

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Сатбаев университеті

Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Технологические машины, транспорта и логистики»

**ДОПУШЕН К ЗАЩИТЕ**

Заведующий кафедрой,  
кандидат технических наук  
\_\_\_\_\_ К.К. Елемесов

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 г.

**ДИПЛОМНАЯ РАБОТА**

на тему: «Модернизация мостового крана МК-16/3.2»

по специальности 5В071300 - «Транспорт, транспортная техника и технологии»

Выполнил

Кененбаев А.

Научный руководитель  
кандидат технических наук



Б.М. Кульгильдинов

«24» мая 2021 г.

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Сатбаев университеті

Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Технологические машины, транспорта и логистики»

**УТВЕРЖДАЮ**

Заведующий кафедрой,  
кандидат технических наук

\_\_\_\_\_ К.К. Елемесов

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2021г.

**ЗАДАНИЕ**

**на выполнение дипломной работы**

Обучающемуся	<i>Кененбаев Арман</i>
Тема:	<i>Модернизация мостового крана МК-16/3.2</i>
Утверждена приказом руководителя университета	<i>3-б от «24». 11. 2020г.</i>
Срок сдачи законченной работы	<i>«20» май 2021 г.</i>
Исходные данные к дипломной работе	<i>База мостового двухбалочного крана МК – 16/3,2</i>
Краткое содержание дипломной работы:	
<i>а) Аналитическая часть;</i>	
<i>б) Конструкторская часть;</i>	
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)	
<i>1. Патентный анализ – 1 лист; 2. Общий вид мостового крана МК 16/3,2 – 2 листа; 3. Привод моста – 1 листа; 4. Тележка –1 лист; 5. Барабан –1 лист; 6. Установка защитных роликов -1 лист; 7. Приводное колесо – 1 лист; 8. Детализовка – 1 лист.</i>	
Рекомендуемая основная литература: <i>из 12 наименований</i>	

## АННОТАЦИЯ

В данной дипломной работе рассмотрена модернизация мостового крана МК16/3,2. Работа проведена на основе расчетов и литературно – патентного анализа. В мероприятия по модернизации были включены следующие работы:

– изменение скорости главного подъема за счет уменьшения кратности полиспаста;

– изменение конструкции барабана механизма главного подъема в части крепления холостой ступицы;

– разработка устройства защитных роликов;

– замена редуктора механизма передвижения моста.

Работа включает в себя расчет основных параметров и узлов.

Пояснительная записка содержит:

страниц 59

рисунков 19

чертежей формата А1 9

## АНДАТПА

Бұл дипломдық жұмыста МК16/3,2 көпірлі кранын жаңғырту қарастырылған. Жұмыста әдеби – патенттік талдау және есептеулер негізінде жүргізілді. Жаңғырту бойынша іс-шараларға мынадай жұмыстар енгізілді:

- полиспасттың еселігін азайту есебінен басты көтеру жылдамдығын өзгерту;

- бос күшпекті бекіту бөлігінде басты көтеру механизмі барабанының конструкциясын өзгерту;

- қорғаныс роликтерінің құрылғысын әзірлеу;

- көпірдің қозғалыс механизмінің редукторын ауыстыру.

Жұмыс негізгі параметрлер мен түйіндерді есептеулерді толық қамтиды.

Түсіндірме жазбада:

беттер 59

сурет 19

А1 форматындағы сызбалар 9

## ABSTRACT

In this thesis, the modernization of the bridge crane МК16/3,2 is considered. The work is carried out on the basis of calculations and literary and patent analysis. The following works were included in the modernization activities - change in the speed of the main lift by reducing the multiplicity of the polispast.

The explanatory note contains:

pages 59

drawings 19

drawings of А1 format 9

## СОДЕРЖАНИЕ

	<b>стр.</b>
Введение.	9
1 Аналитическая часть	10
1.1 Сведения о проектируемой машине	10
1.2 Литературно–патентный анализ	10
2 Конструкторская часть	18
2.1 Расчет мостового двухбалочного крана МК – 16/3,2	18
2.2 Расчет механизмов основного подъема	18
2.3 Расчет вспомогательного подъема	23
2.4 Расчет грузовой тележки	37
2.5 Расчет механизма передвижения крана	41
2.6 Расчет металлоконструкций мостового крана	45
2.7 Расчет отклоняющего ролика	49
3 Электрооборудование	52
3.1 Требования к электрооборудованию со стороны механизмов	52
3.2 Описание работы схемы	52
3.3 Обоснование выбора оборудования	53
3.4 Проверка двигателя на нагрев	54
Заключение	58
Список использованных источников	59

## ВВЕДЕНИЕ

Грузоподъемные машины – высокоэффективное средство комплексной механизации и автоматизации подъемно – транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ. Применение таких машин уменьшает объем использования тяжелых ручных операций и способствует резкому повышению производительности труда. Автоматизация грузоподъемных машин позволяет включить ее в поточную линию, а универсальность использования – сделать составным элементом гибкого автоматизированного производства.

Краны широко используются на производстве, строительстве и транспорте. Подъемно–транспортные машины являются составной частью любого типа производства, поскольку обслуживают все виды технологических процессов. Подъемные краны в значительной мере способствуют бесперебойной работе технологического оборудования. Поэтому повышение качества и производительности работы кранового оборудования позволяет улучшать показатели эксплуатации технологического оборудования.

При комплексной механизации и автоматизации технологических процессов на предприятиях в значительной степени возрастает и интенсивность работы кранового оборудования. При этом возникает необходимость в повышении грузоподъемности и скорости рабочих движений кранов, то есть их производительности.

Не всегда имеется возможность приобрести краны, соответствующие требованиям технологического процесса. Поэтому приходится модернизировать имеющиеся краны непосредственно в производственных условиях.

Модернизация кранов, как и модернизация технологического оборудования, есть доведение их технико-экономических показателей до уровня показателей эксплуатации нового оборудования, показатели работы которого отвечают мировым стандартам.

## **1 Аналитическая часть**

### **1.1. Сведения о проектируемой машине**

Кран мостовой МК 16/3,2 был запущен в работу в 1996 году. Первоначально он выполнял работу на вспомогательных операциях. По мере увеличения производства, кран стал использоваться в основном технологическом процессе. По своим техническим и конструктивным характеристикам машина имела ряд недостатков:

- малая скорость подъема главного крюка;
- несовершенство конструкции главного барабана в части крепления барабана с холостой ступицей;
- механическое повреждение каната главной лебедки и металлоконструкции тележки при работе двумя подъемами (в случае отклонения ветви каната от вертикали);
- редуктор механизма передвижения моста не рассчитан на тяжелый режим работы крана.

Для устранения вышеуказанных недостатков была проведена модернизация.

### **1.2 Литературно–патентный анализ**

Увеличение скорости подъема главной лебедки (рисунок 1.1).

В технологическом процессе выполняется операция подъема, перемещения и кантования груза длиной 3650 мм. и общим весом 9,0 т. Для выполнения данной операции реторта зацепляется двумя подъемами. Так как скорость главного подъема - 0,13 м/с, а вспомогательного - 0,32 м/с, операция занимает много времени. Чтобы увеличить скорость подъема, было рассмотрено несколько вариантов:

- 1) увеличить скорость вращения барабана путем замены привода на более скоростной;
- 2) уменьшить кратности полиспаста.

Для выполнения первого варианта необходимо приобрести новое оборудование, а также проведение демонтажных и монтажных работ.

Второй вариант предусматривает только работу по перезапасовки каната в полиспасте.

Проанализировав методы увеличения скорости главного подъема, был выбран более эффективный, экономически выгодный вариант, то есть уменьшение кратности полиспаста.

Изменение конструкции барабана главного подъема с целью увеличения срока службы

При сборке барабан крепится с зубчатой ступицей болтовым соединением, а на холостую ступицу насаживается легко прессовой посадкой. Последний вид соединения имеет ряд недостатков:

- затрудняет сборку барабана;
- при больших нагрузках в процессе работы происходит проворачивание барабана на холостой ступице, что приводит к преждевременному износу этих деталей.

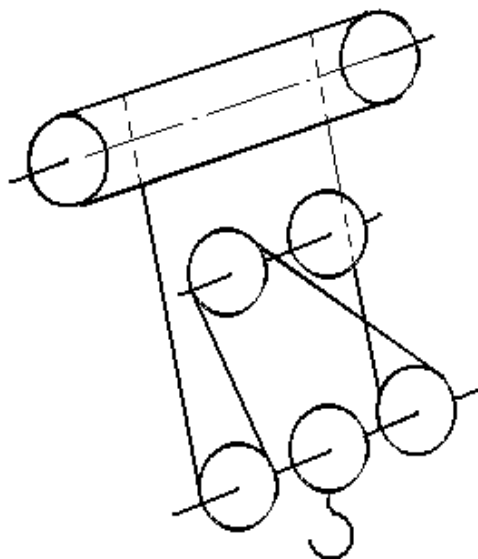


Рисунок 1.1 – Схема запасовки каната главного подъема

Барабан (рисунок 1.2).

Цель изобретения – упрощение конструкции барабана и повышение его надежности. Барабан 1 содержит обечайку 2, жестко связанные с ней ступицы 3,4,5 и вал 6, установленный в подшипниковых опорах 7. Ступицы 3 и 4, расположенные у торцевых поверхностей обечайки 2, сопрягаются с валом 6 отверстиями 8, соосными оси барабана, дополнительная ступица 5, расположенная в средней части обечайки барабана 2, сопрягается с валом 6 отверстием 9, смещенным относительно оси барабана на величину  $e$ . Вал 6 имеет соосные 10 и эксцентричный 11 подступичные участки.

Сборка барабана осуществляется следующим образом.

В середину обечайки 2 вставляется ступица 5 и приваривается (с двух сторон). В ступицу 5, сваренную с обечайкой 2, вставляется эксцентрик 11 вала 6. Ступицы 3 и 4 вставляются в обечайку 2 с двух сторон и, одновременно с этим, надеваются на участок 10 до упора в заплечики вала 6.

После установки ступицы 3 и 4 вместе с валом 6 в нужном положении по оси ступицы 3 и 4 привариваются к обечайке 2.

Барабан работает следующим образом. При вращении вала 6 между поверхностями 11 и 9, 10 и 8 возникают нормальные давления и силы трения, благодаря которым крутящий момент передается от вала к ступице. Сопряжение эксцентрика 11 вала 6 со смещенным отверстием 9 ступицы 5 предотвращает проворачивание вала внутри ступицы 3 и 4.

Предлагаемое изобретение позволит снизить себестоимость изготовления, повысить надежность соединения вала со ступицей, упростить технологию изготовления барабана.

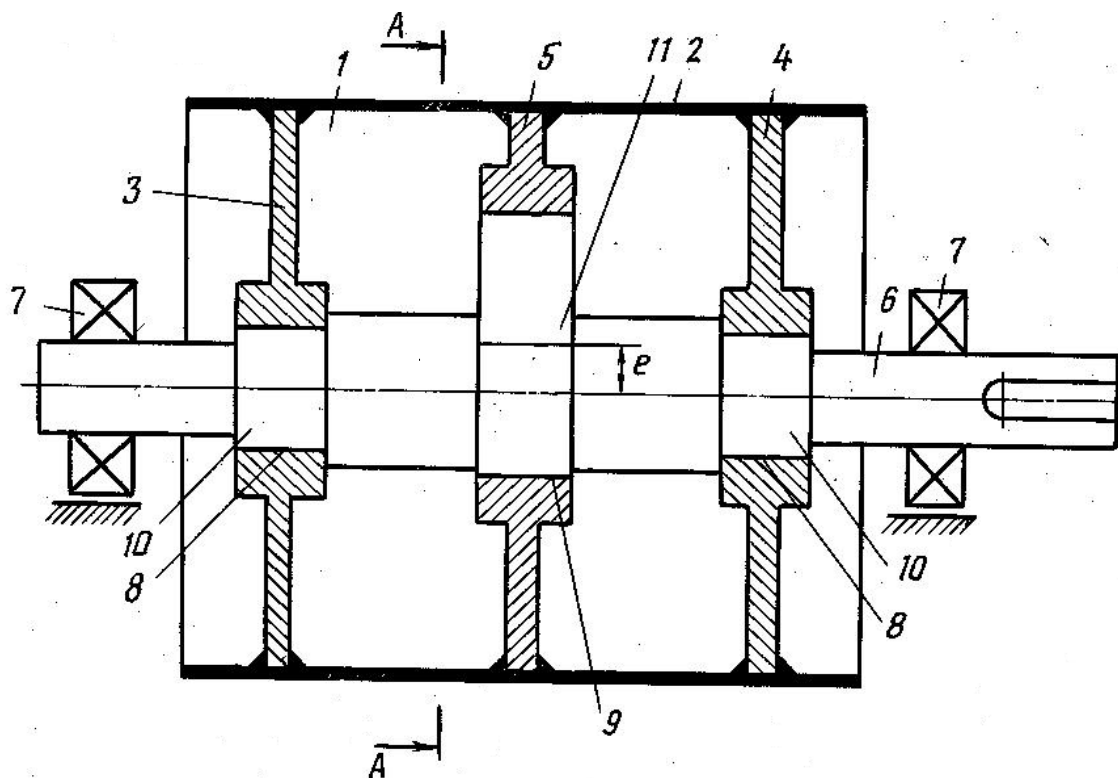


Рисунок 1.2 – Барабан

Барабан для гибкого органа (рисунки 1.3-1.6).

Целью изобретения является упрощение конструкции и снижение трудоемкости изготовления.

Для этого обечайка выполнена с кольцевыми проточками и снабжена промежуточными элементами с кольцевыми выступами, контактирующими с проточками обечайки. При этом реборды закреплены на упомянутых элементах, каждый из которых выполнен, по меньшей мере, из двух частей. Кроме того, промежуточные элементы соединены с обечайкой посредством крепежных элементов.

Барабан состоит из цилиндрической обечайки 1 с кольцевой проточкой, в которую вставлены своими выступами полукольца 2, реборд 3, служащих одновременно скрепляющим элементом полуколец 2, винтов 4, которые предотвращают поворот полуколец и, тем самым, реборд относительно барабана.

На рисунке 1.3 винтами 4 полукольца 2 соединяются и с ребордами 3, и с цилиндрической обечайкой 1 барабана.

При работе барабана наматываемый канат создает распирающие усилия на реборды 3, которые воспринимаются кольцевыми выступами реборд или полукольцами 2.

На рисунке 1.4 изображен вариант с закладными полукольцами 5, которые могут использоваться в случае применения несвариваемого материала для



полуколец 2 или невозможности соединения полуколец с ребордой 3 при помощи винтов 4.

На рисунке 1.5 приведен пример соединения реборд с цилиндрической частью барабана при помощи двух полуколец с последующим соединением их с боковинами посредством сварки.

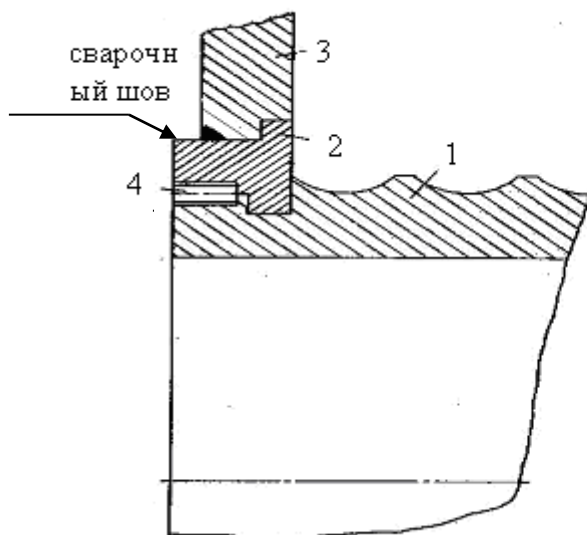


Рисунок 1.3

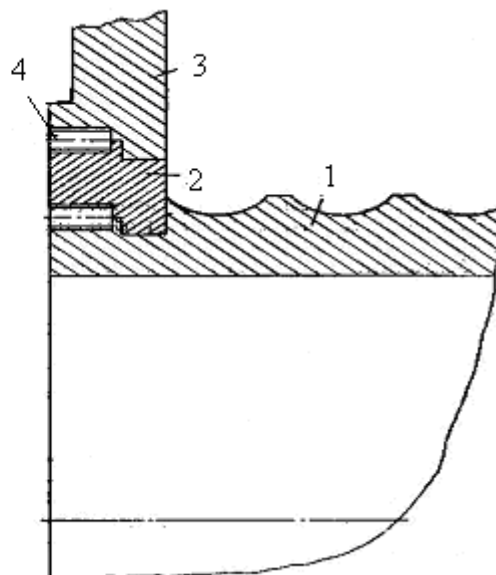


Рисунок 1.4

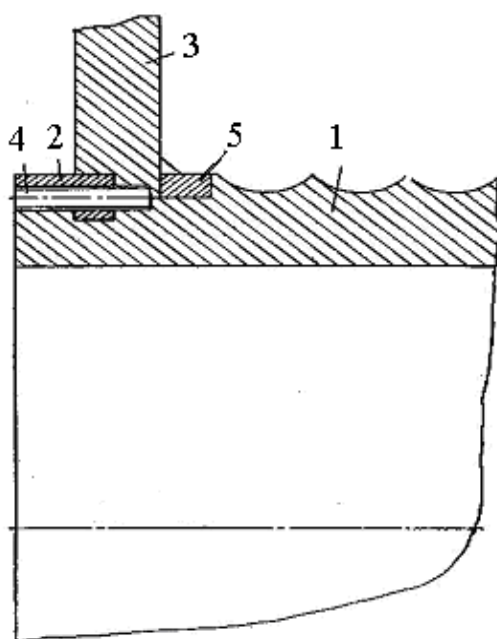


Рисунок 1.5

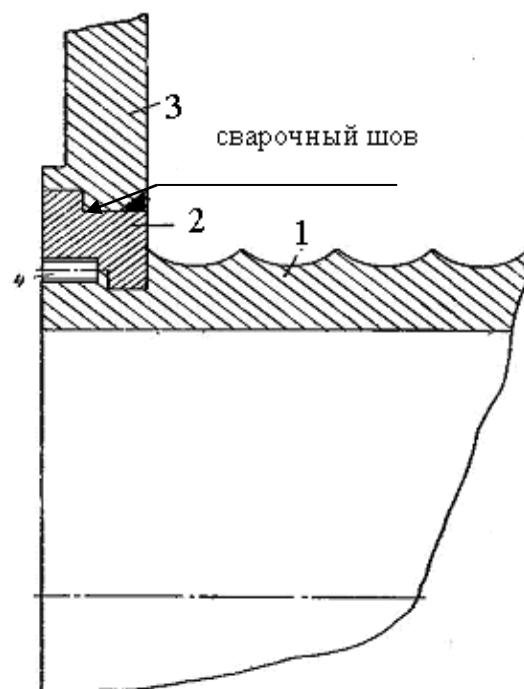


Рисунок 1.6

Данная конструкция барабана позволяет изготавливать цилиндрическое тело и реборды, в случае необходимости, из разнородных материалов (чугун-сталь), сохранить габариты барабана по длине, уменьшить трудоемкость формовки и отливки, сократить количество литейного брака, значительно упро-

стить механическую обработку и нарезку цилиндрического тела барабана под гибкий орган и снизить ее стоимость.

Барабан гибкого тягового органа (рисунок 1.7).

Цель изобретения – упрощение конструкции.

Барабан состоит из кронштейнов 1, в которых расположены подшипники 2. В подшипниках 2 вращается вал, выполненный из двух частей 3 и 4. Часть 3 вала служит для присоединения привода барабана. При помощи шпонки 5 часть 3 вала сочленяется с обечайкой 6, в прорезях которой размещают пластины 7. Пластины 7 своими скошенными торцами опираются на конус 8. На наружных конусах торцов пластин 7 проточены винтовые канавки для наката. В конусах 8 выполнена внутренняя резьба разного направления (правая и левая). Такая же резьба выполнена на части 4 вала. На наружной (конической) поверхности конусов 8 выполнены канавки, в которые входят скошенные торцы пластин 7. Часть 4 вала своим левым цилиндрическим концом входит в расточку части 3 вала. На правом конце части 4 вала расположен диск 9, который сочленяется с валом шпонкой 10, а с обечайкой 6 пальцами 11.

Изменение диаметра барабана производят следующим образом. Обечайку 6 отсоединяют от части 4 вала удалением пальцев 11. Затем, удерживая часть 3 вала от вращения, вращают в нужную сторону часть 4 вала. При сближении конусов 8 диаметр барабана увеличивается (на рисунке показано пунктирной линией). При расхождении конусов 8 диаметр барабана уменьшается.

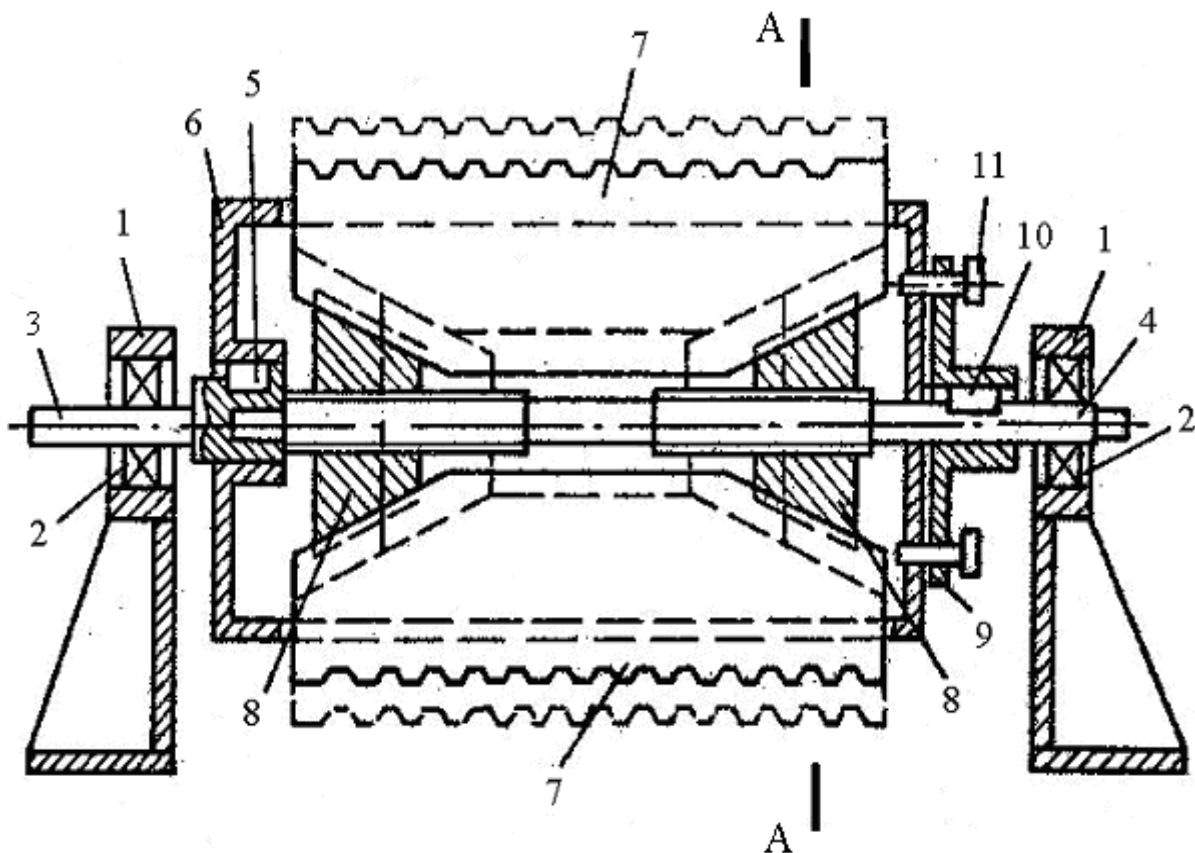
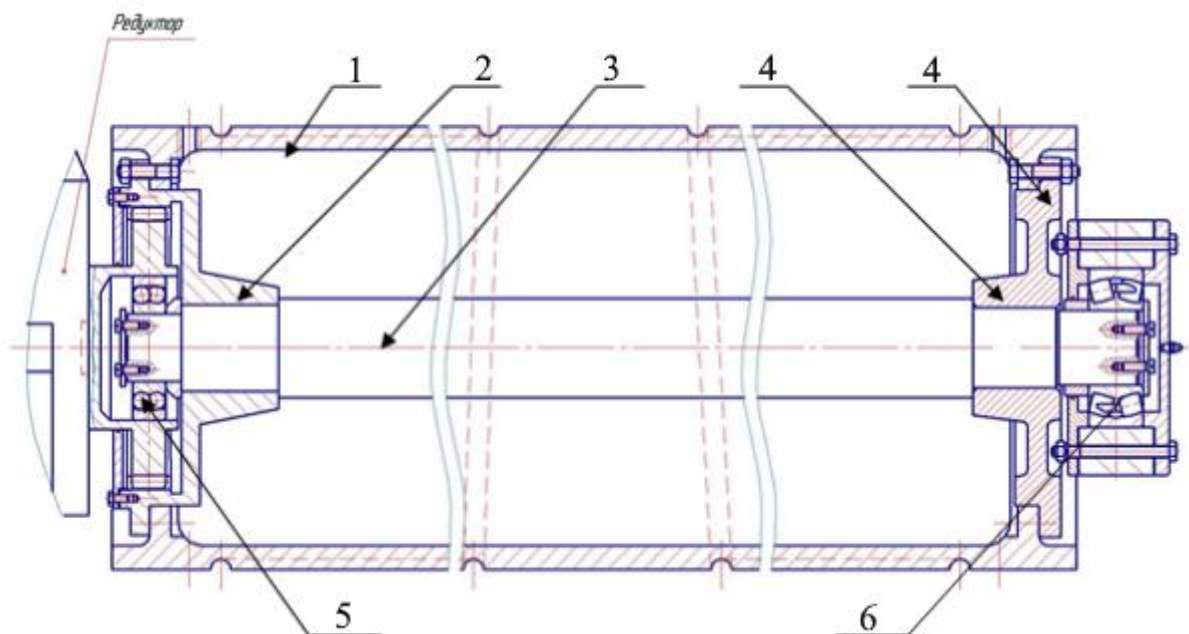


Рисунок 1.7 - Барабан гибкого тягового органа

Данные разработки не отвечают требованиям поставленной задачи, а именно – изменить конструкцию крепления барабана с холостой ступицей. Поэтому был предложен метод крепления аналогичный креплению зубчатой ступицы, то есть посредством болтового соединения (рисунок 1.7а)



1 – барабан; 2 – ступица зубчатая; 3 – вал; 4 – ступица холостая;  
5 и 6 – подшипники

Рисунок 1.7а - Барабан механизма главного подъема

Защитное устройство от механического повреждения каната и металлоконструкции тележки

Ограничитель перемещения грузовой подвески мостового крана (рисунок 1.8).

Цель изобретения – повышение безопасности грузоподъемных работ путем повышения надежности работы ограничителя и снижения износа грузового каната.

Ограничитель перемещения содержит ролик 1, взаимодействующий с грузовым канатом 2 и связанный с подпружиненными штоками 3, свободно перемещающимися вдоль своей оси в опорах 4, закрепленных на основании 12. На одном из штоков 3 установлен магнит 6, взаимодействующий с магнитоуправляемым контактом 7. Канат 2 при движении вдоль оси барабана во время навивки в заданный момент нажимает на ролик 1, что приводит к перемещению штока 3 с установленным на нем магнитом 6. В момент прекращения магнитного воздействия на контакт 7 последний размыкается и отключает приводные механизмы, включение которых возможно только после возвращения каната 2 и элементов ограничителя в исходное положение.

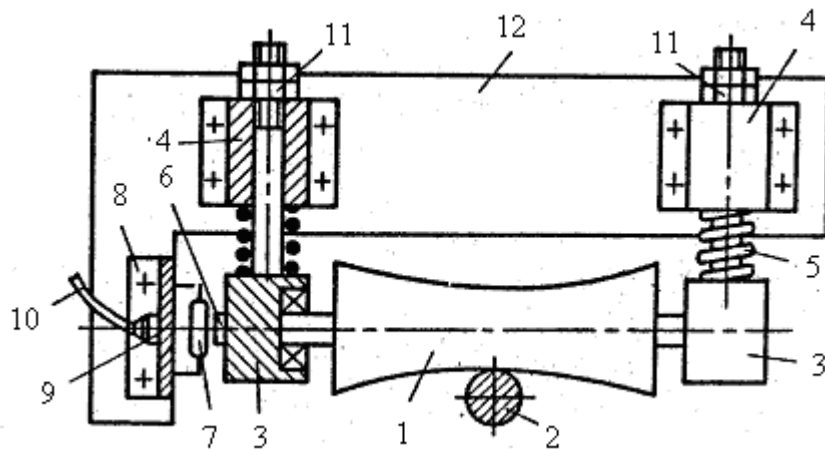


Рисунок 1.8 – Устройство защитное

Устройство для предохранения канатов от перетирания (рисунок 1.9).

Цель изобретения – повышение надежности и долговечности устройства.

Для этого подкладки снабжены дополнительным шарниром с осью вращения перпендикулярной к оси вращения основного шарнира и постоянными магнитами, закрепленными на их рабочих поверхностях.

Кроме того, на каждой подкладке шарнирно закреплен П-образный рычаг, отжимающий магнит для снятия устройства с груза.

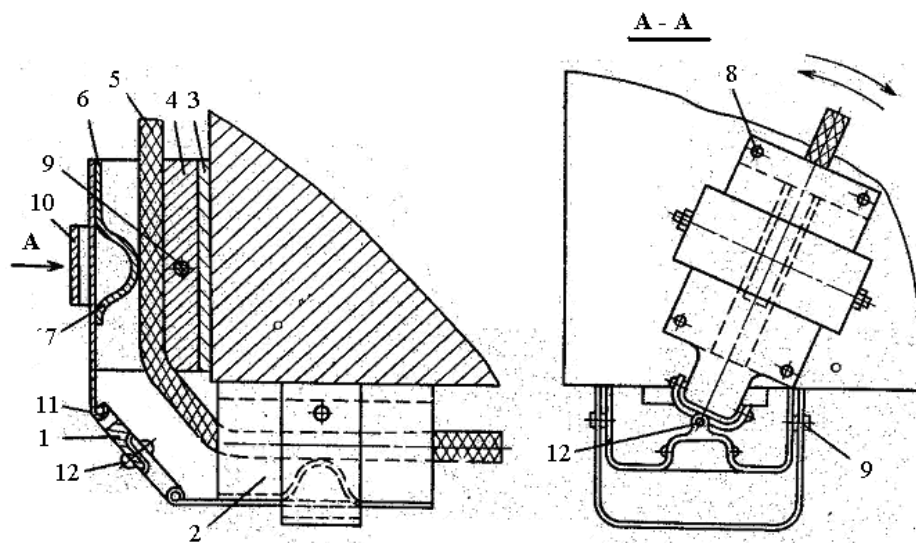


Рисунок 1.9 – Устройство для предохранения каната от перетирания

Устройство для предохранения канатов содержит спаренные шарнирным узлом 1 подкладки 2, каждая из которых снабжена постоянным магнитом 3 на корпусе 4. В полости корпуса пропущен канат 5, фиксируемый крышкой 6 и пластинчатой пружиной 7, которая крепится винтами 8 к корпусу. На корпусе при помощи шарнирной оси закреплен рычаг 10 П-образной формы, отжимающий магнит при снятии устройства с груза.

Шарнирный узел представляет собой соединение при помощи скоб шарнирных осей, две из которых 11 горизонтальные, а третья 12 – вертикальная средняя и делит угол поворота шарнира пополам.

Канат с надетым на него устройством заводится под груз и фиксируется на нем с помощью магнитов 3. После этого груз транспортируют. По окончании операции транспортировки нажатием на отжимающий рычаг 9 открывают подкладки от поверхности груза и снимают с него все устройство.

Данные устройства не защищают канат и металлоконструкцию тележки при работе главной лебедки в случаи, когда канат отклонен от вертикали. Поэтому было разработано устройство защитных роликов, которое предотвращает возможность соприкосновения каната с конструкцией тележки при отклонении ветви от вертикали (рисунок 1.10).

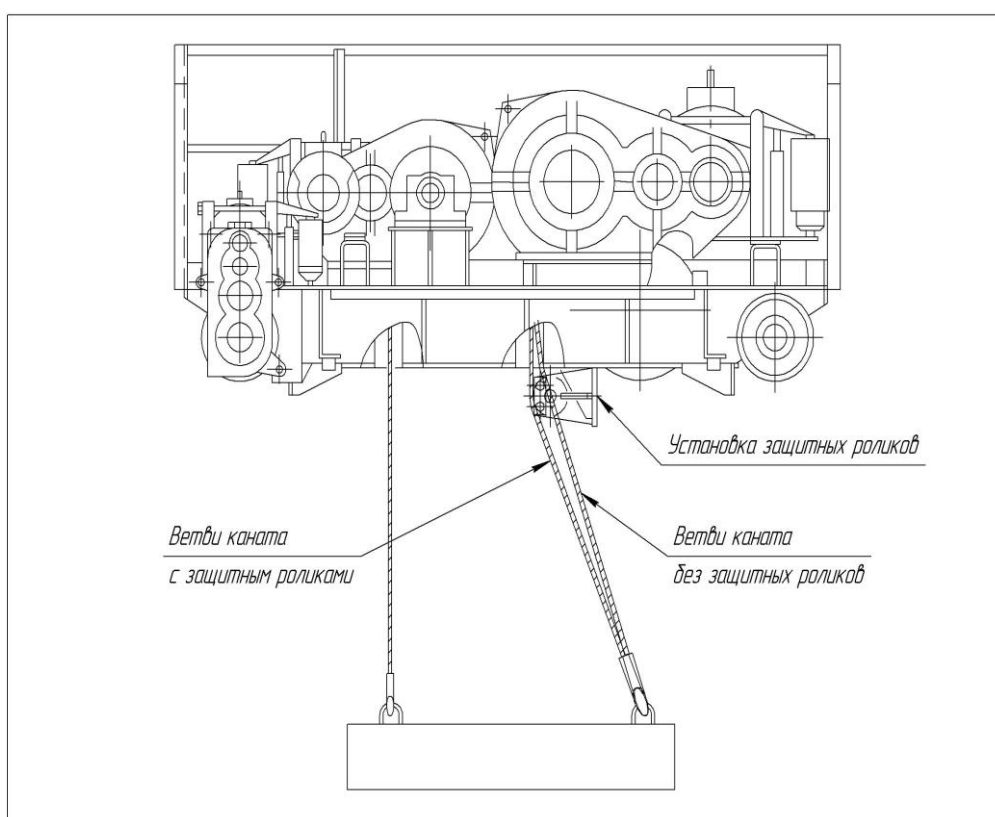


Рисунок 1.10 - Схема строповки груза двумя подъемами.

#### Замена редуктора механизма передвижения моста

При расчете механизма передвижения моста для тяжелого режима работы был выбран редуктор Ц2– 400П, который применяется на мостовых кранах грузоподъемностью 20/5т. Этим была достигнута цель частичной унификации кранов, что позволило в короткие сроки произвести замену редуктора и сократить номенклатуру запасных частей.

Все преобразования, проведенные в ходе модернизации крана позволили увеличить срок службы рассматриваемого в данном проекте оборудования, сократить текущие затраты на ремонт крана и увеличить производительность на отдельных операциях технологического процесса.

## 2 Конструкторская часть

### 2.1 Расчет мостового двухбалочного крана МК-16/3,2

Исходные данные:

1. Режим работы	тяжелый
2. Грузоподъемность основного подъема, кН	160
3. Грузоподъемность вспомогательного подъема, кН	32
4. Высота подъема, м	12
5. Скорость основного подъема, м/с	0,13
6. Скорость вспомогательного подъема, м/с	0,32
7. Скорость передвижения крана, м/с	1,33
8. Скорость передвижения грузовой тележки, м/с	0,63

### 2.2 Расчет механизмов основного подъема

#### 2.2.1 Расчет мощности двигателя

Статическая мощность двигателя,  $N_{ст}$ , кВт:

$$N_{ст} = \frac{G \cdot v_{п}}{1000 \cdot \eta_o} \quad (1)$$

где:  $G$  – вес груза, Н;

$v_{п}$  – скорость основного подъема, м/с;

$\eta$  – общий КПД механизма подъема.

Общий КПД механизма подъема,  $\eta_o$

$$\eta_o = \eta_{п} \cdot \eta_{н.б}^n \cdot \eta_{б} \cdot \eta_{л} \quad (2)$$

где:  $\eta_{п}$  – КПД полиспаста,  $\eta_{п}=0,97$  по [1];

$\eta_{н.б}$  – КПД направляющих блоков,  $\eta_{н.б}=0,99$  по [1];

$\eta_{б}$  – КПД барабана,  $\eta_{б}=0,98$  по [1];

$\eta_{л}$  – КПД лебедки,  $\eta_{л}=0,98$  по [1];

$n$  – количество блоков.

$$\eta_o = 0,97 \cdot 0,99^4 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,885$$

тогда, по формуле (1)

$$N_{\text{ст}} = \frac{160000 \cdot 0,13}{1000 \cdot 0,885} = 23,5 \text{ кВт}$$

Фактическая мощность двигателя с учетом режима работы,  $N_{\text{ф}}$ , кВт

$$N_{\text{ф}} = \frac{N_{\text{д}}}{\kappa} \quad (3)$$

где:  $\kappa$  – коэффициент учитывающий режим работы.

$$N_{\text{ф}} = \frac{23,5}{0,95} = 24,7 \text{ кВт}$$

Принимаем электродвигатель МТФ 412-6: [1]  
 $N=25\text{кВт}$ ;  $n=975\text{об/мин}$ ;  $\text{ПВ}=60\%$ ; масса 320кг.

### 2.2.2 Подбор каната

Натяжение каната,  $S_{\text{max}}$ , Н

$$S_{\text{max}} = \frac{G}{Z \cdot u \cdot \eta_{\text{п}}} \quad (4)$$

где:  $G$  – вес груза, Н;  
 $Z$  – число ветвей каната, наматываемых на барабан;  
 $u$  – кратность полиспаста;  
 $\eta_{\text{п}}$  – КПД полиспаста;

$$S_{\text{max}} = \frac{160000}{2 \cdot 2 \cdot 0,97} = 41237 \text{ Н}$$

Натяжение канна с учетом запаса прочности,  $S_0$ , Н

$$S_0 = S \cdot n \quad (5)$$

где:  $n$  – коэффициент запаса прочности,  $n=6$  по [2].

$$S_0 = 41237 \cdot 6 = 247422 (\text{Н}) = 247,4 \text{ кН}$$

Принимаем канат типа 17,5ЛК- 6x19 (9+9+1)-10.С. ГОСТ 3077-80. [1]

Диаметр каната  $d_{\text{к}}=17,5$  мм;

Маркировочная группа 1862 МПа;

Разрывное усилие каната  $S_{\text{раз}}=254$  кН.

### 2.2.3 Подбор редуктора

Общее передаточное число,  $U$

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}} \quad (6)$$

где:  $n_{\text{дв}}$  – частота вращения электродвигателя, об/мин;

$n_{\text{б}}$  – частота вращения барабана, об/мин.

Частота вращения барабана,  $n_{\text{б}}$ , об/мин

$$n_{\text{б}} = \frac{60 \cdot v \cdot u}{\pi \cdot D_{\text{б}}} \quad (7)$$

где:  $v$  – скорость подъема, м/с;

$u$  – кратность полиспаста;

$D_{\text{б}}$  – диаметр барабана, м.

Принимаем  $D_{\text{б}}=500\text{мм}$  из стандартного ряда. [2]

$$n_{\text{б}} = \frac{60 \cdot 0,13 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,5} = 14,9 \text{ об/мин}$$

$$U = \frac{975}{14,9} = 65$$

Принимаем редуктор РМ-650. [1]

$U_{\text{р}}=63$ .

Уточненная скорость подъема  $V_{\text{у}}$ , м/с

$$v_{\text{у}} = \frac{n_{\text{бу}} \cdot \pi \cdot D_{\text{б}}}{60 \cdot u} \quad (8)$$

Уточненная частота вращения барабана,  $n_{\text{бу}}$ , об/мин

$$n_{\text{бу}} = \frac{n_{\text{дв}}}{U_{\text{р}}} \quad (9)$$

$$n_{\text{бу}} = \frac{975}{63} = 15,4 \text{ об/мин}$$

$$v_{\text{у}} = \frac{15,4 \cdot 3,14 \cdot 0,5}{60 \cdot 3} = 0,13 \text{ м/с.}$$



## 2.2.4 Подбор тормоза

Расчетный тормозной момент,  $M_{тр}$ , Н·м

$$M_{тр} = k_T \cdot M_{ст.т}, \quad (10)$$

где  $k_T$  – коэффициент запаса торможения, для тяжелого режима работы  $k_T=2,5$ . [3]

$M_{ст.т}$  – статический крутящий момент при торможении.

$$M_{ст.т} = \frac{G \cdot D_b \cdot \eta_o}{2 \cdot U_p \cdot u} \quad (11)$$

$$M_{ст.т} = \frac{160000 \cdot 0,5 \cdot 0,885}{2 \cdot 63 \cdot 3} = 187 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{тр} = 2,5 \cdot 187 = 467 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Принимаем тормоз ТКГ-300: [1]

Тормозной момент 800 Н·м;

Диаметр шкива 300мм;

Тип толкателя ТГМ-50.

## 2.2.5 Расчет барабана механизма основного подъема

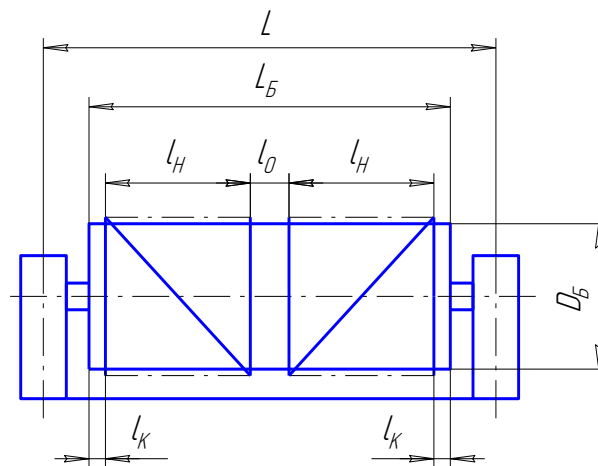


Рисунок 2.1 – барабан главного подъема

Длина барабана,  $L_b$ , мм

$$L_b = 2 \cdot l_H + l_O + 2 \cdot l_K \quad (12)$$

где:  $l_H$  – длина одного нарезного участка, мм;

$l_O$  – длина гладкого среднего участка, мм;

$l_k$  – длина гладкого концевой участка, мм.

Длина нарезного участка,  $l_H$ , мм

$$l_H = t(z_p + z_{\text{зап.}} + z_{\text{кр}}) \quad (13)$$

где:  $t$  – шаг нарезки, для  $d_k=17,5$ мм принимаем  $t=20$ мм по [1];

$z_p$  – число рабочих витков;

$z_{\text{зап.}}$  – число запасных витков,  $z_{\text{зап.}}=1,5$ ;

$z_{\text{кр}}$  – число витков для крепления каната,  $z_{\text{кр}}=4$ .

Число рабочих витков,  $z_p$

$$z_p = \frac{L_{\text{к.р.}}}{\pi \cdot D_B} \quad (14)$$

где:  $L_{\text{к.р.}}$  – рабочая длина каната, м.

$$z_p = \frac{40}{3,14 \cdot 0,5} = 25,4 \text{ принимаем } 26 \text{ витков.}$$

$$l_H = 20 \cdot (26 + 1,5 + 4) = 640 \text{ мм}$$

Длина гладкого среднего участка,  $l_o$ , мм

$$l_o = 100 \text{ мм} \quad [3]$$

Длина гладкого концевой участка,  $l_k$ , мм

$$l_k = 3 \cdot t, [3] \quad (15)$$

$$l_k = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм}$$

$$L_B = 2 \cdot 640 + 100 + 2 \cdot 60 = 1500 \text{ мм}$$

Приближенное значение толщины цилиндрической стенки барабана,  $\delta$ , м

$$\delta = 0,95 \cdot \frac{S_o}{t \cdot [\sigma_{\text{сж}}]} \quad (16)$$

где:  $S_o$  – натяжение каната, (из формулы 5)  $S=41,23$  кН;

$[\sigma]_{\text{сж}}$  – допускаемое напряжение, МПа.

Принимаем материал для изготовления барабана чугун СЧ 15-32

$$[\sigma]_{\text{сж}} = 88,3 \text{ МПа. [3 с.93]}$$

$$\delta = 0,95 \cdot \frac{41237}{0,020 \cdot 88,3 \cdot 10^6} = 0,031 \text{ м.}$$

Принимаем толщину стенки  $\delta=0,031\text{м}=31\text{мм}$ .

### 2.2.6 Расчет прижимных планок для крепления каната к барабану

Суммарное усилие растяжения болтов, прижимающих канат к барабану, Р, Н

$$P = \frac{2 \cdot S}{f \left( \frac{1}{\sin \gamma} + 1 \right) \cdot (e^{2\pi f} + 1) \cdot e^{\alpha}} \quad (17)$$

где:  $f$  – коэффициент трения между канатом и барабаном,  $f=0,1$ [3];  
 $\gamma$  – угол наклона боковой грани трапецевидного выреза в планке вертикали;  
 $\alpha$  – угол обхвата барабана не прикосновенными витками;  
 $e$  – основание натуральных логарифмов.

$$P = \frac{2 \cdot 41237}{0,1 \left( \frac{1}{\sin 40} + 1 \right) \cdot (2,71828^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1} + 1) \cdot 2,71828^{0,1 \cdot 3 \cdot 3,14}} = 45850 \text{ Н}$$

Необходимое число болтов,  $z$

$$z = \frac{1,3 \cdot k \cdot P}{[\sigma]_p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{P \cdot f_1 \cdot l \cdot k}{[\sigma]_p \cdot 0,1 \cdot d^2} \quad (18)$$

где:  $k$  – коэффициент запаса надежности крепления каната к барабану,  $k=2$ ;

$f_1$  – приведенный коэффициент трения между канатом и поверхностью планки,  $f_1=1,15$ ;

$l$  – расстояние от дна канавки на барабане до верхней плоскости прижимной планки,  $l=30\text{мм}$ .

$[\sigma]_T$  – допускаемое напряжение растяжения в болте.

Допускаемое напряжение растяжения в болте,  $[\sigma]_p$ , Мпа, определяем с запасом прочности, равным 2,5.[3].

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{2,5} \quad (19)$$

Принимаем материал для изготовления болтов сталь 45 ГОСТ 1050-88,

тогда предел текучести  $\sigma_T=360$  МПа. [5]

$$[\sigma]_P = \frac{360}{2,5} = 144 \text{ МПа}$$

$$z = \frac{1,3 \cdot 2 \cdot 45850}{144 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,021^2}{4}} + \frac{45850 \cdot 1,15 \cdot 0,03 \cdot 2}{144 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot 0,021^2} = 3,1$$

Принимаем число крепежных болтов  $z=4$ .

### 2.2.7 Расчет болтового соединения крепления ступицы

Соединение осуществляем болтами для отверстий из под развертки по ГОСТ 7817-80. Материал болтов сталь 45 ( $\sigma_T=360$  МПа).

Болты устанавливаем на диаметре  $D=400$  мм.

Окружное срезаемое усилие,  $P_{окр}$ , Н

$$P_{окр} = \frac{2S \cdot D_B}{D_{окр}} \quad (20)$$

где:  $S$  – натяжение каната, (из формулы 6)  $S=41237$  Н.

$$P_{окр} = \frac{2 \cdot 41237 \cdot 0,5}{0,4} = 103092 \text{ Н}$$

Допускаемое напряжения среза болтов,  $[\tau]$ , МПа

$$[\tau] = 0,6 \cdot \frac{\sigma_T}{k_1 \cdot k_2} \quad (21)$$

где:  $k_1$ -коэффициент безопасности (для механизмов подъема,  $k_1=1,3$ ); [3]  
 $k_2$ -коэффициент нагрузки (для тяжелого режима работы,  $k_2=1,3$ ). [3].

$$[\tau] = 0,6 \cdot \frac{360}{1,3 \cdot 1,3} = 127 \text{ МПа.}$$

Число болтов  $m=8$ .

Диаметр болта,  $d$ , мм

$$d = \sqrt{\frac{4P_{окр}}{\pi \cdot m \cdot [\tau]}} \quad (22)$$

где:  $m$  – число болтов, принимаем  $m=8$ .

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 103092}{3,14 \cdot 8 \cdot 127 \cdot 10^6}} = 0,015 \text{ м. Принимаем болт } d=16 \text{ мм.}$$

### 2.2.8 Расчет оси барабана

Ось барабана испытывает напряжение изгиба от действия усилий двух ветвей каната, а так же от собственного веса.

$$l = 1 \text{ м; } l_1 = 0,324 \text{ м; } l_2 = 0,08 \text{ м; } l_3 = 0,4 \text{ м; } l_4 = 0,095 \text{ м; } l_5 = 0,1 \text{ м.}$$

$$S_{\max} = 41237 \text{ Н; } G_B = 3000 \text{ Н.}$$

Силы действующие на ось через ступицу от натяжения каната:

$$P_1 = S_{\max} \cdot \frac{2l_H + l_{\text{гл}}}{2l_H + l_{\text{гл}} - l_2}$$

$$P_1 = 41237 \cdot \frac{2 \cdot 0,324 + 0,1}{2 \cdot 0,324 + 0,1 - 0,08} = 46175 \text{ Н}$$

$$P_2 = S_{\max} \cdot \frac{2l_H + l_{\text{гл}} - 2l_2}{2l_H + l_{\text{гл}} - l_2}$$

$$P_2 = 41237 \cdot \frac{2 \cdot 0,324 + 0,1 - 2 \cdot 0,08}{2 \cdot 0,324 + 0,1 - 0,08} = 36298 \text{ Н}$$

Реакции опор:

$$\sum M_{(A)} = 0$$

$$\frac{G_B}{2} \cdot l_2 + P_1 \cdot l_2 + \frac{G_B}{2} \cdot (1 - l_4) + P_2 \cdot (1 - l_4) - R_2 \cdot 1 = 0$$

$$R_2 = \frac{\frac{G_B}{2} \cdot l_2 + P_1 \cdot l_2 + \frac{G_B}{2} \cdot (1 - l_4) + P_2 \cdot (1 - l_4)}{1}$$

$$R_2 = \frac{\frac{3000}{2} \cdot 0,08 + 46175 \cdot 0,08 + \frac{3000}{2} \cdot (1 - 0,095) + 36298 \cdot (1 - 0,095)}{1} = 38020 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\sum P_{(Y)} = 0$$

$$R_1 - \frac{G_B}{2} - P_1 - \frac{G_B}{2} - P_2 + R_2 = 0$$

$$R_1 = \frac{G_B}{2} + P_1 + \frac{G_B}{2} + P_2 - R_2$$

$$R_1 = \frac{3000}{2} + 46175 + \frac{3000}{2} + 36298 - 38020 = 47453 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

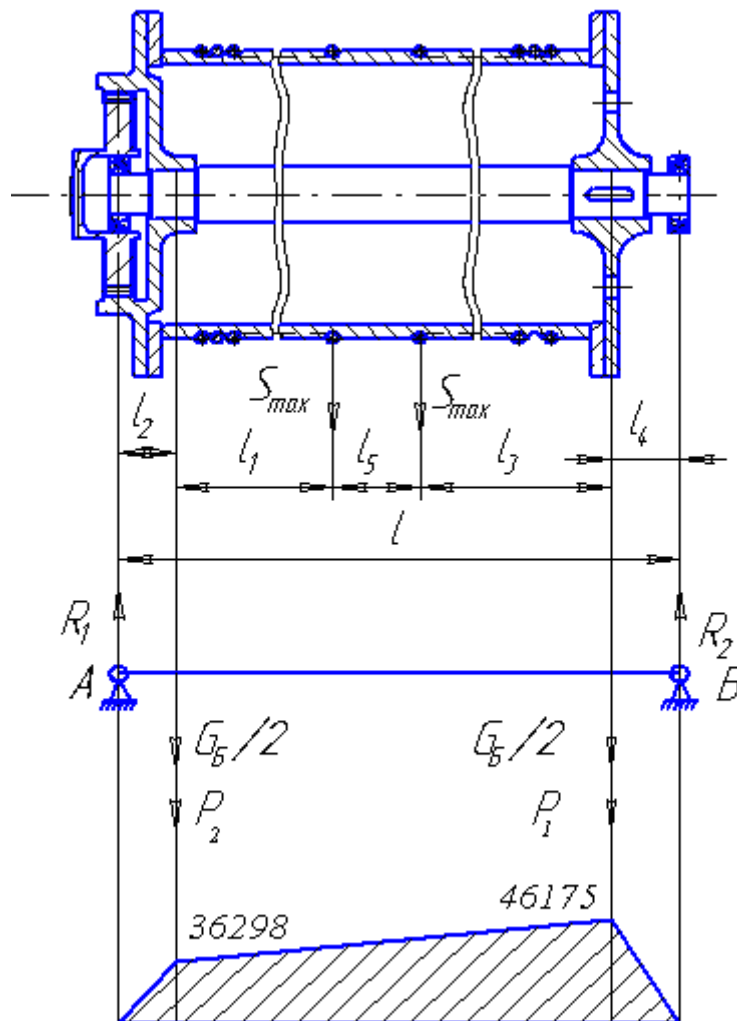


Рисунок 2.2 - Расчетная схема оси

Определение максимального изгибающего момента:

Сечение I

$$R_1 \cdot x = 0$$

при  $x=0$   $47453 \cdot 0 = 0$

при  $x=0,08$   $47453 \cdot 0,08 = 3796,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Сечение II

$$R_1 \cdot (l_2 + x) - \left(\frac{G_B}{2} + P_1\right) \cdot x = 0$$

$$\text{при } x=0 \quad 47453 \cdot (0,08 + 0) + (1500 + 46175) \cdot 0 = 3796,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\text{при } x=1 \quad 47453 \cdot (0,08 + 1) - (1500 + 46175) \cdot 1 = 3574,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Сечение III

$$R_1 \cdot (1 - l_4 + x) - \left(\frac{G_B}{2} + P_1\right) \cdot (1 - l_2 - l_4 + x) - \left(\frac{G_B}{2} + P_2\right) \cdot x = 0$$

при  $x=0$

$$47453 \cdot (1 - 0,095 + 0) - (1500 + 46175) \cdot (1 - 0,08 - 0,095 + 0) - (1500 + 36298) \cdot 0 = 3574,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

при  $x=0,095$

$$47453 \cdot (1 - 0,095 + 0,095) - (1500 + 46175) \cdot (1 - 0,08 - 0,095 + 0,095) - (1500 + 36298) \cdot 0,095 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Принимаем в качестве материала оси сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Допускаемое напряжение при изгибе  $\sigma_{-1}=275$  МПа.

Допускаемое напряжение с учетом режима работы,  $[\sigma_{-1}]$ , МПа

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{k \cdot n}, \quad (23)$$

где:  $k$  – коэффициент учитывающий конструкцию детали,

(для валов и осей  $k=2,5$ );

$n$  – допускаемый коэффициент запаса прочности, (при режиме М5  $n=1,7$ ).

$$[\sigma_{-1}] = \frac{275}{2,5 \cdot 1,7} = 64,7 \text{ МПа}$$

Предварительный диаметр оси под правой ступицей,  $d$ , мм, (здесь действует наибольший момент):

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1[\sigma_{-1}]}} \quad (24)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{3796,2}{0,1 \cdot 64,7 \cdot 10^6}} = 0,083 \text{ мм}$$

Принимаем  $d=85$  мм.

Исходя из этого размера конструируем ось барабана.

## 2.2.9 Расчет скорости основного подъема после реконструкции

Для ускорения технологического процесса, увеличиваем скорость основного подъема, путем изменения кратности полиспаста с 3 на 2.

Скорость после реконструкции,  $v_y$ , м/с

$$v_y = \frac{n_{\text{БУ}} \cdot \pi \cdot D_{\text{Б}}}{60 \cdot u} \quad (25)$$

$$v_y = \frac{15,4 \cdot 3,14 \cdot 0,5}{60 \cdot 2} = 0,2 \text{ м/с}$$

## 2.3 Расчет вспомогательного подъема

Расчет ведем аналогично расчету главного подъема.

### 2.3.1 Расчет мощности двигателя

Статическая мощность двигателя,  $N_{\text{ст}}$ , кВт:

$$N_{\text{ст}} = \frac{G \cdot v_{\text{п}}}{1000 \cdot \eta_o}$$

где:  $G$  – вес груза, Н;

$v_{\text{п}}$  – скорость вспомогательного подъема, м/с;

$\eta$  – общий КПД механизма подъема.

Общий КПД механизма подъема,  $\eta_o$

$$\eta_o = \eta_{\text{п}} \cdot \eta^n_{\text{н.б}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{л}}$$

где:  $\eta_{\text{п}}$  – КПД полиспаста,  $\eta = 0,97$  по [1];

$\eta_{\text{нб}}$  – КПД направляющих блоков,  $\eta_{\text{нб}} = 0,99$  по [1];

$\eta_{\text{б}}$  – КПД барабана,  $\eta_{\text{б}} = 0,98$  по [1];

$\eta_{\text{л}}$  – КПД лебедки,  $\eta_{\text{л}} = 0,98$  по [1];

$n$  – количество блоков.

$$\eta_o = 0,97 \cdot 0,99^4 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,885$$

тогда, по формуле 1

$$N_{\text{ст}} = \frac{32000 \cdot 0,32}{1000 \cdot 0,885} = 11,5 \text{ кВт}$$



Фактическая мощность двигателя с учетом режима работы,  $N_{\phi}$ , кВт

$$N_{\phi} = \frac{N_{д}}{k}$$

где:  $k$  – коэффициент учитывающий режим работы.

$$N_{\phi} = \frac{11,5}{0,95} = 12 \text{ кВт}$$

Принимаем электродвигатель МТФ 312-6: [1]

$N=12\text{кВт}$ ;  $n=965\text{об/мин}$ ;  $\text{ПВ}=60\%$ .

### 2.3.2 Подбор каната

Натяжение каната,  $S_{\max}$ , Н

$$S_{\max} = \frac{G}{Z \cdot u \cdot \eta_{п}} \text{ (Н)}$$

где:  $G$  – вес груза, Н;

$Z$  – число ветвей каната, наматываемых на барабан;

$u$  – кратность полиспаста;

$\eta_{п}$  – КПД полиспаста;

$$S_{\max} = \frac{32000}{2 \cdot 1 \cdot 0,97} = 16494 \text{ Н}$$

Натяжение канна с учетом запаса прочности,  $S_o$ , Н

$$S_o = S \cdot n$$

где:  $n$  – коэффициент запаса прочности,  $n=6$  по [2].

$$S_o = 16494 \cdot 6 = 98964 \text{ Н} = 98,6 \text{ кН}$$

Принимаем канат типа 14-Г-1-Н- 568 (160) ГОСТ 2688-80 [1]

Диаметр каната  $d_k=14$  мм;

Маркировочная группа 1764 МПа;

Разрывное усилие каната  $S_{\text{раз}}=101,5$  кН.

### 2.3.3 Подбор редуктора

Общее передаточное число,  $U$

$$U = \frac{n_{дв}}{n_{б}}$$

где:  $n_{дв}$  – частота вращения электродвигателя, об/мин;  
 $n_{б}$  – частота вращения барабана, об/мин.

Частота вращения барабана:

$$n_{б} = \frac{60 \cdot v \cdot u}{\pi \cdot D_{б}}$$

где:  $v$  – скорость подъема, м/с;  
 $u$  – кратность полиспаста;  
 $D_{б}$  – диаметр барабана, м.

Принимаем  $D_{б}=400$ мм из стандартного ряда. [2]

$$n_{б} = \frac{60 \cdot 0,32 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,4} = 15,28 \text{ об/мин}$$

$$U = \frac{965}{15,28} = 63$$

Принимаем редуктор ЦЗУ-250. [1]

$U_p=63$ ;  $M_{кр}=4000$ (Н·м); масса – 335 кг.  
Уточненная скорость подъема,  $v_y$ , м/с

$$v_y = \frac{n_{бу} \cdot \pi \cdot D_{б}}{60}$$

Уточненная частота вращения барабана,  $n_{бу}$ , об/мин

$$n_{бу} = \frac{n_{дв}}{U_p}$$

$$n_{бу} = \frac{965}{63} = 15,31 \text{ об/мин}$$

$$v_y = \frac{15,31 \cdot 3,14 \cdot 0,4}{60} = 0,32 \text{ м/с.}$$

### 2.3.4 Подбор тормоза

Расчетный тормозной момент,  $M_{тр}$ , Н·м

$$M_{тр} = k_T \cdot M_{ст.т}$$

где:  $k_T$  – коэффициент запаса торможения, для тяжелого режима работы

$$k_T = 2,5. [3]$$

$M_{ст.т}$  – статический крутящий момент при торможении, Н·м

$$M_{ст.т} = \frac{G \cdot D_B \cdot \eta_0}{2 \cdot U_p}, \text{ тогда: } M_{ст.т} = \frac{32000 \cdot 0,4 \cdot 0,885}{2 \cdot 63} = 89,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{тр} = 2,5 \cdot 89,9 = 224 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Принимаем тормоз ТКГ-200: [1]

Тормозной момент 250 Н·м;

Диаметр шкива 200 мм;

Тип толкателя ТГМ-25.

### 2.3.5 Расчет барабана механизма вспомогательного подъема

Длина барабана:

$$L'_B = 2 \cdot l_H + l_0 + 2 \cdot l_K$$

где:  $l_H$  – длина одного нарезного участка, мм;

$l_0$  – длина гладкого среднего участка, мм;

$l_K$  – длина гладкого концевой участка, мм.

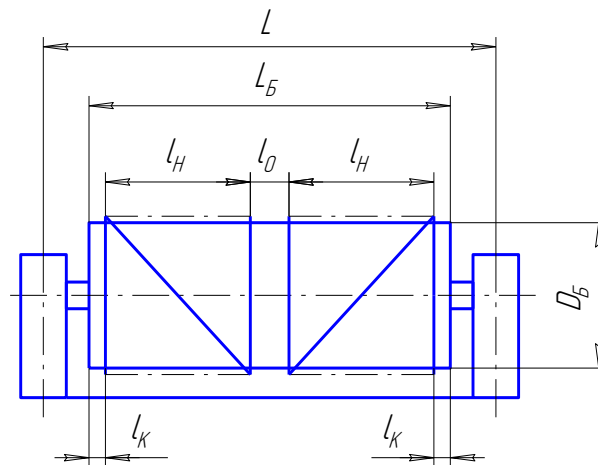


Рисунок 2.3 – Барабан вспомогательного подъема

Длина нарезного участка:

$$l_H = t(z_p + z_{зап.} + z_{кр.})$$

где:  $t$  – шаг нарезки, для  $d_k=14$ мм принимаем  $t=16$ мм по [1];

$z_p$  – число рабочих витков;

$z_{зап.}$  – число запасных витков,  $z_{зап.}=1,5$ ;

$z_{кр.}$  – число витков для крепления каната,  $z_{кр.}=4$ .

Число рабочих витков:

$$z_p = \frac{L_{к.р}}{\pi \cdot D_b}$$

где:  $L_{к.р}$  – рабочая длина каната, м.

$$z_p = \frac{24}{3,14 \cdot 0,4} = 19,10 \text{ принимаем } 20 \text{ витков.}$$

$$l_H = 16 \cdot (20 + 1,5 + 4) = 408 \text{ мм}$$

Длина гладкого среднего участка:

$$l_o = 140 \text{ мм [3]}$$

Длина гладкого концевой участка:

$$l_k = 2 \cdot t, [3]$$

$$l_k = 3 \cdot 16 = 48 \text{ мм}$$

$$L'_b = 2 \cdot 408 + 140 + 2 \cdot 32 = 1052 \text{ мм, принимаем } L_b = 1200 \text{ мм}$$

Приближенное значение толщины цилиндрической стенки барабана:

$$\delta = 0,95 \cdot \frac{S_o}{t \cdot [\sigma_{сж}]}$$

где:  $S$  – натяжение каната, (из формулы 6)  $S = 16,5$  кН;

$[\sigma]_{сж}$  – допускаемое напряжение, МПа.

Принимаем материал для изготовления барабана чугун 15-32.

$$[\sigma]_{сж} = 161,8 \text{ МПа [3 с.93]}$$

$$\delta = 0,95 \cdot \frac{16494}{0,016 \cdot 161,8 \cdot 10^6} = 0,022 \text{ м.}$$

Принимаем толщину стенки  $\delta = 0,022 \text{ м} = 22 \text{ мм}$ .

### 2.3.6 Расчет прижимных планок для крепления каната к барабану

Суммарное усилие растяжения болтов, прижимающих канат к барабану:

$$P = \frac{2 \cdot S_o}{f \left( \frac{1}{\sin \gamma} + 1 \right) \cdot (e^{2\pi f} + 1) \cdot e^{f\alpha}}$$

где:  $f$  – коэффициент трения между канатом и барабаном,  $f = 0,1$  [3];

$\gamma$  - угол наклона боковой грани трапецевидного выреза в планке вертикали;

$\alpha$  – угол обхвата барабана не прикосновенными витками;

$e$  – основание натуральных логарифмов.

$$P = \frac{2 \cdot 16494}{0,1 \left( \frac{1}{\sin 40} + 1 \right) \cdot (2,71828^{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1} + 1) \cdot 2,71828^{0,1 \cdot 3,14}} = 17405 \text{ Н}$$

Необходимое число болтов:

$$z = \frac{1,3 \cdot k \cdot P}{[\sigma]_p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{P \cdot f_1 \cdot l \cdot k}{[\sigma]_p \cdot 0,1 \cdot d^3}$$

где:  $k$  – коэффициент запаса надежности крепления каната к барабану,  $k=2$ ;

$f_1$  – приведенный коэффициент трения между канатом и поверхностью планки,  $f_1=1,15$ ;

$l$  – расстояние от дна канавки на барабане до верхней плоскости прижимной планки,  $l=20$ мм.

$[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение растяжения в болте.

Допускаемое напряжение растяжения в болте определяем с запасом прочности, равным 2,5. [3].

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{2,5}$$

Принимаем материал для изготовления болтов сталь 45 ГОСТ 1050-88, тогда предел текучести  $\sigma_T=360$  МПа.[5]

$$[\sigma]_p = \frac{360}{2,5} = 144 \text{ (МПа)}$$

$$z = \frac{1,3 \cdot 2 \cdot 16494}{144 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4}} + \frac{16494 \cdot 0,66 \cdot 0,02 \cdot 2}{144 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot 0,016^2} = 2,2$$

Принимаем число крепежных болтов  $z = 4$ .

### 2.3.7 Расчет болтового соединения крепления ступицы

Соединение осуществляем болтами для отверстий из под развертки по ГОСТ 7817-80. Материал болтов сталь 45 ( $\sigma_T=360$  МПа).

Болты устанавливаем на диаметре  $D=250$ мм.

Окружное срезаемое усилие,  $P_{окр}$ , Н

$$P_{\text{ОКР}} = \frac{2S_0 \cdot D_B}{D_{\text{ОКР}}}$$

где:  $S_0$  – натяжение каната, (из формулы 7)  $S_0=16494$  Н.

$$P_{\text{ОКР}} = \frac{2 \cdot 16494 \cdot 0,4}{0,25} = 52780 \text{ Н}$$

Допускаемое напряжения среза болтов,  $[\tau]$ , МПа

$$[\tau] = 0,6 \cdot \frac{\sigma_T}{k_1 \cdot k_2}$$

где:  $k_1$ -коэффициент безопасности (для механизмов подъема,  $k_1=1,3$ ); [3]  
 $k_2$ -коэффициент нагрузки (для тяжелого режима работы,  $k_2=1,3$ ). [3].

$$[\tau] = 0,6 \cdot \frac{360}{1,3 \cdot 1,3} = 127 \text{ МПа.}$$

Число болтов  $m=6$ .

Диаметр болта,  $d$ , мм.

$$d = \sqrt{\frac{4P_{\text{ОКР}}}{\pi \cdot m \cdot [\tau]}}$$

где:  $m$  – число болтов, принимаем  $m=6$ .

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 52780}{3,14 \cdot 6 \cdot 127 \cdot 10^6}} = 0,009 \text{ мм. Принимаем болт } d=10 \text{ мм.}$$

### 2.3.8 Расчет оси барабана

Ось барабана испытывает напряжение изгиба от действия усилий двух ветвей каната, а так же от собственного веса.

$$l=813\text{м}; \quad l_1=0,248\text{м}; \quad l_2=0,08\text{м}; \quad l_3=0,290\text{м}; \quad l_4=0,095\text{м}; \quad l_5=0,1\text{м.}$$

$$S_{\text{max}}=16494\text{Н}; \quad G_6=3000\text{Н.}$$

Силы действующие на ось через ступицу от натяжения каната:

$$P_1 = S_{\text{max}} \cdot \frac{2l_H + l_{\text{гл}}}{2l_H + l_{\text{гл}} - l_2}$$

$$P_1 = 16494 \cdot \frac{2 \cdot 0,248 + 0,1}{2 \cdot 0,248 + 0,1 - 0,08} = 19051 \text{ Н}$$

$$P_2 = S_{\max} \cdot \frac{2l_H + l_{\text{гр}} - 2l_2}{2l_H + l_{\text{гр}} - l_2}$$

$$P_2 = 16494 \cdot \frac{2 \cdot 0,248 + 0,1 - 2 \cdot 0,08}{2 \cdot 0,248 + 0,1 - 0,08} = 13396 \text{ Н}$$

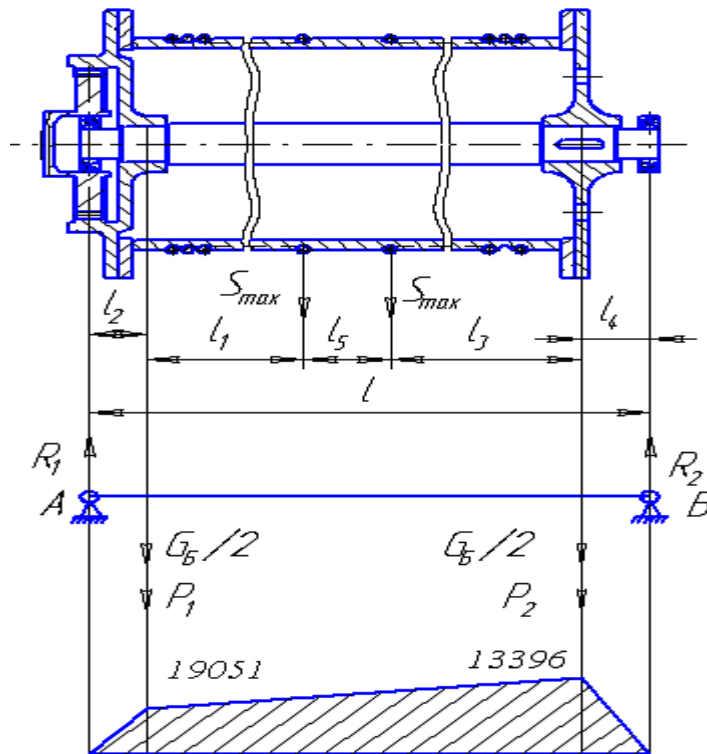


Рисунок 2.4 - Расчетная схема оси

Реакции опор:

$$\sum M_{(A)} = 0$$

$$\frac{G_B}{2} \cdot l_2 + P_1 \cdot l_2 + \frac{G_B}{2} \cdot (l - l_4) + P_2 \cdot (l - l_4) - R_2 \cdot l$$

$$R_2 = \frac{\frac{G_B}{2} \cdot l_2 + P_1 \cdot l_2 + \frac{G_B}{2} \cdot (l - l_4) + P_2 \cdot (l - l_4)}{l}$$

$$R_2 = \frac{\frac{3000}{2} \cdot 0,08 + 19051 \cdot 0,08 + \frac{3000}{2} \cdot (0,816 - 0,095) + 13396 \cdot (0,816 - 0,095)}{0,816} = 15176 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\sum P_{(Y)} = 0$$

$$R_1 - \frac{G_B}{2} - P_1 - \frac{G_B}{2} - P_2 + R_2$$

$$R_1 = \frac{G_B}{2} + P_1 + \frac{G_B}{2} + P_2 - R_2$$

$$R_1 = \frac{3000}{2} + 19051 + \frac{3000}{2} + 13396 - 15176 = 20271 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определение максимального изгибающего момента:

Сечение I

$$R_1 \cdot x$$

при  $x=0$   $20271 \cdot 0 = 0$

при  $x=0,08$   $20271 \cdot 0,08 = 1621 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Сечение II

$$R_1 \cdot (l_2 + x) - \left(\frac{G_B}{2} + P_1\right) \cdot x$$

при  $x=0$   $20271 \cdot (0,08 + 0) + (1500 + 19051) \cdot 0 = 1621 \text{ Н} \cdot \text{м}$

при  $x=0,813$   $20271 \cdot (0,08 + 0,813) - (1500 + 19051) \cdot 0,813 = 1395 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Сечение III

$$R_1 \cdot (l - l_4 + x) - \left(\frac{G_B}{2} + P_1\right) \cdot (l - l_2 - l_4 + x) - \left(\frac{G_B}{2} + P_2\right) \cdot x$$

при  $x=0$

$$20271 \cdot (0,813 - 0,095 + 0) - (1500 + 19051) \cdot (0,813 - 0,08 - 0,095 + 0) - (1500 + 13396) \cdot 0 = 1395 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

при  $x=0,095$

$$20271 \cdot (0,813 - 0,095 + 0,095) - (1500 + 19051) \cdot (0,813 - 0,08 - 0,095 + 0,095) - (1500 + 13396) \cdot 0,095 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Принимаем в качестве материала оси сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Допускаемое напряжение при изгибе  $\sigma_{-1} = 275 \text{ МПа}$ .

Допускаемое напряжение с учетом режима работы,  $[\sigma_{-1}]$ , МПа

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{k \cdot n}$$

где:  $k$  – коэффициент учитывающий конструкцию детали, (для валов и осей  $k=2,5$ ;

$n$  – допускаемый коэффициент запаса прочности, (при режиме М5  $n=1,7$ ).

$$[\sigma_{-1}] = \frac{275}{2,5 \cdot 1,7} = 64,7 \text{ МПа}$$

Предварительный диаметр оси под правой ступицей,  $d'$ , м (здесь действует наибольший момент):



$$d' = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1[\sigma_{-1}]}}$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{1621}{0,1 \cdot 64,7 \cdot 10^6}} = 0,063 \text{ м}$$

Принимаем  $d'=65\text{мм}$ .

Исходя из этого размера конструируем ось барабана.

## 2.4. Расчет грузовой тележки

### 2.4.1 Расчет сопротивлений передвижению тележки

Полное сопротивление передвижению тележки,  $W$ , кН

$$W = W_{\text{тр}} + W_y + W_{\text{ин}} + W_{\text{гиб}} \quad [3] \quad (26)$$

где:  $W_{\text{тр}}$  – сопротивление, создаваемое силами трения, кН;

$W_y$  – сопротивление, создаваемое уклоном подтележечного пути, кН;

$W_{\text{ин}}$  – сопротивление, создаваемое силами инерции вращающихся частей и поступательно движущихся масс, кН;

$W_{\text{гиб}}$  – сопротивление, создаваемое раскачиванием груза на гибкой подвески, кН.

Сопротивление создаваемое силами трения,  $W$ , кН

$$W_{\text{тр}} = (G_{\text{т}} + G_{\text{г}}) \cdot \frac{2\mu + f \cdot d_{\text{ц}}}{D} \cdot k_{\text{доп}} \quad (27)$$

где:  $G_{\text{т}}$  – вес тележки, кН;

$G_{\text{г}}$  – вес поднимаемого груза, кН;

$\mu$  – коэффициент трения качения колеса по рельсу,  $\mu=0,3$ ; [3]

$f$  – приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках колес,  $f=0,015$ ; [3]

$k_{\text{доп}}$  – коэффициент дополнительных сопротивлений,  $k_{\text{доп}}=2,5$ ; [3]

$d_{\text{ц}}$  – диаметр цапфы колеса, мм;

$D$  – диаметр колеса тележки.

Диаметр ступицы колеса,  $d_{\text{ст}}$ , мм

$$d_{\text{ст}}=0,2 \cdot D \quad [3] \quad (28)$$

$$d_{\text{ст}}=0,2 \cdot 200=40\text{мм}$$

$$W_{\text{тр}} = (45 + 160) \cdot \frac{2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 40}{200} \cdot 2,5 = 1,23 \text{ кН.}$$

Сопротивление создаваемое уклоном,  $W_y$ , кН

$$W_y = \alpha \cdot (G_{\text{т}} + G_{\text{г}}) \quad (29)$$

где:  $\alpha$  – уклон рельсового пути,  $\alpha=0,002$ . [3]

$$W_y = 0,002 \cdot (45 + 160) = 0,41 \text{ кН}$$

Сопротивление создаваемое силами инерции,  $W_{ин}$ , кН

$$W_{ин} = \delta \cdot m_{пост} \cdot a \quad (30)$$

где:  $\delta$  – коэффициент учитывающий инерцию вращающихся частей механизма,  $\delta=1,25$ ; [3]

$m_{пост}$  – масса поступательно движущегося объекта, т;

$a$  – ускорение при разгоне,  $a = 0,1 \text{ м/с}^2$ . [3]

$$W_{ин} = 1,25 \cdot 4,5 \cdot 0,1 = 0,56 \text{ кН}$$

Сопротивление, создаваемое раскачиванием груза,  $W_{гиб}$ , кН

$$W_{гиб} = G_{г} \cdot \text{tg}\alpha \quad (31)$$

где:  $\alpha$  – угол отклонения груза от вертикали.

**Угол отклонения груза от вертикали,  $\alpha$ , градус**

$$\alpha \approx \frac{2 \cdot a}{g} \quad (32)$$

$$\alpha \approx \frac{2 \cdot 0,1}{9,81} = 0,02 = 1,2^\circ$$

$$W_{гиб} = 160 \cdot 0,02 = 3,2 \text{ кН}$$

тогда, по формуле 14

$$W = 1,23 + 0,41 + 0,56 + 3,2 = 5,4 \text{ кН}$$

#### **2.4.2 Подбор двигателя привода грузовой тележки**

Статическая мощность электродвигателя,  $N_{ст}$ , кВт

$$N_{ст} = \frac{W \cdot v}{\eta_{пр}} \quad (33)$$

где:  $V$  – скорость передвижения тележки,  $V=0,63 \text{ м/с}$ ; [3]

$\eta_{пр}$  – предварительное значение КПД,  $\eta_{пр}=0,85$ ; [3]

$$N_{\text{ст}} = \frac{5,4 \cdot 0,63}{0,85} = 4 \text{ кВт}$$

Полная мощность двигателя, с учетом коэффициента режима работы, N, кВт

$$N = \frac{N_{\text{ст}}}{k} \quad (34)$$

где: k – коэффициент тяжелого режима работы, k=0,66. [4]

$$N = \frac{4}{0,66} = 6 \text{ кВт}$$

Принимаем электродвигатель МТН 311-8: [3]

N= 6 кВт; n=705об/мин; ПВ=60%; масса-170 кг.

### 2.4.3 Подбор редуктора механизма передвижения тележки

Общее передаточное число, U

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к}}} \quad (35)$$

где: n<sub>дв</sub> – частота вращения электродвигателя, об/мин;

n<sub>б</sub> – частота вращения колеса тележки, об/мин.

Частота вращения колеса тележки, n<sub>к</sub>, об/мин

$$n_{\text{к}} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d_{\text{к}}} \quad (36)$$

где: v – скорость передвижения тележки, м/с;

d<sub>к</sub> – диаметр колеса, м.

Принимаем d<sub>к</sub>=200мм из стандартного ряда. [2]

$$n_{\text{к}} = \frac{60 \cdot 0,63}{3,14 \cdot 0,2} = 60,1 \text{ об/мин}$$

$$U = \frac{705}{60,1} = 11,7$$

Крутящий момент на приводном колесе тележки, M<sub>к</sub>, Н·м

$$M_{\text{к}} = \frac{W \cdot d_{\text{к}}}{2 \cdot \eta_0} \quad (37)$$

где: η<sub>о</sub> – общий КПД, η<sub>о</sub>=0,85;

$$M_{\text{бар}} = \frac{5400 \cdot 0,2}{2 \cdot 0,85} = 635 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Принимаем вертикальный редуктор 2ЦЗВК-160 [1]

$U_p=12,5$ ;  $M_{кр}=110 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Уточненная скорость передвижения грузовой тележки  $v_y$ , м/с

$$n_y = \frac{n_{дв}}{U_p}$$

$$n_y = \frac{705}{12,5} = 56,4 \text{ об/мин}$$

$$v_y = \frac{56,4 \cdot 3,14 \cdot 0,2}{60} = 0,59 \text{ м/с.}$$

#### 2.4.4 Подбор тормоза механизма передвижения тележки

Расчетный тормозной момент,  $M_p$ , Н·м

$$M_p = k_T \cdot M_{тр.м}$$

где:  $k_T$  – коэффициент запаса торможения, для тяжелого режима работы  $k_T=2,5$ . [3]

$M_{тр}$  – требуемый тормозной момент, Н·м

Требуемый тормозной момент:

$$M_{тр.м} = M_y + M_{ин} + M_{гиб} - M_{тр} \quad (38)$$

где:  $M_y$  – момент, создаваемый уклоном, Н·м;

$M_{ин}$  – момент, создаваемый силами инерции, Н·м;

$M_{гиб}$  – момент, создаваемый раскачиванием груза, Н·м;

$M_{тр}$  – момент, создаваемый силами трения, Н·м;

Момент создаваемый уклоном:

$$M_y = \frac{W_y \cdot r_k \cdot \eta_m}{U_p} \quad [3] \quad (39)$$

где:  $r_k$  – радиус колеса, м;

$\eta_m$  – КПД механизма,  $\eta_m=0,85$ ;

$U_p$  – передаточное число редуктора.

$$M_y = \frac{410 \cdot 0,1 \cdot 0,85}{12,5} = 2,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент создаваемый силами инерции:

$$M_{ин} = \frac{W_{ин} \cdot r_k \cdot \eta_m}{U_p}$$

$$M_{\text{ин}} = \frac{560 \cdot 0,1 \cdot 0,85}{12,5} = 3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент создаваемый раскачиванием груза:

$$M_{\text{гиб}} = \frac{W_{\text{гиб}} \cdot r_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{м}}}{U_{\text{р}}}$$

$$M_{\text{тр}} = \frac{3200 \cdot 0,1 \cdot 0,85}{12,5} = 21,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент создаваемый силами трения:

$$M_{\text{тр}} = \frac{W_{\text{тр}} \cdot r_{\text{к}}}{U_{\text{р}}}$$

$$M_{\text{тр}} = \frac{1230 \cdot 0,1 \cdot 0,85}{12,5} = 8,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{тр.м}} = 2,7 + 3 + 21,76 - 8,3 = 19,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{р}} = 19,6 \cdot 2,5 = 49 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Принимаем тормоз ТКГ-200: [1]

Тормозной момент при ПВ 100% 250 Н·м;

Диаметр шкива 100мм;

Тип гидротолкателя ТГМ-25.

## 2.5 Расчет механизма передвижения крана

Полное сопротивление передвижению крана, W, кН

$$W = W_{\text{тр}} + W_{\text{у}} + W_{\text{ин}} + W_{\text{гиб}} \quad [3] \quad (40)$$

где:  $W_{\text{тр}}$  – сопротивление, создаваемое силами трения, кН;

$W_{\text{ук}}$  – сопротивление, создаваемое уклоном подкранового пути, кН;

$W_{\text{ин}}$  – сопротивление, создаваемое силами инерции вращающихся частей и поступательно движущихся масс, кН;

$W_{\text{гиб}}$  – сопротивление, создаваемое раскачиванием груза на гибкой подвески, кН.

Сопротивление создаваемое силами трения:

$$W_{\text{тр}} = (G_{\text{к}} + G_{\text{г}}) \cdot \frac{2\mu + f \cdot d_{\text{с}}}{D} \cdot k_{\text{доп}} \quad (41)$$

где:  $G_{\text{к}}$  – вес тележки, кН;

$G_{\text{г}}$  – вес поднимаемого груза, кН;

$\mu$  – коэффициент трения качения колеса по рельсу,  $\mu=0,3$ ; [3]

$f$  – приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках колес,  $f=0,015$ ; [3]

$k_{\text{доп}}$  – коэффициент дополнительных сопротивлений,  $k_{\text{доп}}=2,5$ ; [3]

$d_c$  – диаметр ступицы колеса, мм;

$D$  – диаметр колеса крана, мм

Диаметр ступицы колеса:

$$d_c = 0,2 \cdot D \quad [3] \quad (42)$$

$$d_c = 0,2 \cdot 400 = 80 \text{ мм}$$

$$W_{\text{ТР}} = (400 + 160) \cdot \frac{2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 80}{400} \cdot 2,5 = 6,3 \text{ кН.}$$

Сопротивление создаваемое уклоном:

$$W_y = \alpha \cdot (G_k + G_r) \quad (43)$$

где:  $\alpha$  – уклон рельсового пути,  $\alpha=0,002$ . [3]

$$W_y = 0,002 \cdot (400 + 160) = 1,12 \text{ кН}$$

Сопротивление создаваемое силами инерции:

$$W_{\text{ИН}} = \delta \cdot m_{\text{пост}} \cdot a \quad (44)$$

где:  $\delta$  – коэффициент учитывающий инерцию вращающихся частей механизма,  $\delta=1,25$ ; [3]

$m_{\text{пост}}$  – масса поступательно движущегося объекта, т;

$a$  – ускорение при разгоне,  $a=0,1 \text{ м/с}^2$ . [3]

$$W_{\text{ИН}} = 1,25 \cdot 40 \cdot 0,1 = 0,56 \text{ кН}$$

Сопротивление, создаваемое раскачиванием груза:

$$W_{\text{ГИБ}} = G_r \cdot \text{tg} \alpha \quad (45)$$

где:  $\alpha$  – угол отклонения груза от вертикали.

Угол отклонения груза от вертикали:

$$\alpha \approx \frac{2 \cdot a}{g} \quad (46)$$

$$\alpha \approx \frac{2 \cdot 0,1}{9,81} = 0,02 = 1,2^\circ$$

$$W_{\text{ГИБ}} = 160 \cdot 0,02 = 3,2 \text{ кН}$$

тогда, по формуле (14)

$$W = 6,3 + 1,12 + 5 + 3,2 = 15,6 \text{ кН}$$

### 2.5.1 Расчет мощности двигателя привода крана

Статическая мощность электродвигателя  $N_{\text{СТ}}$ , кВт

$$N_{\text{ст}} = \frac{W \cdot v}{\eta_{\text{пр}}} \quad (47)$$

где:  $V$  – скорость передвижения крана,  $v=1,33$  м/с; [3]  
 $\eta_{\text{пр}}$  – предварительное значение КПД,  $\eta_{\text{пр}}=0,85$ ; [3]

$$N_{\text{ст}} = \frac{15,6 \cdot 1,33}{0,85} = 24,4 \text{ кВт}$$

Полная мощность двигателя, с учетом коэффициента режима работы  $N$ , кВт

$$N = \frac{N_{\text{ст}}}{k} \quad (48)$$

где:  $k$  – коэффициент тяжелого режима работы,  $k=0,66$ . [4]

$$N = \frac{24,4}{0,66} = 36 \text{ кВт}$$

т.к на кран имеет два привода, тогда

$$N = \frac{36}{2} = 18 \text{ кВт каждый привод.}$$

Принимаем электродвигатель МТФ 312-6: [3]

$N=18$ кВт;  $n=970$ об/мин; ПВ=60%.

## 2.5.2 Подбор редуктора механизма передвижения крана

Общее передаточное число  $U$

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к}}} \quad (49)$$

где:  $n_{\text{дв}}$  – частота вращения электродвигателя, об/мин;

$n_{\text{б}}$  – частота вращения колеса тележки, об/мин.

Частота вращения колеса тележки  $n_{\text{к}}$ , об/мин

$$n_{\text{к}} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d_{\text{к}}} \quad (50)$$

где:  $v$  – скорость передвижения тележки, м/с;

$d_{\text{к}}$  – диаметр колеса, м.

Принимаем  $d_{\text{к}}=400$ мм из стандартного ряда. [2]

$$n_{\text{б}} = \frac{60 \cdot 1,33}{3,14 \cdot 0,4} = 63,5 \text{ об/мин}$$

$$U = \frac{970}{63,5} = 15,2$$

Крутящий момент на приводном колесе тележки  $M_k$ , Н·м

$$M_k = \frac{W \cdot d_k}{2 \cdot \eta_0} \quad (51)$$

где:  $\eta_0$  – общий КПД,  $\eta_0=0,85$ ;

$$M_{бар} = \frac{5400 \cdot 0,2}{2 \cdot 0,85} = 635 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Принимаем вертикальный редуктор Ц2-400-25-16[1]

Уточненная скорость передвижения грузовой тележки:

$$n_y = \frac{n_{дв}}{U_p}$$

$$n_y = \frac{970}{16} = 60,6 \text{ об/мин}$$

$$v_y = \frac{60,6 \cdot 3,14 \cdot 0,4}{60} = 1,26 \text{ м/с}.$$

### 2.5.3 Подбор тормоза механизма передвижения тележки

Расчетный тормозной момент:

$$M_p = k_T \cdot M_{тр.м}$$

где:  $k_T$  – коэффициент запаса торможения, для тяжелого режима работы  $k_T=2,5$ . [3]

Требуемый тормозной момент  $M_{тр}$ , Н·м

$$M_{тр.м} = M_y + M_{ин} + M_{гиб} - M_{тр} \quad (52)$$

где:  $M_y$  – момент, создаваемый уклоном, Н·м;

$M_{ин}$  – момент, создаваемый силами инерции, Н·м;

$M_{гиб}$  – момент, создаваемый раскачиванием груза, Н·м;

$M_{тр}$  – момент, создаваемый силами трения, Н·м;

Момент создаваемый уклоном:

$$M_y = \frac{W_y \cdot r_k \cdot \eta_m}{U_p} [3] \quad (53)$$

где:  $r_k$  – радиус колеса, м;

$\eta_m$  – КПД механизма,  $\eta_m=0,85$ ;

$U_p$  – передаточное число редуктора.

$$M_y = \frac{1120 \cdot 0,1 \cdot 0,85}{16} = 5,95 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент создаваемый силами инерции:



$$M_{\text{ин}} = \frac{W_{\text{ин}} \cdot r_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{м}}}{U_{\text{р}}}$$

$$M_{\text{ин}} = \frac{5000 \cdot 0,1 \cdot 0,85}{16} = 26 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент создаваемый раскачиванием груза:

$$M_{\text{гиб}} = \frac{W_{\text{гиб}} \cdot r_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{м}}}{U_{\text{р}}}$$

$$M_{\text{гиб}} = \frac{3200 \cdot 0,1 \cdot 0,85}{16} = 17 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент создаваемый силами трения:

$$M_{\text{тр}} = \frac{W_{\text{тр}} \cdot r_{\text{к}}}{U_{\text{р}}}$$

$$M_{\text{тр}} = \frac{6300 \cdot 0,1 \cdot 0,85}{16} = 33 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{тр.м}} = 5,95 + 26 + 17 - 33 = 29,35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{р}} = 29,35 \cdot 2,5 = 73,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Принимаем тормоз ТКГ-200: [1]

Тормозной момент при ПВ 100% 250 Н·м;

Диаметр шкива 100мм;

Тип гидротолкателя ТГМ-25.

## 2.6 Расчет металлоконструкций мостового крана

Исходные данные:

пролет, м.....22,5

вес грузовой тележки, Н.....45000

грузоподъемность, Н.....160000

длина грузовой тележки, м.....3,5

главная балка: коробчатого сечения.....750×1300 мм

количество.....2

толщина верхнего пояса, мм.....8

толщина нижнего пояса, мм.....8

толщина боковых стенок, мм.....6

По ГОСТ 25546-82 и ИСО 4301-80 тяжелый режим работы соответствует группе 6К, 7К.

### 2.6.1 Определение нагрузок действующих на металлоконструкции крана

Вес моста с учетом коэффициента перегрузки металлоконструкций крана:

$$G_{\text{м}} = ((S \cdot L \cdot \rho) + G_{\text{р}} + G_{\text{п}}) \cdot n_1 \quad (54)$$

где:  $S$  – площадь сечения крана, м;  
 $L$  – длина моста крана, м;  
 $\rho$  – плотность стали,  $\rho=7,85$  т/м<sup>3</sup>;  
 $G_p$  – вес рельса,  $G_p = 1,25$  т;  
 $G_{\Pi}$  – вес площадок с учетом крепления,  $G_{\Pi}=2,5$ т;  
 $n_1$  – коэффициент перегрузки для веса металлоконструкции крана,  
 $n_1=1,1$ ; [1 с.166];  
 $G_M = ((0,046 \cdot 22,5 \cdot 7,85) + 1,25 + 2,5) \cdot 1,1 = 13$  т = 130000 Н  
 Вес грузовой тележки с учетом коэффициента:

$$G_T = G \cdot n_2 \quad (55)$$

где:  $G$  – вес тележки,  $G = 45000$  Н;  
 $n_2$  – коэффициент перегрузки для веса грузовой тележки,  
 $n_2=1,3$ ; [1 с.166];  
 $G_T = 45000 \cdot 1,3 = 58500$  Н.  
 Вес поднимаемого груза с учетом коэффициента:

$$Q_T = Q \cdot n_3 \quad (56)$$

где:  $Q$  – грузоподъемность крана;  
 $n_3$  – коэффициент перегрузки для веса груза зависящий от режима работы,  $n_3=1,5$ ; [1 с.166].  
 $Q_T = 160000 \cdot 1,5 = 240000$  Н.

### 2.6.2 Определение максимального изгибающего момента

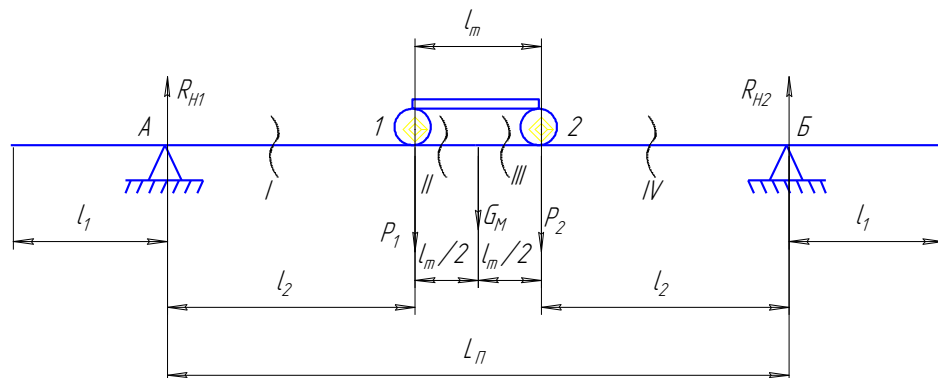


Рисунок 2.5 - Расчетная схема

Исходные данные:

$$P_1 = P_2 = 74625 \text{ Н};$$

$$G_M = 130000 \text{ Н};$$

$$l_2 = 9,5 \text{ м};$$

$$l_T = 3,5 \text{ м};$$

$$l_{\Pi} = 22,5 \text{ м}.$$

Определяем реакции опор:

$$\sum M_{(A)} = 0$$

$$(P_1 \cdot l_2) + (G_M \cdot \frac{l_H}{2}) + (P_2 \cdot (l_2 + l_T)) - R_{H2} \cdot l_{II} = 0 \quad (57)$$

тогда,

$$R_{H2} = \frac{(P_1 \cdot l_2) + (G_M \cdot \frac{l_H}{2}) + (P_2 \cdot (l_2 + l_T))}{l_{II}} \quad (58)$$

$$R_{H2} = \frac{(74625 \cdot 9,5) + (130000 \cdot 11,25) + (74625 \cdot (9,5 + 3,5))}{22,5} = 139625 \text{ Н.}$$

$$\sum P_{(Y)} = 0$$

$$R_{HI} - P_1 - G_M - P_2 + R_{H2} = 0 \quad (59)$$

$$R_{HI} = P_1 + G_M + P_2 - R_{H2}$$

$$R_{HI} = 74625 + 130000 + 74625 - 139625 = 139625 \text{ Н.}$$

Сечение I

$$R_{HI} \cdot x \quad (60)$$

при  $x=0$   $139625 \cdot 0 = 0$

при  $x=9,5$   $139625 \cdot 9,5 = 1326437,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Сечение II

$$R_{HI} \cdot (l_2 + x) - P_1 \cdot x \quad (61)$$

при  $x=0$   $139625 \cdot (9,5 + 0) - 74625 \cdot 0 = 1326437,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$

при  $x=1,75$   $139625 \cdot (9,5 + 1,75) - 74625 \cdot 1,75 = 1440187,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Сечение III

$$R_{HI} \cdot (l_2 + \frac{l_T}{2} + x) - P_1 \cdot (\frac{l_T}{2} + x) - G_M \cdot x \quad (62)$$

при  $x=0$

$$139625 \cdot (9,5 + 1,75 + 0) - 74625 \cdot (1,75 + 0) -$$

$$-130000 \cdot 0 = 1440187,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

при  $x=1,75$

$$139625 \cdot (9,5 + 1,75 + 1,75) - 74625 \cdot (1,75 + 1,75) -$$

$$- 130000 \cdot 1,75 = 1326437,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Сечение IV

$$R_{H1} \cdot (l_2 + l_T + x) - P_1 \cdot (l_T + x) - G_M \left( \frac{l_T}{2} + x \right) - P_2 \cdot x \quad (63)$$

при  $x=0$

$$139625 \cdot (9,5 + 3,5 + 0) - 74625 \cdot (3,5 + 0) - 130000 \cdot (1,75 + 0) -$$

$$- 139625 \cdot 0 = 1326437,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

при  $x=9,5$

$$139625 \cdot (9,5 + 3,5 + 9,5) - 74625 \cdot (3,5 + 9,5) - 130000 \cdot (1,75 + 9,5) -$$

$$- 74625 \cdot 9,5 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

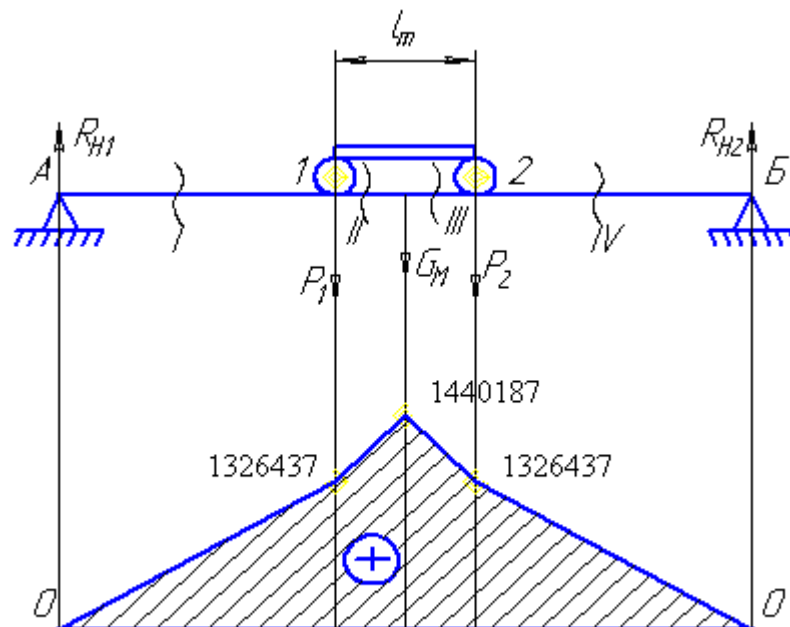


Рисунок 2.6 - Эпюра изгибающих моментов

Максимальный изгибающий момент:

$$M^{\max} = 1440187,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Допускаемое напряжение:

$$\sigma = \frac{M^{\max}}{n \cdot W_x} \leq [\sigma]; \quad (64)$$

где:  $n$  – коэффициент условий работы,  $n=0,9$  [4];

$W_x$  – момент сопротивления сечения.

Момент сопротивления сечения:

$$W_x = \frac{j_x}{r} \quad (65)$$

где:  $j_x$  – момент инерции сечения,  $j_x=0,003396\text{м}^4$  (определяется графическим способом программой КОМПАС);

$r$  – радиус момента инерции сечения,  $r=0,658\text{м}$ .

$$W_x = \frac{0,0073}{0,658} = 0,011\text{м}^3$$

$$\sigma = \frac{1440187,5}{0,9 \cdot 0,011} = 145473484\text{Па} = 145\text{ МПа}.$$

Характер нагрузки- циклическая асимметричная, повторно-переменная.

Допускаемое напряжение для стали 09Г2С:

$$[\sigma]=150\text{МПа} [2. с 78]$$

$$[\sigma] \phi \sigma$$

$$150\text{МПа} \phi 145\text{МПа}$$

Условие выполняется.

## 2.7 Расчет отклоняющего ролика

При выполнении операции кантовки реторты с губкой на  $90^\circ$  канат главного подъема лебедки  $Q=1\text{бт}$ . отклоняется от вертикали и касается балки крановой тележки. При подъеме реторты происходит трение, что приводит к износу каната и балки. Для устранения этого недостатка устанавливаются защитные отклоняющие ролики.

Данные для расчета:

Масса груза 9,0 тонн

Длина груза 3650 мм

Высота подъема 6815 мм

Схема подъема и отклонения канатов см. рис.1

### 2.7.1 Расчет нагрузок

Определяем нагрузку  $N$ , кН, в канате без отклоняющего ролика см. рисунок 2.7.

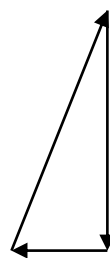


Рисунок 2.7 – Определение нагрузки  $N$ , кН, в канате без отклоняющего ролика

$$N=Q/\cos 16^{\circ}, \quad (66)$$

где  $Q=9000/4=2250 \text{ кг} = 22,5 \text{ кН}$  – вертикальная нагрузка на один канат.  
Тогда  $N=2250/\cos 16^{\circ}=2341 \text{ кг} = 23,41 \text{ кН}$ .

Определяем нагрузку на отклоняющий ролик см. рисунок 2.8.

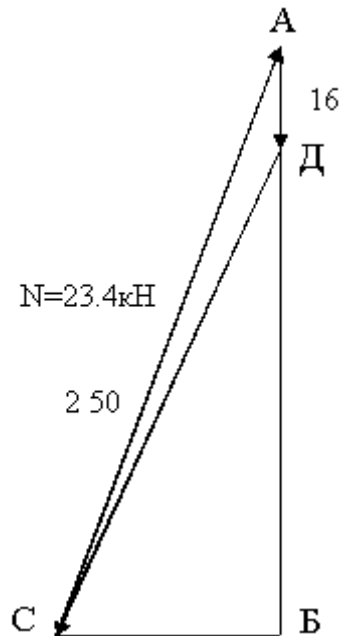


Рисунок 2.8 – Определение нагрузки на отклоняющий ролик

Рассмотрим  $\triangle ACD$ ,  $\angle ADC = 180^{\circ} - (16^{\circ} + 2^{\circ}50') = 161^{\circ}10'$

$$N_{AD} = \frac{2341 \times \sin 2^{\circ}50'}{\sin 161^{\circ}10'} = 358,5 \text{ кг} = 3,6 \text{ кН}$$

Рассмотрим  $\triangle ADE$ ,  $N_{DE} = N_{AD} \times \sin 16^{\circ} = 3,6 \times 0,2756 = 99 \text{ кг} = 1 \text{ кН}$   
Подбираем сечение ролика

$$M_u = \frac{PL}{4}; \quad (67)$$

$$M_u = \frac{99 \times 93}{4} = 2326,5 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

$$W = \frac{M_u}{[\sigma_u]}; \quad (68)$$

где  $[\sigma] = 1200 \text{ кг/см}^2$  для Стали 20

$$W = \frac{2326,5}{1200} = 1,94 \text{ см}^3$$

Принимаем заготовку для ролика - труба 95×10 ГОСТ8731-78, материал В20 ГОСТ 8731-80. Трубу проточить до диаметра 90×7,5 мм.

$$W = \pi R^2 S, \text{ см}^3; \quad (69)$$

где  $R=4,5$  см,  $S=0,75$  см.

$$W = 3,14 \times 4,5^2 \times 0,75 = 47,7 \text{ см}^3$$

$$\sigma = \frac{2326,5}{47,7} = 48,8 \text{ см}^3$$

Коэффициент запаса прочности

$$k = \frac{[\sigma]}{\sigma} = \frac{1200}{48,8} = 24,6$$

Подбираем сечение щеки кронштейна крепления ролика

$$M_u = PL; \quad (70)$$

$$P = 99/2 = 49,5 \text{ кг} = 0,5 \text{ кН}; \quad L = 79/\cos 16^\circ = 82 \text{ мм} = 8,2 \text{ см}$$

$$M_u = 49,5 \times 8,2 = 410 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

$$W = M_u / [\sigma_u], \text{ см}^2; \quad (71)$$

$[\sigma_u] = 1100 \text{ кг/см}^2$  для материала Ст3

$$W = 410 / 1100 = 0,37 \text{ см}^2$$

Щека (см. чертеж ) имеет  $W = ab^2/6$ ;

где  $a = 1,0$  см,  $b = 7,5$  см

$$W = 1,0 \times 7,5^2 / 6 = 9,37 \text{ см}^3$$

Коэффициент запаса прочности

$$k = 9,37 / 0,37 = 25$$

### 2.7.2 Выбор подшипников

Подшипники подбираем по статической грузоподъемности, т.к. число оборотов очень мало. Нагрузка на один подшипник 50 кг. Принимаем подшипник 1305 ГОСТ 5720-75,  $Q_{ст} = 1410 \text{ кг} \cdot \text{с}$

### 2.7.3 Расчет сварного шва щеки к пластине

В виду малых нагрузок ( $Q = 50 \text{ кг}$ ) расчет можно не выполнять.

## **3 Электрооборудование**

### **3.1. Требования к электрооборудованию со стороны механизмов**

Кран мостовой грейферный грузоподъемностью 10 т предназначен для подачи сырья (глины) на кирпичном заводе. Кран работает в условиях повышенной влажности, загрязнённости, а также с материалом большой насыпной плотности в закрытом помещении. Кран должен обеспечивать равномерную подачу глины к транспортирующим машинам для последующей обработки. Поэтому к электрооборудованию крана предъявляются особые требования:

электрооборудование крана должно соответствовать требованиям техники безопасности;

смыкание челюстей грейфера должно производиться на скорости, исключая удар;

для исключения искрообразования необходимо использовать электродвигатели со встроенным тормозом;

целесообразно применять асинхронный двигатель переменного тока с короткозамкнутым ротором.

Кран работает в закрытом помещении. Нормальные значения температур при работе крана от -35 С до +35 С.

В механизме подъёма необходимо применять конечные выключатели.

### **3.2. Описание работы схемы**

В системе электропривода не предусмотрено ограничение ускорения при спуске: двигатель включается непосредственно на полное напряжение сети.

Ограничение момента при переходе с высокой скорости на низкую производится введением в одну из фаз статорной цепи дополнительного сопротивления. Ограничивающее сопротивление выключается в функции времени при достижении низшей скорости. Управление механизмом производится из кабины.

Катушки механизма тормоза включаются с помощью контактора КПТ и КГТ.

Схема составлена таким образом, что спуск грейфера происходит только при открытом грейфере, а подъём - при закрытом.

Включить линейный контактор возможно когда все рукоятки контроллеров установлены в нулевое положение. Повторное включение контактора после того, как он будет отключен от сети по какой-либо причине, может быть произведено только тогда, когда рукоятки всех контроллеров будут установлен в нулевое положение.

Контроллер имеет по четыре положения при подъёме и спуске грузов. При подъёме на первом положении командоконтроллера реализуется минимальный пусковой момент, на втором положении производится подъём с малой



скоростью, на третьем - переход с малой скорости на большую и на четвертой - подъём или спуск с наибольшей скоростью.

В схеме с помощью контакторов КПТ и КГТ предусмотрено включение электромагнитного тормоза для обеспечения механического торможения до полной остановки.

Срабатывание контактора КМ приведёт к срабатыванию контактора КТ, благодаря чему получит питание электромагнит тормоза и двигатель будет расторможен.

При включении контактора КБ оказывается подключенной к сети обмотка статора двигателя с меньшим числом полюсов (быстроходная), и двигатель разгоняется до максимальной скорости.

При переводе рукоятки контроллера из положения 4 в положение 3 и 2 отключается контактор КБ и включается контактор КМ. К сети подключается вторая обмотка статора с большим числом полюсов (тихоходная). Двигатель начинает тормозиться и работает в генераторном режиме с введённым в одну из фаз статора дополнительное сопротивление.

При отключении контактора КМ двигатель отключается и электромеханический тормоз Т, потеряв питание, зажимает колодки. Происходит механическое торможение электропривода.

Управление схемой осуществляется на постоянном токе. Для выпрямления переменного тока применены блоки А1... А5.

### 3.3. Обоснование выбора оборудования

Для механизмов крана целесообразно применять двухскоростные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором. Т.к. в двигателях постоянного тока в коллекторе может происходить искрение, то необходимо применять асинхронные двигатели переменного тока. Так же для исключения искрообразования целесообразно применять асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором, а не с фазным.

Для исключения удара при смыкании челюстей грейфера целесообразно применять двухскоростные двигатели. Применение в механизмах подъёма и замыкания грейфера двухскоростных электродвигателей позволяет крановщику производить последний этап смыкания челюстей на малой скорости (0.06 м/с).

Для механизма подъёма и замыкания грейфера двухскоростной асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором со встроенным тормозом:

ВМАП 225М-4/16

380В; 50 Гц; ПВ = 40/15 %

Р=13/3.5 кВт

$$n = \frac{1380}{320} \text{ об/мин}$$

$$M_{\max} = 250/250 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{пуск}} = \frac{230}{250} \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$STD2 = 29 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$$

$$M_{\text{тч}} = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Число включений тормоза:

$$NT = 350000 \text{ при } 750 \text{ об/мин,}$$

ТУ 16-513.504-81.

Для обеспечения точности остановки и плавности (без рывков) пуска и остановки, обеспечения достаточного запаса сцепления колёс тележки с рельсами и исключения пробуксовки применены два привода передвижения тележки с двухскоростными асинхронными двигателями с короткозамкнутым ротором и встроенным тормозом.

Двухскоростные электродвигатели применены также и в целях исключения искрообразования при торможении и соударении. Применимы резиновые буфера.

Для механизма передвижения тележки выбираем двухскоростной двигатель:

ВМАП 112М-4/8

380В; 50 Гц; ПВ = 40/15%

$$P = \frac{1,3}{0,8} \text{ кВт}$$

$$n = \frac{1365}{640} \text{ об/мин}$$

$$M_{\text{max}} = \frac{24}{23} \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{пуск}} = \frac{22}{23} \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$STD2 = 1,1 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$$

$$M_{\text{тч}} = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Число включений тормоза  $NT = 750000$  при 750 об/мин,

ТУ 16-513.504-81.

### **3.4 Проверка двигателя на нагрев.**

Двигатели на нагрев проверяем по методу эквивалентного момента.

$$M_{\text{Э}} = \sqrt{\frac{M_n^2 \cdot t_n + M_y^2 \cdot t_y + M_T^2 \cdot t_T}{t_n + t_y + t_T}} \leq M_H$$

Средний пусковой момент двигателя:

$$M_{\text{П}} = \frac{\psi_{\text{max}} + \psi_{\text{min}}}{2} M_{\text{НОМ}},$$

где  $\psi_{\text{max}}$  - максимальная кратность пускового момента электродвигателя

$$\psi_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{min}}}$$

малая скорость

$$\psi_{\text{max}} = \frac{250}{105} = 2.4$$

большая скорость

$$\psi_{\text{max}} = \frac{250}{90} = 2.8$$

Минимальная кратность пускового момента электродвигателя

$$\psi_{\text{min}} = 1.3$$

$$M_{\text{пуск}} = \frac{2,4 + 1,3}{2} \cdot 105 = 194 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{П}} = \frac{2,8 + 1,3}{2} \cdot 90 = 185 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Время пуска:

$$t_n = \frac{\delta \cdot J \cdot n}{9.55 \cdot (M_n - M_c)} + \frac{9.55 \cdot Q \cdot V^2}{n \cdot (M_n - M_c) \cdot \eta}$$

$$t_n = \frac{1.1 \cdot 0.97 \cdot 320}{9.55 \cdot (194 - 86)} + \frac{9.55 \cdot 10000 \cdot 0.06^2}{320 \cdot (194 - 86) \cdot 0.85} = 0,4 \text{сек}$$

$$t_n = \frac{1.1 \cdot 0.97 \cdot 1380}{9.55 \cdot (185 - 86)} + \frac{9.55 \cdot 10000 \cdot 0.24^2}{320 \cdot (185 - 86) \cdot 0.85} = 1,6 \text{сек}$$

Момент нагрузки:

$$M_H = \frac{Q \cdot D_{\sigma} \cdot g}{2 \cdot u \cdot \eta \cdot M_k}$$

$$M_H = \frac{10000 \cdot 0.528 \cdot 9.81}{2 \cdot 169 \cdot 0.85 \cdot 1} = 86 \text{Н} \cdot \text{м}$$

Время установившегося движения

$$t_{ум} = \frac{H}{V} = \frac{16}{0,06} = 267 \text{сек.}$$

$$t_{уб} = \frac{16}{0,24} = 67 \text{сек.}$$

Тормозной момент на валу двигателя:

$$M_T = \frac{S_{\max} \cdot Z \cdot D_{\sigma} \cdot \eta}{2 \cdot u}$$

$$M_T = \frac{30900 \cdot 2 \cdot 0.528 \cdot 0.97}{2 \cdot 159} = 96 \text{Н} \cdot \text{м}$$

Время торможения:

$$t_T = \frac{2S}{V}, \quad S = \frac{V}{1.3}$$

$$S_M = \frac{0,06}{1,3} = 0,046$$

$$S_{\sigma} = \frac{0,24}{1,3} = 0,18$$

$$t_T = \frac{2 \cdot 0,046}{0,06} = 1,53 \text{сек}$$

$$t_T = \frac{2 \cdot 0,18}{0,24} = 1,5 \text{сек}$$

$$M_{\text{Э}} = \sqrt{\frac{194^2 \cdot 0,4 + 185^2 \cdot 1,6 + 86^2 \cdot 67 + 96^2 \cdot 3,03}{0,4 + 1,6 + 67 + 3,03}} = 90,75 \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{Э}} = 90,75 \leq M_{\text{Н}} = 105 \text{Н} \cdot \text{м}$$

По условию нагрева двигателя выбраны правильно.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данной дипломной работе рассмотрена модернизация мостового крана МК16/3,2. В мероприятия по модернизации были включены следующие работы: изменение скорости главного подъема за счет уменьшения кратности полиспаста, изменение конструкции барабана механизма главного подъема в части крепления холостой ступицы, разработка устройства защитных роликов, замена редуктора механизма передвижения моста.

А также, в представленной работе проведен патентно-технический обзор и анализ технологии подъема и перемещение грузов мостовыми кранами.

Процесс перемещения продукции из сферы производства в сферу потребления состоит из погрузочно-разгрузочных, складских и транспортных операций.

В дипломной работе имеются расчеты основных параметров и узлов. Пояснительная записка содержит 59 страниц.

## Список использованных источников

- 1 Ананьев А.А. «Справочник по кранам»: Машиностроение. – Москва: 1971. – 400 с.
- 2 Александров М.П. «Подъемно–транспортные машины»: Учебник для машиностроения. – Москва: 1985. – 520 с.
- 3 Адрышев А.К. «Безопасность и экологичность проекта: Учебное пособие для дипломного проектирования», ВКГТУ, г. Усть–Каменогорск, 1997. – 84 с.
- 4 Анурьев В.И. «Справочник технолога–машиностроителя» т.1,2,3; М; издательство «Машиностроение», 1982г. – 576 с.
- 5 Вайнсон А.А. «Подъемно–транспортные машины»: Учебник для ВУЗов по специальности «Подъемно–транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование». Москва: 1989 – 536 с.
- 6 Вайнсон А.А. «Крановые грузозахватные устройства»: Учебник для машиностроения. – Москва: 1982. – 304 с.
- 7 Гохберг М.М. «Справочник по кранам»: Учебник для машиностроения. – Москва: 1988 – 536 с.
- 8 Казак С.А. «Курсовое проектирование грузоподъемных машин»: Учебное пособие для студентов машиностроительных ВУЗов. Москва: 1989. – 319 с.
- 9 Истомин С.Н. «Номограммы расчета и выбора радиальных и радиально–упорных шарикоподшипников»: Учебное пособие для машиностроения. – Москва: 1989. – 104 с.
- 10 Игнаток А.И. Справочник по технике безопасности и производственной санитарии для предприятий машиностроения». Учебник для машиностроения. – Москва: 1966. – 670 с.
- 11 Хон Н.В. «Курсовое проектирование деталей и механизмов грузоподъемных машин»: Справочно–учебное пособие. – Алматы: 1933. – 128 с.
- 12 Шишков Н.А. «Надежность и безопасность грузоподъемных машин»: Производственное издание. – Москва: 1990.- 252 с.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			ДР.ПТМ.17.05.01.01.00	Сборочный чертеж		
<i>Сборочные единицы</i>						
	1		ДР.ПТМ.17.05.01.01.01	Ролик	2	
	2		ДР.ПТМ.17.05.01.01.02.	Кронштейн	1	
<i>Детали</i>						
	5		ДР.ПТМ.17.05.01.01.001	Косынка	7	
	6		ДР.ПТМ.17.05.01.01.002	Оседержатель	4	
	7		ДР.ПТМ.17.05.01.01.003	Ось	2	
	8		ДР.ПТМ.17.05.01.01.004	Крышка	4	
	9		ДР.ПТМ.17.05.01.01.005	Крышка	4	
<i>Стандартные изделия</i>						
	11			Болт М10×16.58 ГОСТ 7798-70	8	
	13			Подшипник 1304 ГОСТ 5720-75	4	
	14			Кольцо 1A20 ГОСТ 13940-80	4	
	15			Шайба 10.65Г ГОСТ 6402-70	8	
<b>ДР.ПТМ.17.05.01.01.00</b>						
Изм. Лист		№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Кененбаев А.Т.				
Проб.		Кульгильдинов Б.				
Н.контр.		Коздагаров Р.				
Чтб.		Елемесов К.К.				
<b>Установка защитных роликов</b>					Лит.	Лист
					У1	1
					Сатбаев Университеті Кафедра ТМТ и Л	
Копировал					Формат А4	



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<u>Документация</u>						
A1			ДР.ПТМ.17.05.02.00	Сборочный чертеж		
<u>Сборочные единицы</u>						
	1		ДР.ПТМ.17.05.02.01	Колесо приводное	2	
	2		ДР.ПТМ.17.05.02.02	Вал	2	
	3		ДР.ПТМ.17.05.02.03	Корпус	2	
<u>Детали</u>						
	6		ДР.ПТМ.17.05.02.001	Шестерня	2	
	7		ДР.ПТМ.17.05.02.002	Полумуфта	2	
	8		ДР.ПТМ.17.05.02.003	Полумуфта	2	
	9		ДР.ПТМ.17.05.02.004	Крышка	2	
	10		ДР.ПТМ.17.05.02.005	Крышка	2	
	11		ДР.ПТМ.17.05.02.006	Прокладка	2	
	12		ДР.ПТМ.17.05.02.007	Прокладка	2	
<u>Стандартные изделия</u>						
	14			Болт М16х40.58 ГОСТ 7798-70		
	15			Болт М12х50.58 ГОСТ 7798-70		
	16			Болт М8х20.58 ГОСТ 7798-70		
ДР.ПТМ.17.05.02.00						
Изм. Лист		№ докум.		Подп.		Дата
Разраб.		Кененбаев А.Т.				
Проб.		Кульгильдинов Б.				
Н.контр.		Козбагаров Р.				
Утв.		Елемесов К.К.				
Привод моста				Лит.	Лист	Листов
				9	1	2
Сатбаев Университеті Кафедра ТМТ и Л						

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		17		Винт М8х25.58 ГОСТ 1491-80		
		18		Гайка М12.5 ГОСТ 5915-70		
		19		Шайба 8.65Г ГОСТ 6402-70		
		20		Шайба 12.65Г ГОСТ 6402-70		
		21		Шпонка 16х10х40 ГОСТ 23360-78		
		22		Манжета 35х58 ГОСТ 8752-79		
				<u>Прочие изделия</u>		
		23		Редуктор Ц2-400П-25-26	1	
		24		Редуктор Ц2-400П-25-16	1	
		25		Тормоз ТКГ-200	2	
		26		Электродвигатель МТФ 312-6	2	

Инв. № подл. Подп. и дата  
 Взам. инв. № Инв. № дубл. Подп. и дата

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

ДР.ПТМ.17.05.02.00

Лист  
2

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			ДР.ПТМ.17.05.02.01	Сборочный чертеж		
<i>Сборочные единицы</i>						
	1		ДР.ПТМ.17.05.02.01	Корпус	2	
<i>Детали</i>						
	3		ДР.ПТМ.17.05.02.01.001	Крышка	2	
	4		ДР.ПТМ.17.05.02.01.002	Крышка	1	
	5		ДР.ПТМ.17.05.02.01.003	Крышка	1	
	6		ДР.ПТМ.17.05.02.01.004	Прокладка	4	
	7		ДР.ПТМ.17.05.02.01.005	Втулка	2	
	8		ДР.ПТМ.17.05.02.01.006	Вал	1	
	9		ДР.ПТМ.17.05.02.01.007	Колесо 700	1	
<i>Стандартные изделия</i>						
	12			Болт М16×130.58 ГОСТ7798-70	16	
	13			Подшипник 3624 ГОСТ 5721-75	2	
	14			Шайба 16.65Г ГОСТ 6402-70	8	
	15			Шпанка 36×20×120 ГОСТ 23360-78	1	
	16			Масленка 1.2 ГОСТ19853-74	2	
<b>ДР.ПТМ.17.05.02.01</b>						
Изм. Лист		№ докум.		Подп.		Дата
Разраб.		Кененбаев А.Т.				
Проб.		Кучельдина Б.				
И.контр.		Казбагаров Р.				
Утв.		Елемесов К.К.				
				Колесо приводное		
				Лит.		Лист
				У		Листов
				1		1
Сатбаев Университеті Кафедра ТМТ и Л						
Копировал						
Формат А4						

Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			ДР.ПТМ.17.05.01.02	Сборочный чертеж		
				<i>Сборочные единицы</i>		
Стр. №		1	ДР.ПТМ.17.05.01.02	Опора	1	
				<i>Детали</i>		
		3	ДР.ПТМ.17.05.01.02.001	Барабан	1	
		4	ДР.ПТМ.17.05.01.02.002	Ступица зубчатая	1	
		5	ДР.ПТМ.17.05.01.02.003	Ступица	1	
		6	ДР.ПТМ.17.05.01.02.004	Втулка	1	
		7	ДР.ПТМ.17.05.01.02.005	Втулка	1	
		8	ДР.ПТМ.17.05.01.02.006	Вал	1	
		9	ДР.ПТМ.17.05.01.02.007	Крышка	1	
		10	ДР.ПТМ.17.05.01.02.008	Крышка	1	
		11	ДР.ПТМ.17.05.01.02.009	Крышка	1	
		12	ДР.ПТМ.17.05.01.02.010	Крышка	1	
		13	ДР.ПТМ.17.05.01.02.011	Крышка	1	
				<i>Стандартные изделия</i>		
	15			Болт М16×70 58 ГОСТ 7798-70		
	16			Болт М8×20 58 ГОСТ 7798-70		
	17			Болт М10×110 58 ГОСТ 7798-70		
<b>ДР.ПТМ.17.05.01.02</b>						
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
	Разраб.	Кененбаев А.Т.				Лит.
	Проб.	Кульгильдинов Б.				Лист
						Листов
						У 1   1   2
	И.контр.	Коздбагаров Р.				Сатбаев Университеті
	Утв.	Елемесов К.К.				Кафедра ТМТ и Л

Копировал

Формат А4



## Отзыв научного руководителя

*Дипломная работа*

(вид работы)

*Кененбаев Арман Тазабекұлы*

(ф.и.о. студента)

*5B071300- Транспорт, транспортная техника и технологии*

(шифр и наименование специальности)

**Тема:** *Модернизация мостового крана МК-16/3.2*

*Дипломная работа Кененбаев Арман Тазабекұлы выполнена в соответствии с заданием кафедры, в процессе выполнения дипломной работы автор в полной мере использовал знания, полученные в университете.*

*На основе анализа современных патентных изобретений и литературно-технической базы по теме дипломной работы модернизировать мостовой кран МК16/3,2. В мероприятия по модернизации были включены следующие работы: изменение скорости главного подъема за счет уменьшения кратности полиспаста, изменение конструкции барабана механизма главного подъема в части крепления холостой ступицы, разработка устройства защитных роликов, замена редуктора механизма передвижения моста.*

*Представленная на защиту дипломная работа показывает уровень подготовки Кененбаева А.Т. В связи с этим Кененбаев А.Т. заслуживает присвоение академической степени «бакалавр» по специальности 5B071300- «Транспорт, транспортная техника и технологии» и его работу можно рекомендовать к публичной защите.*

### Научный руководитель

*кандидат технических наук*

(должность, научная степень)



*Б.М. Кульгильдинов*

Ф. А.Т.

*«25» мая 2021г.*

## Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

**Автор:** Кененбаев Арман

**Название** Модернизация мостового крана МК-16/3.2

**Координатор:** Бахтияр Кульгильдинов

**Коэффициент подобия 1:**10.7

**Коэффициент подобия 2:**2.8

**Замена букв:**182

**Интервалы:**1

**Микропробелы:**0

**Белые знаки:** 0

**После анализа Отчета подобия констатирую следующее:**

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

Дипломная работа выполнена самостоятельно, Обозначения в формулах показывается как замена букв.

«24» мая 2021г.

*Дата*



*Подпись Научного руководителя*

## Протокол анализа Отчета подобия

### заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

**Автор:** Кененбаев Арман

**Название** Модернизация мостового крана МК-16/3.2

**Координатор:** Бахтияр Кульгильдинов

**Коэффициент подобия 1:**10.7

**Коэффициент подобия 2:**2.8

**Замена букв:**182

**Интервалы:**1

**Микропробелы:**0

**Белые знаки:** 0

**После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:**

обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;

обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;

обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

Обоснование:

.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....



.....  
.....

Дата

*Подпись заведующего кафедрой /  
начальника структурного подразделения*

**Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:**

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

Дата

*Подпись заведующего кафедрой /  
начальника структурного подразделения*