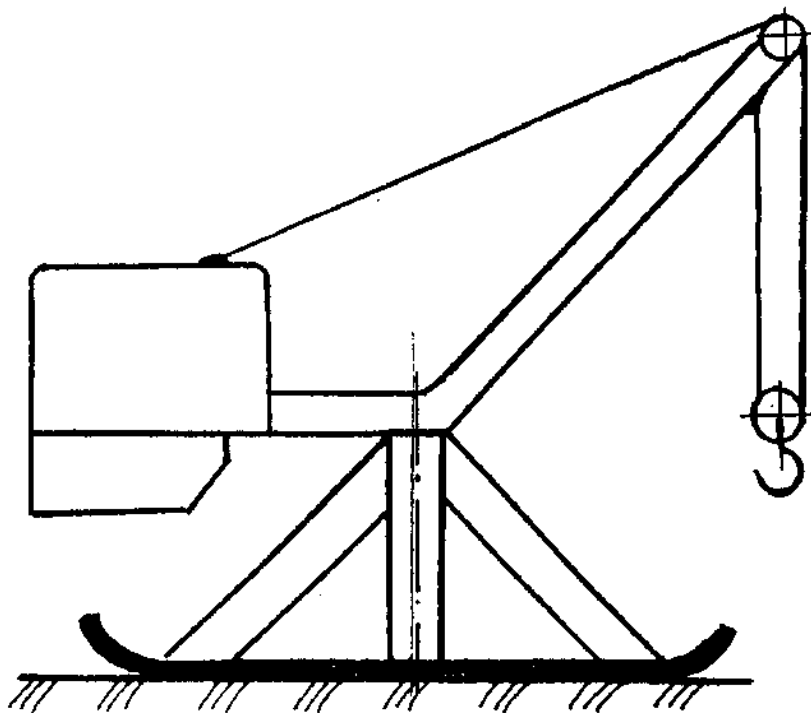
Вариант

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ
Задание № 5

Спроектировать грузоподъемный переставной кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, T	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	14	10	12	10	10	12	10	8	7
Высота подъема, H , м	4	4,5	4	3,7	2,6	2,5	3	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	6	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L)$, м	2,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	3,5	2,6	2,6

Разработать:
1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

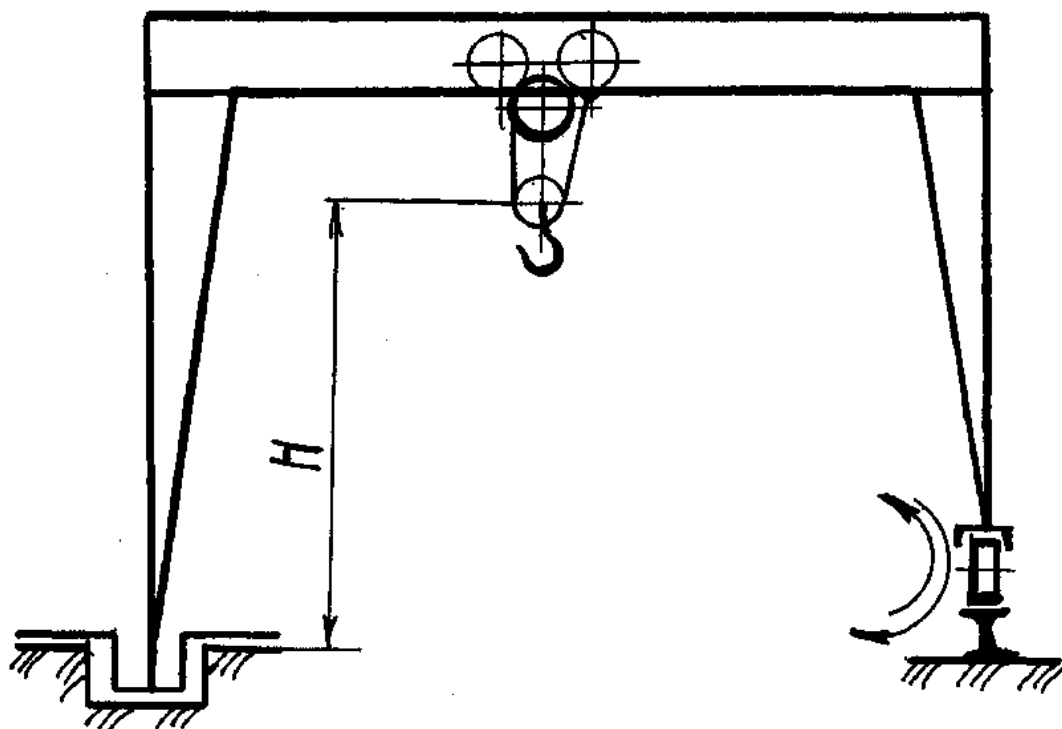
Исполнитель

Группа

Консультант

Вариант

Спроектировать радиальный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	20	20	12	10	10	15	10	8	7
Высота подъема, H, м	5	4,5	4	3,7	2,6	5	4	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	6	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), R(L), м	2,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	3,5	2,6	2,6

Разработать:

1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

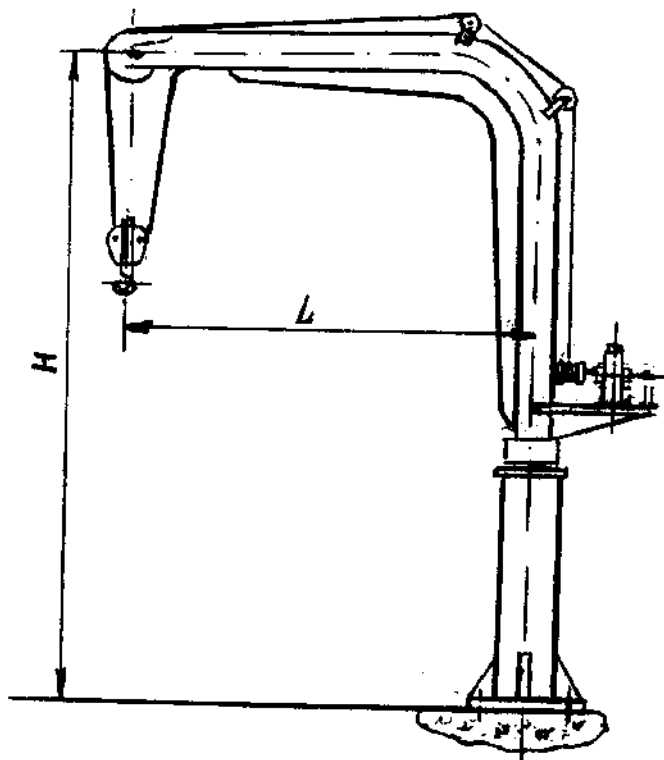
Исполнитель

Группа

Консультант

Вариант

Спроектировать поворотный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	20	20	12	10	10	15	10	8	7
Высота подъема, H, м	5	4,5	4	3,7	2,6	5	4	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	6	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), R(L), м	2,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	3,5	2,6	2,6

Разработать:
1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель

Группа

Консультант

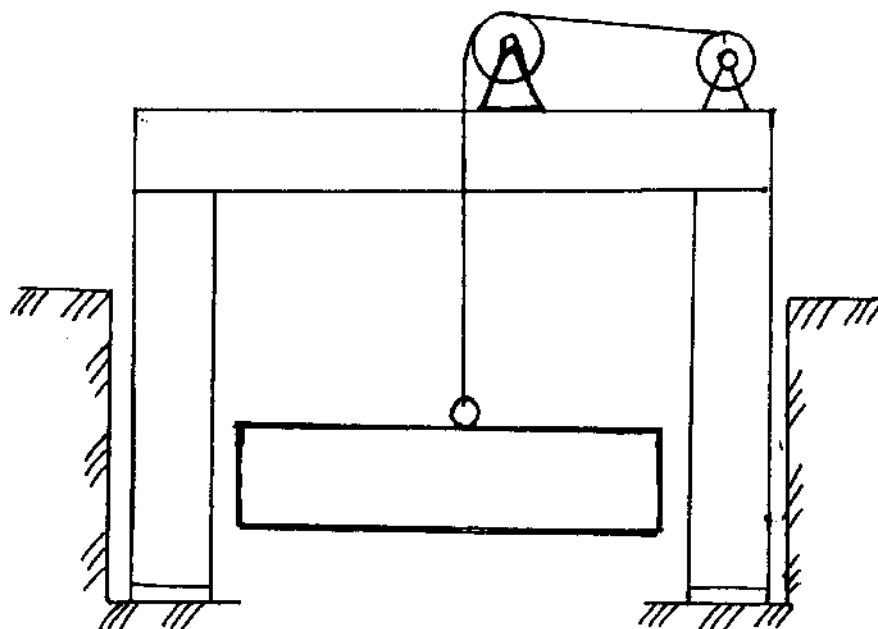
Вариант

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ
Задание № 8

Спроектировать шахтный подъемник



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, т	2,4	3,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	20	20	12	10	10	15	10	8	7
Высота подъема, H, м	6,5	4,5	5,4	3,7	6,6	5	4	3,5	5,6	7,8
Режим подъема	3	5	6	6	6	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), R(L), м	2,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	3,5	2,6	2,6

Разработать:

1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель

Группа

Консультант

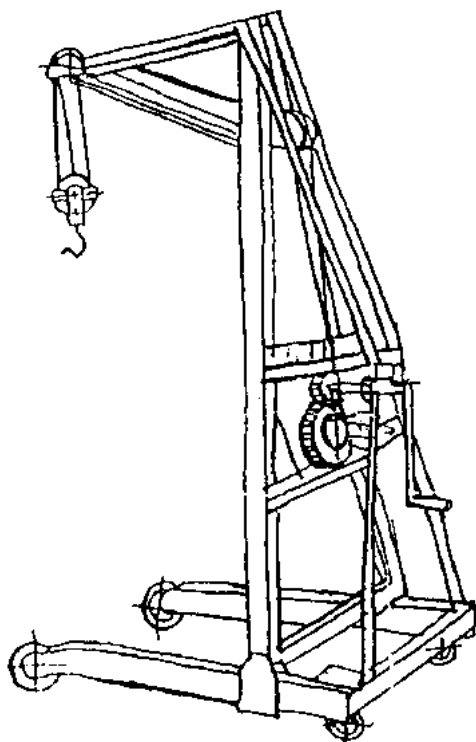
Вариант

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ
Задание № 9

Спроектировать консольный передвижной кран

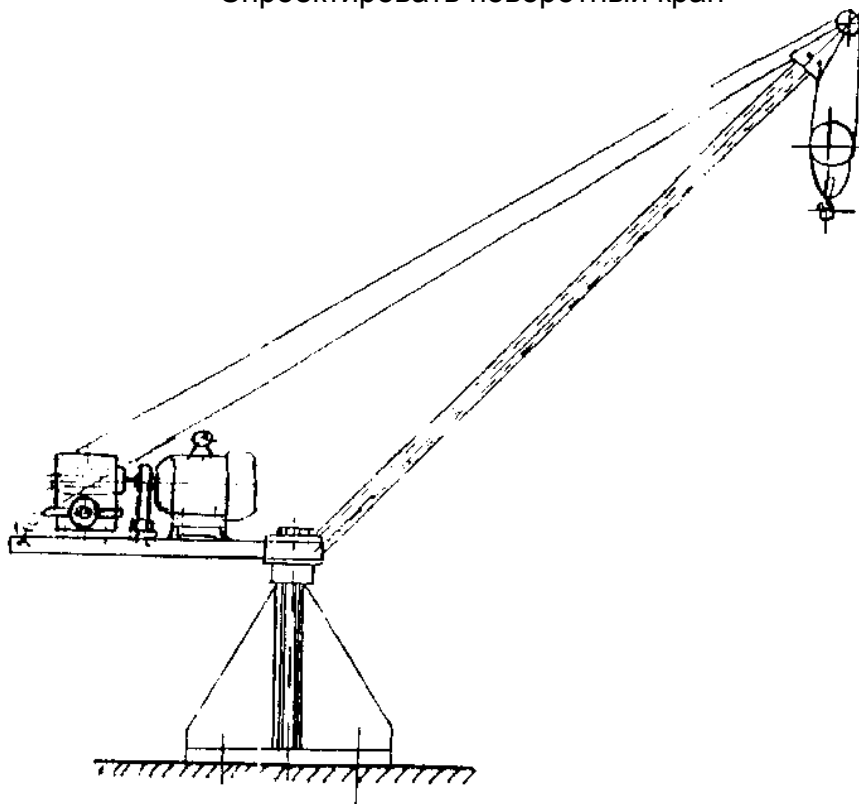


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	-	20	12	-	10	15	10	8	7
Высота подъема, H, м	5	4,5	4	3,7	2,6	5	4	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	p	6	6	p	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), R(L), м	2,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	2,5	2,6	1,6

Разработать:
1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель		Группа	
Консультант		Вариант	

Спроектировать поворотный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q , т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	12	20	12	14	10	15	10	8	7
Высота подъема, H , м	5	4,5	5,4	3,7	3,6	5	4	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L)$, м	2,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	2,5	2,6	1,6

Разработать:

1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

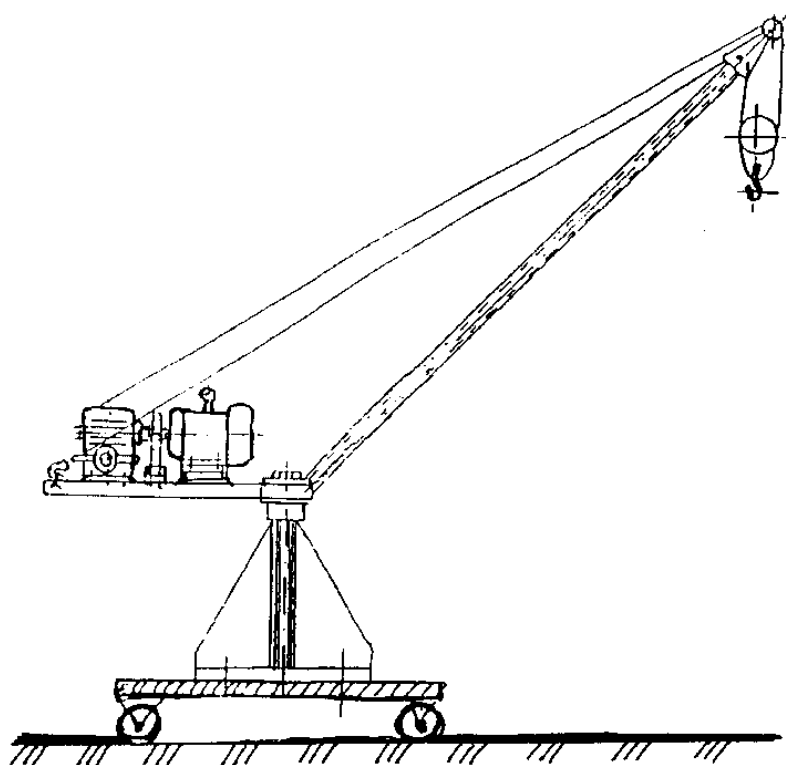
Исполнитель		Группа	
Консультант		Вариант	

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ
Задание № 11

Спроектировать поворотный кран

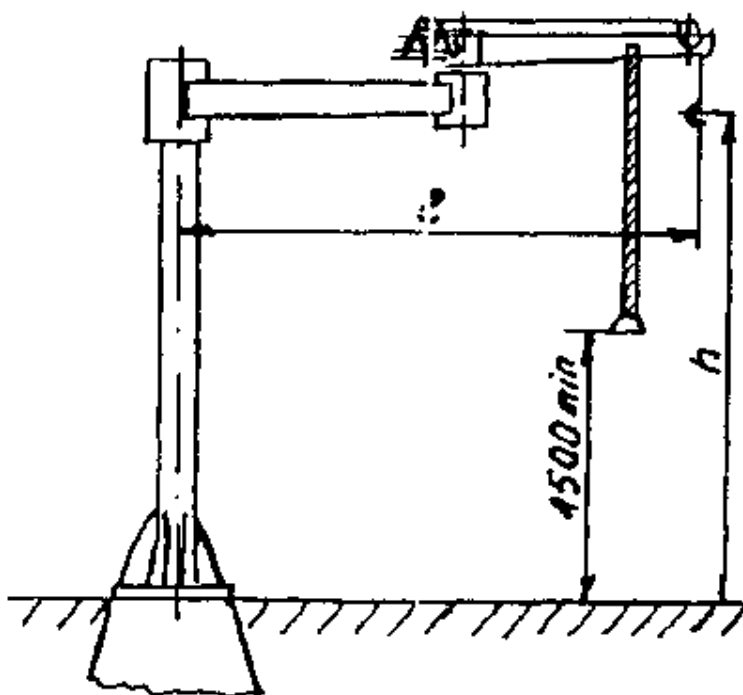


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	12	20	12	14	10	15	10	8	7
Высота подъема, H, м	7,5	6,5	5,4	4,7	4,6	5,5	4,5	3,5	3,6	3,8
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), R(L), м	6	3,6	3,5	3,5	3,6	4	4	3,5	2,6	3,6

Разработать:
1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель		Группа	
Консультант		Вариант	

Спроектировать консольный поворотный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, T	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	10	20	12	14	10	15	10	8	7
Высота подъема, H , м	5	1,9	5,4	3,7	3,6	5	4	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	25	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L)$, м	2,6	2,2	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	2,5	2,6	1,6

Разработать:

1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

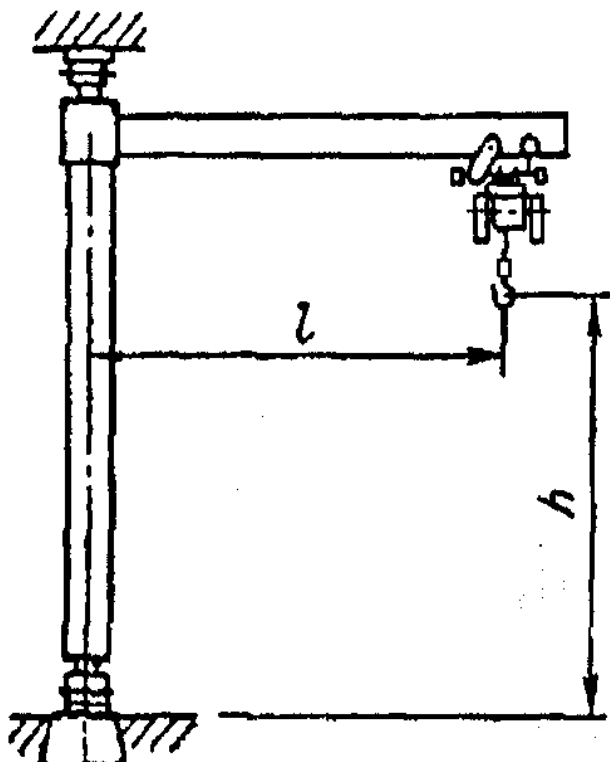
Исполнитель		Группа	
Консультант		Вариант	

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ
Задание № 13

Спроектировать консольный поворотный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	12	16	12	14	10	15	10	8	7
Высота подъема, H, м	5	4,5	5,4	3,7	3,6	5	4	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), R(L), м	2,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	2,5	2,6	2,2

Разработать:
1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель		Группа	
Консультант		Вариант	

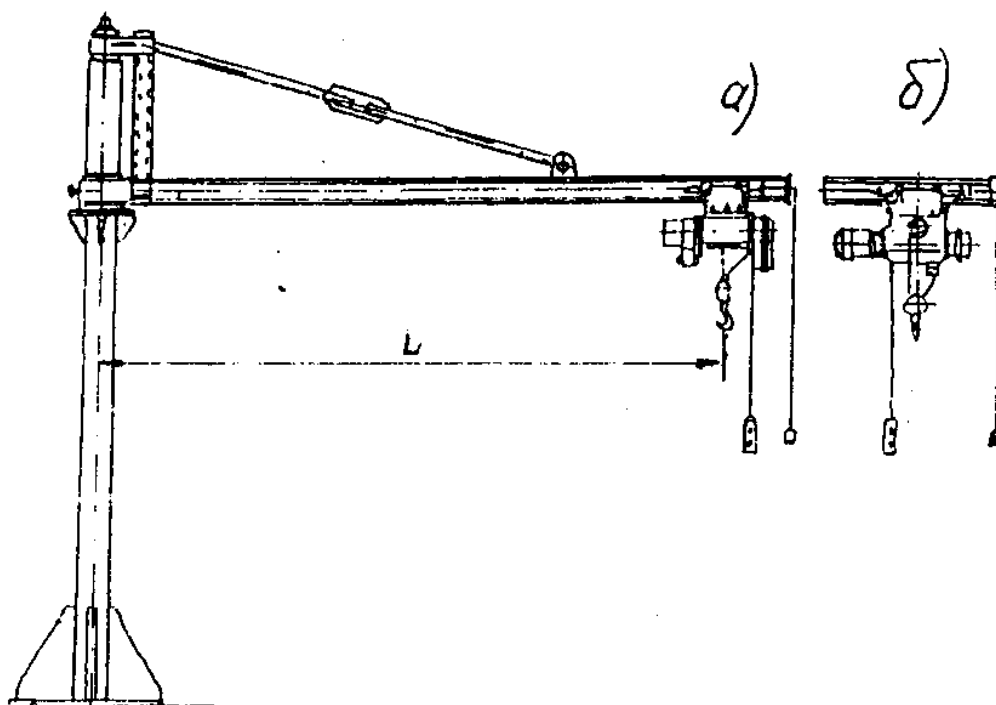
Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ

Задание № 14

Спроектировать консольный поворотный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, T	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, $v_Q, \text{ м/мин}$	15	12	20	12	14	10	15	10	8	7
Высота подъема, $H, \text{ м}$	5,0	4,5	3,4	3,7	3,6	3,5	4,0	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L), \text{ м}$	2,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	2,5	2,6	1,6

Разработать:

1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель

Группа

Консультант

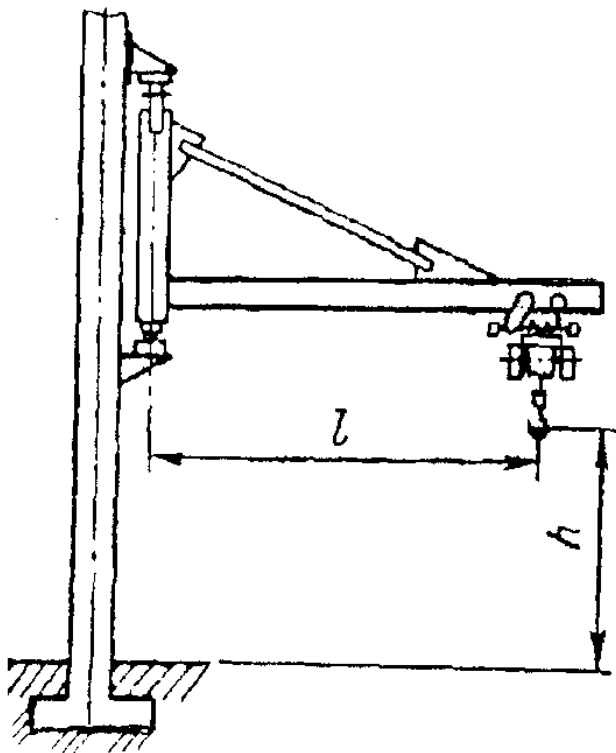
Вариант

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ
Задание № 15

Спроектировать консольный поворотный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	12	20	12	14	10	15	10	8	7
Высота подъема, H, м	5,0	4,5	3,4	3,7	3,6	3,5	3,0	2,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), R(L), м	4,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	2,5	2,6	1,6

Разработать:
1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель		Группа	
Консультант		Вариант	

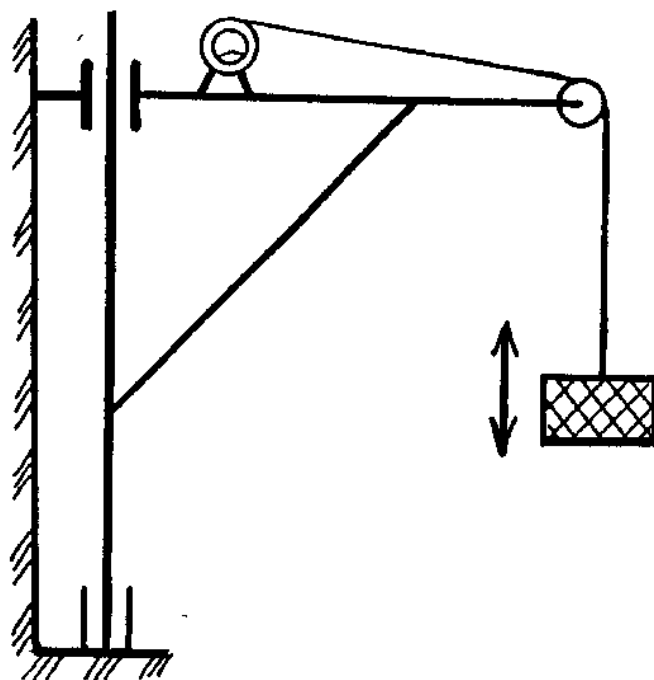
Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ

Задание № 16

Спроектировать настенный консольный поворотный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, T	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	12	20	12	14	10	15	10	8	7
Высота подъема, H , м	5,0	4,5	3,4	3,7	3,6	3,5	4,0	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L)$, м	4,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	2,5	2,6	2,2

Разработать:

1. Общий вид крана

2. Механизм подъема

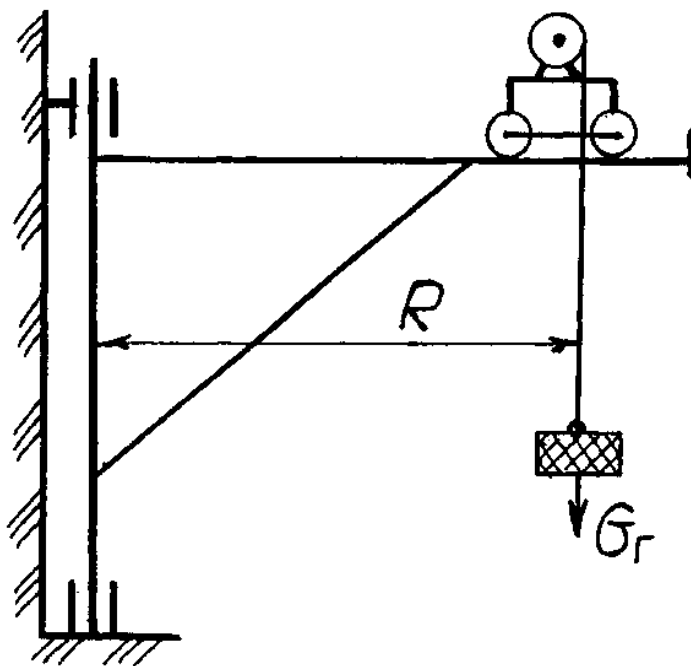
Исполнитель

Группа

Консультант

Вариант

Спроектировать настенный консольный поворотный кран



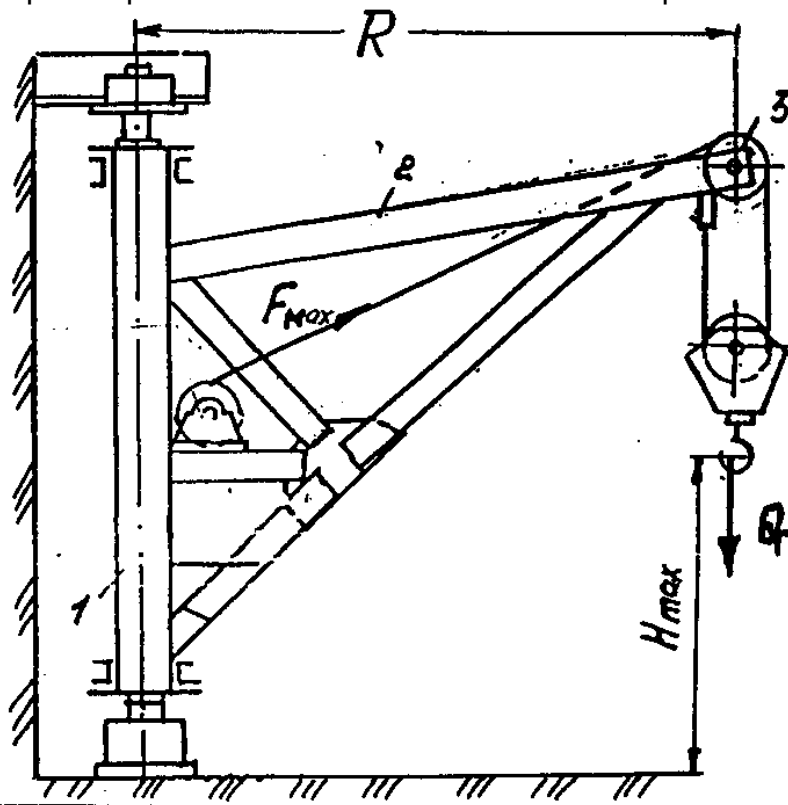
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, T	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, $v_Q, \text{ м/мин}$	15	12	20	12	14	10	15	10	8	7
Высота подъема, $H, \text{ м}$	5,0	4,5	5,4	3,7	3,6	3,5	4,0	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L), \text{ м}$	4,6	3,6	3,5	3,5	2,6	2,4	2,4	2,5	2,6	2,2

Разработать:

1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель		Группа	
Консультант		Вариант	

Спроектировать настенный консольный поворотный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	12	20	12	14	10	15	10	8	7
Высота подъема, H, м	5,0	4,5	3,4	3,7	4,6	3,5	4,0	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), R(L), м	4,6	3,6	3,5	3,5	2,6	3,4	2,4	2,5	2,6	2,2

Разработать:

1. Общий вид крана

2. Механизм подъема

Исполнитель

Группа

Консультант

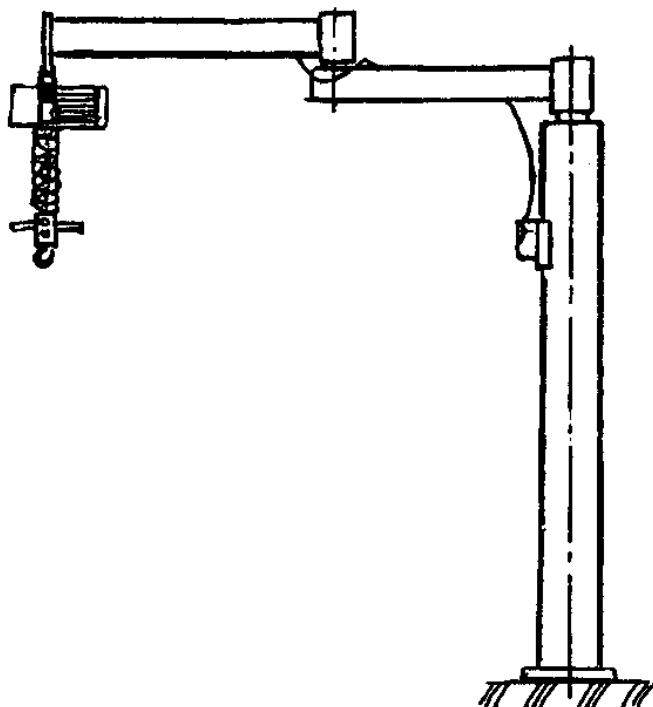
Вариант

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ
Задание № 19

Спроектировать поворотный кран



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q , Т	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	15	12	15	12	14	8	15	12	8	7
Высота подъема, Н, м	5,0	4,5	3,4	3,7	3,6	3,5	4,0	3,5	2,6	2,8
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (ради- ус поворота), $R(L)$, м	3,6	3,6	3,5	3,2	3,6	2,4	2,6	2,5	2,6	2,2

Разработать:
1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

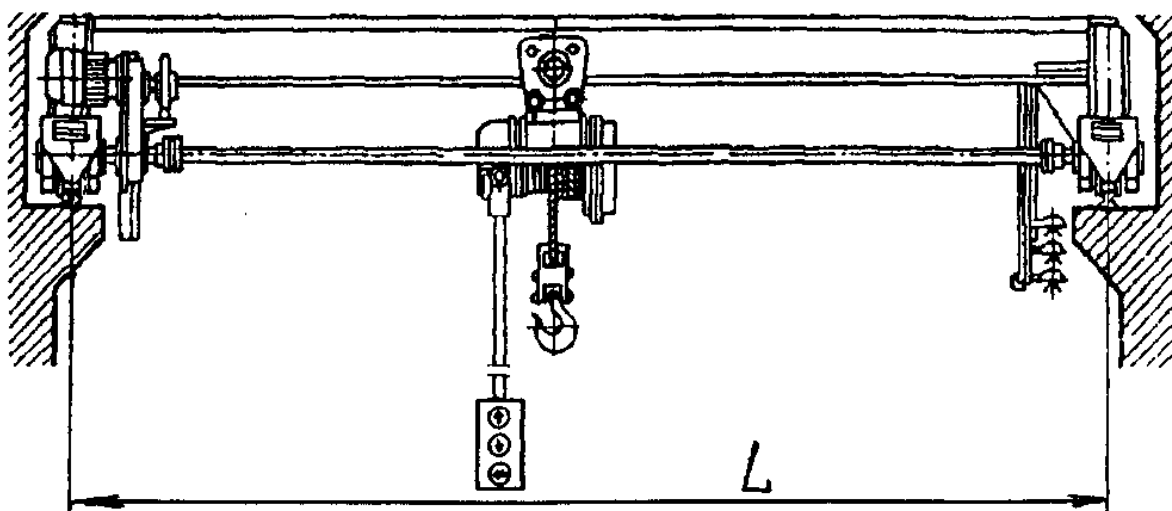
Исполнитель		Группа	
Консультант		Вариант	

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ
Задание № 20

Спроектировать кран-балку



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, T	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, $v_Q, \text{м/мин}$	15	12	20	12	14	10	6	10	8	7
Высота подъема, $H, \text{м}$	15	15	14	15	10	12	12	8	10	6
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L), \text{м}$	12	14	12	12	10	10	8	7	6	6

Разработать:

1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель

Группа

Консультант

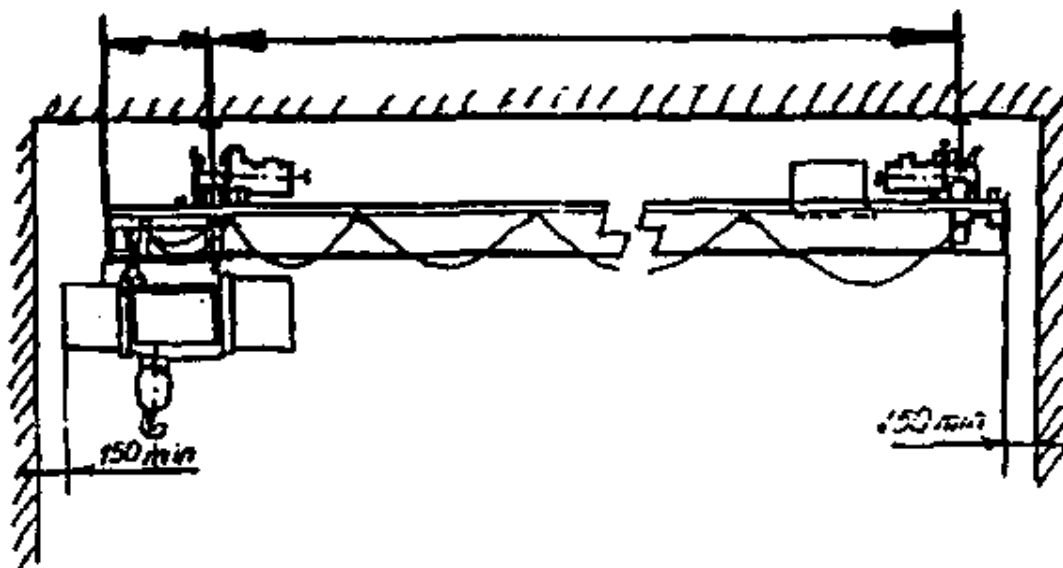
Вариант

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Кафедра механики и основ конструирования

Курсовая работа по ПТМ
Задание № 21

Спроектировать кран-балку

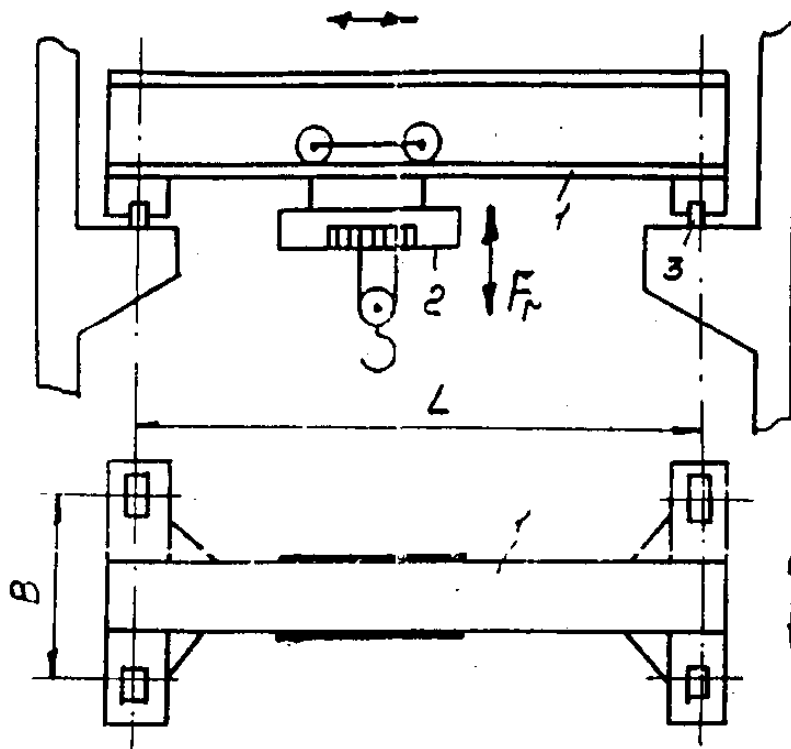


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q, T	0,4	0,5	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, $v_Q, \text{м/мин}$	20	18	15	10	15	12	16	12	8	10
Высота подъема, $H, \text{м}$	15	15	14	7,5	10	7	6	8	9	7
Режим подъема	3	5	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L), \text{м}$	12	11	12	12	10	12	8	7	6	8

Разработать:
1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель		Группа	
Консультант		Вариант	

Спроектировать опорную кран-балку



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, Q_T	4,0	5,0	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2
Скорость подъема, v_Q , м/мин	12	15	20	12	14	10	6	10	8	7
Высота подъема, H , м	15	15	14	15	10	12	12	8	10	6
Режим подъема	3	4	6	6	5	6	5	5	4	4
Пролёт крана (радиус поворота), $R(L)$, м	10	8	12	12	10	10	8	7	6	6

Разработать:

1. Общий вид крана
2. Механизм подъема

Исполнитель

Группа

Консультант

Вариант

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров М. П. Грузоподъемные машины. – М.: Высшая школа, 2000. – 552 с.
2. Подъемно-транспортные машины / Под ред. М. Н. Ерохина, С. П. Казанцева. – М.: КолосС, 2010. – 335 с.
3. Руденко Н. Ф., Александров М. П., Лысяков А. Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. – М.: Машгиз, 1963. – 304 с.
4. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций / Под ред. М. П. Александрова, Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1987. – 122 с.
5. Курсовое проектирование грузоподъемных машин/ Под ред. С. А. Казака. – М.: Высш. шк., 1989. – 319 с.
6. Павлов Н. Г. Примеры расчета кранов. – Л.: Машиностроение, 1967. – 348 с.
7. Гузенков П. Г. Детали машин. – М.: Высш. школа, 1982. – 351 с.
8. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.
9. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М. Н. Ерохина, А. В. Карпа. – М.: КолосС, 2004. – 462 с.
10. ГОСТ 24705-81: Резьба метрическая.
11. Проектирование и расчет подъемно-транспортирующих машин сельскохозяйственного назначения / Под ред. М. Н. Ерохина, А. В. Карпа. – М.: Колос, 1999. – 228 с.
12. Романеев Н. А., Варывдин В. В. Детали машин. Задания и методические рекомендации к курсовому проекту. – Брянск: Изд-во Брянской ГСХА, 2002. – 32 с.
13. Редукторы и мотор-редукторы. Каталог. – М.: ВНИИТЭМР, 1989. – 60 с.
14. Федоренко В. А., Шошин А. И. Справочник по машиностроительному черчению. – Л.: Машиностроение, 1981. – 432 с.
15. Шелофаст В. В. Основы проектирования машин. – М.: Изд-во АПМ, 2005. – 472 с.
16. Безик Д. А., Романеев Н. А. Автоматизированное проектирование машин на примере расчета редуктора. Учебное пособие. – Брянск: Изд-во Брянской ГСХА, 2006. – 31с.
17. Никитин В. В. Примеры расчетов механизмов грузоподъемных и транспортирующих машин. – Брянск: Издательство БГСХА, 2011. – 82 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Расчет и проектирование основных механизмов подъемно-транспортных машин...	5
1.1. Расчет основных механизмов тележки мостовых кранов.....	5
Задача 1. Расчет тележки мостового электрического крана.....	5
Задача 2. Крепление каната к барабану.....	10
Задача 3. Расчет тормоза типа ТКТ.....	11
Задача 4. Расчет крюка.....	14
Задача 5. Расчет поперечины (траверсы) подвески.....	15
Задача 6. Расчет серьги крюковой подвески.....	18
Задача 7. Выбор подшипников блоков подвески.....	19
Задача 8. Механизм передвижения тележки крана.....	20
Задача 9. Разработка металлоконструкции кран-балки и выполнение проверочных расчетов узлов металлоконструкции на прочность.....	28
1.2. Расчет основных механизмов кран-балки с тельфером.....	33
Задача 10. Расчет механизма подъема электротали.....	33
Задача 11. Расчет механизмов передвижения кран-балки.....	46
Задача 12. Расчет металлоконструкции кран-балки.....	47
1.3. Расчет механизмов поворотного крана.....	51
Задача 13. Расчет механизма подъема груза.....	51
Задача 14. Расчет механизма передвижения электротали.....	51
Задача 15. Расчет механизма поворота стационарного поворотного крана (с вращающейся колонной).....	53
Задача 16. Расчет противовеса.....	57
Задача 17. Расчет металлоконструкции поворотного крана на колонне.....	61
1.4. Расчет механизмов с ручным приводом.....	67
Задача 18. Червячная таль с ручным приводом.....	67
Задача 19. Расчет храпового останова ручной лебедки.....	72
Задача 20. Сопротивление передвижению тележки электротали.....	74
Задача 21. Расчет подвесного конвейера.....	76
2. Расчет металлоконструкции крана методами математического моделирования.....	80
Задача 22. Расчет металлоконструкции решетчатой фермы крана на основе программы APM WinStructure 3D.....	80
Приложения.....	93
Литература.....	129

Учебное пособие

Варывдин Владимир Васильевич
Романев Николай Александрович
Никитин Виктор Васильевич

**РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И МЕХАНИЗМОВ
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН
С ЭЛЕМЕНТАМИ САПР**
(электронная версия)

Редактор Лебедева Е.М.
Компьютерный набор и верстка Никитина В.В.

ISBN 978-5-88517-224-0