# Мостовой кран

Московский Автомобильно-Дорожный Институт

(Технический Университет)

### Курсовой проект по дисциплине: Грузоподъемные машины

**Мостовой кран**

МОСКВА

### План-график

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № | Наименованиеработы | Сроки выполнения |
| 1. | Получение задания. Составление ТЗ к полученному проекту. | 1 неделя |
| 2. | Компоновка агрегата, его основных механизмов и узлов. Анализ технической литературы и патентный поиск. Выполнение необходимых проектных расчетов.Подготовка доклада к выступлению на семинаре “Проектирование ГПМ” и оформление эскиза компоновки агрегата.Выступление на семинаре. | 2 и 3 недели4 неделя5 неделя |
| 3. | Компоновка заданного механизма ГПМ. Анализ технической литературы и патентный поиск. Выполнение необходимых проектных расчетов.Разработка сборочного чертежа механизма. | 6 и 7 недели8 неделя |
| 4. | Компоновка заданного узла. Анализ технической литературы и патентный поиск. Выполнение необходимых проектных расчетов.Разработка сборочного чертежа узла. | 9 и 10 недели11 неделя |
| 5. | Компоновка заданной металлоконструкции. Анализ технической литературы и патентный поиск. Выполнение необходимых проектных расчетов.Разработка сборочного чертежа металлоконструкции. | 12 неделя13 неделя |
| 6. | Подготовка доклада к семинару “Проектирование механизмов, узлов и металлоконструкций ГПМ”. Выступление на семинаре. Согласование темы научно-технического реферата. | 14 неделя |
| 7. | Разработка чертежа общего вида ГПМ. | 15 неделя |
| 8. | Проведение необходимых проверочных расчетов разработанных конструкций. Оформление расчетно-пояснительной записки и спецификаций к сборочным чертежам. Написание научно-технического реферата. Подготовка доклада к выступлению на защите проекта. | 16 и 17 недели |
| 9. | Защита курсового проекта. | 18 неделя |

**Введение**

Краны большой грузоподъемности ( от 75 до 250 т ) общего назначения состоят из двух основных узлов :

А) моста с механизмом передвижения крана и кабиной;

Б) тележки с механизмами главного подъема и во многих случаях вспомогательного подъема и передвижения тележки.

Каждый из этих узлов представляет собой блочную, унифицированную конструкцию и, в свою очередь состоит из блчных же металлоконструкций и механизмов. Мост состоит из двух продольных и двух поперечных (концевых) балок, связанных друг с другом в единую жесткую раму. На одной или обеих площадках, приваренных к продольным балкам моста, смонтирован механизм передвижения крана, при помощи которого кран передвигается вдоль пролета. По рельсам, уложенным на продольных балках моста, передвигается тележка со смонтированными на ней механизмами и грузом.

Все механизмы кранов имеют самостоятельные электродвигатели и приводятся в деийствие независимо друг от друга, при этом применяется как переменный так и постоянный ток. Общее питание электроэнергией осуществляется от цеховых троллеев, расположенных вдоль подкранового пути, а для механизмов тележки от троллеев, расположенных на площадках моста. управление электродвигателями осуществляется при помощи контроллеров из кабины, подвешенной к мосту крана.

Все механизмы этих кранов смонтированны на подшипниках качения; применение цветных металлов для подшипников полностью исключено.

**1 Расчет механизма подъема**

Спроектировав крюковую подвеску, имеющую параметры : Qп = 200 т;

режим работы – легкий; Zбл.п = 8; Dбл.0 = 1100; Ввн =480 мм; Внар = 1100 мм;

bc = 290 мм; mп = 10250 кг; Легкому режиму работы соответствует группа режима работы 3М.

Схема системы полиспастов.

Кратность – 8.

# Выбор каната

# Вес номинального груза и крюковой подвески равен

G = (mгр + mп)g = (200000 + 10250)\*9,807=2061921,75 Н. По справочным данным находим ηп = 0,96; Zк.б = 2. Направляющие блоки в схеме отсутствуют поэтому ηн.бл = 1. По формуле определяем максимальное статическое усилие : Smax =G/(Zк.б.\*Uп\*hп\*hн.бл)= 2061921,75 / ( 2\*8\*0,9\*1 ) = 143189 Н.

Выбираем тип каната, в виду того, что навивка на барабан будет осуществляться в два слоя. Выбираем тип каната ЛК-Р6х. Рекомендуется при многослойной навивке. По справочным данным находим kзап = 5. Smax \* kзап = 143189\*5 = 715945 Н. Из условия Smax kзап < Sразр. Выбираем канат 30,5-Г-В-С-О-Н-1862 ГОСТ 2688-80 dk = 30,5 мм, имеющий параметры Sраз = 782,5 Н, Fk = 356,72 мм2. Маркировочная группа – 1862 МПа.Вид покрытия проволоки – оцинкованная для среднеагрессивных условий работы; сочетание направлений свивки элементов – одностороннее; способ свивки каната – нераскручивающийся; направление свивки каната - для одной половины полиспаста - правое, для другой - левое.

По условию Dбл > dk e проверим перегиб каната на блоках подвески, предварительно найдя по табл. значение е = 20; dk e = 30,5\*20 = 610 мм.

Dбл. = Dбл.о + dk = 1100 + 30,5 = 1130,5 мм. Dбл > dk e. Следовательно, условие проверки выполняется.

Основные размеры «Установки верхних блоков».

Конструкцию узла верхних блоков принимаем по типу конструкции, разработанной ПО «Сибтяжмаш». По формулам определяем Dбл = dk e =

=610 мм. В первом приближении Dбл.о = Dбл - dk = 610 – 30, 5 = 579,5 мм. Значение Dбл.max. не должно быть меньше чем Dбл.max. = Dбл.о + 4 dk = 579,5 + 4\*30,5 = 701,5 мм. По ОСТ 24.191 05-72 находим ближайшее значение Dбл.max = 750 мм. Окончательно Dбл.max =750 мм; Dбл.о = 625 мм; Dбл = 655 мм. Определяем остальные размеры Lв.бл. = 1,15 \* Dбл.о = 1,15\*625 = 719 мм; примем Lв.бл.= 720 мм; Bв.бл.= 1,3 Dбл.о = 1,3\*625 = 812,5 мм; Bв.бл =820; Нв.бл. = 790 мм; hв.бл. = 0,6 \* Dбл.о = 375 мм. Расстояние между осями крайних блоков определим по формуле : Lo = Внар - bc = 620 – 140 = 480 мм. Кроме того, значение Lo должно быть в пределах (0,6-0.7) Lв.бл = (0,6...0,7) \* 720 = 432 – 504 мм. Примем Lo = 480 мм. Расстояния между осями болтов крепления назначаем конструктивно : с1 = 210 мм; с2 = 615 м.

Основные размеры уравнительного балансира.

Значение hmin.ур.б.=3 Dбл.о = 3\*625 = 1875 мм.

Тогда по формуле : Ввн < Aур.б < Ввн + 2hmin.ур.б. tg[ Ψ] =>

326 < Aур.б < 326+(2\*1875\*)tg 6o =>

326 < Aур.б < 720 мм.

Примем Aур.б = 400 мм. Используя соотношения, определим : Lур.б = ( 1,2 …1,3 ) Aур = 480 мм; Вур.б.= ( 0,6…0,7 ) Aур = 240 мм; Нур.б = ( 0,45…0,55 ) Aур = 200 мм; Lоп.ур.б = ( 0,65…0,75 ) Aур = 280 мм; hур.б = ( 0,25…0,35 ) Aур = 120 мм.

Основные размеры «Установки барабана ».

Примем диаметр барабана меньше, чем диаметр блока, на 15%. Вычислим: 0,85\*dk e = 0,85\* 610 = 518,5 мм. Примем Dб = 520 мм. По формуле Lк.р. = H\*uп = 14\*8 = 112 м. По формуле

zp = Lк.р. / ( π Dб ) = 112 / 3,142 \* 0,52 = 69 - число рабочих витков;

Принимая Zнепр = l,5 и Zкр = 3, a также t = 36 мм, по формуле определяем длину одного нарезного участка : lн = t\*(Zп+Zнепр+Zкр)=36(69 + 1,5 + 3) = 2646 мм. Значение hmin.б. = 3 Dб = 3\*520 = 1860 мм. Длину гладкого среднего участка определим по соотношению : Внар < lo < Внар + 2hmin.б. tg[ Ψ] =>

620 мм < lo < 1011 мм. Примем lo = 800 мм.

Длина гладкого концевого участка равна lk = (4...5) dk = (4...5) 30,5 = 122... 152,5 мм. Примем lk = 130 мм. Ширину зубчатого венца примем Bз.в = 120 мм. Длина барабана с зубчатым венцом будет равна

Lб = 2 lн + lo +2 lк + Bз.в =2\*2646 + 800 + 2\*130 + 120 = 6472 мм. Данное значение Lб довольно велико. Оно превышает диаметр барабана в 12 раз. Это приведет к увеличению ширины тележки, ее колеи, а следовательно, и длины концевых балок моста. Кроме того, в стенке барабана будут действовать большие напряжения изгиба. С целью уменьшения длины барабана примем минимальное значение длины lo, равное 800 мм, диаметр барабана увеличим до значения Dб = 900 мм, а ширину зубчатого венца до значения Bз.в = 170 мм. Произведя аналогичный расчет, получим Lб = 4594 мм при lн = 1782 мм. Теперь длина барабана превышает диаметр в 5 раз, что вполне приемлемо.

Определим другие размеры установки барабана, используя ориентировочные соотношения. При этом принимаем средние или близкие к ним значения в соответствующих диапазонах. Получим :

Dmax = 1,2\*Dб=960 мм; δ = 40мм; δ1 = 30 мм; Bоп = 160 мм; Bосн.оп = 160 мм; L = 4316 мм; Lосн.оп. = 650 мм; с1 =32 мм; с2 = 325мм; h = 240 мм; Lуст.б = 4496 мм.

**2 Выбор двигателя**

Предварительное значение к. п. д, механизма примем равным ηпр = 0,85. По формуле Nст.max = Gv/ ηпр = 2061,92 \* 0,037 / 0,85 = 89,75 кВт. Выбираем серию МТН, отличающуюся высоким классом нагревостойкости изоляции.

С учетом коэффициента использования мощности Nдв = k Nст.max = (0,7...0,8) 89,75 = 62,8... 71,8 кВт. Выбираем двигатель типа МТН 612-10 ГОСТ 185-70, имеющий параметры : N = 70 кВт; ПВ = 25%; nдв= 560 об/мин; Jр.дв.= 5,25 кг м2; dв.дв. = 90 мм; mдв = 1070 кг.

## Выбор передачи.

## Частота вращения барабана равна :

nб = vuп/π Dб = 0,037\*60\*8/3,142\*0,8 = 7,07 об/мин.

Требуемое передаточное число лебедки Uл.тр=nдв/nб=560/7,07=79,21.Примем передаточное число открытой передачи uот = 4. Требуемое передаточное число редуктора : uр.тр.= Uл.тр/uот = 79.21/ 4 = 19,8

Определим расчетный эквивалентный момент на тихоходном валу редуктора. Принимаем класс нагружения механизма В1. Ему при заданной группе режима работы 3М соответствует класс использования А4 ( табл.). По таблице находим значение коэффициента нагружения k = 0,25. Значение коэффициента kQ вычисляем по формуле kQ = ( k)1/3 = 0,63. По табличным значениям находим tмаш = 12500 ч.Частота вращения тихоходного вала редуктора должна быть равна uт = nб uот = 7,07\*4= 28,28 об/мин. Число циклов нагружения на тихоходном валу редуктора Zт = 60 nт tмаш = 60 \* 28,28 \*12500 = 21210000. Передаточное число тихоходной ступени редуктора предполагаем близким к значению uт = 5. =>

Суммарное число циклов контактных напряжений зуба шестерни тихоходной ступени редуктора

Zр = ZT\*UT=21,21 \*106 \*5 = 106,05 \*106.

Zо = 125000000 => kt = (106,05/125)=0,85.

По формуле вычислим кэф. долговечности kд = 0,63\*0,85 = 0,54. Значения к.п.д, опор барабана и открытой передачи примем равными : ηб = 0,99; ηот = 0,97. Расчетный крутящий момент на тихоходном валу редуктора при подъеме номинального груза в период установившегося движения

Тр = Smax zк.б. rб / ηб ηот uот = 143189\*2\*0,45/0,99\*0,97\*4 = 33550 Н м.

По формуле экв. момент ТР.э. = kд Tр = 0,54 \* 33550 = 18120 H м.

Для обеспечения выбранной кинематической схемы удобно использовать редуктор типа ГК, имеющий шестерню на конце тихоходного вала. Однако в нормали ПО «Сибтяжмаш» на редукторы данного типа не приводится номинальных крутящих моментов на тихоходных валах. Определим расчетом данный момент. Предварительно выберем редуктор типоразмера ГК-1000 имеющий передаточное число uр = 15,21; Up.Tp. Разница между uр.тр и uр составляет 3,9%, что допустимо. Мощность, которую можно подводить к редуктору, равна Nр = 293 кВт при легком режиме работы и частоте вращения быстроходного вала nбыстр = 585 об/мин. К.п.д. данного редуктора, по расчетам завода-изготовителя, равен ηр = 0,94. Допускаемая угловая скорость быстроходного вала редуктора равна w быстр = πnбыстр /30 = 3,142\*585/30 = 61,26 рад/с. Номинальный крутящий момент на быстроходном валу равен Тбыстр = Nр / w быстр = 293 \* 103/ 61,26 = 4783 Н м. Номинальный крутящий момент на тихоходном валу : Тр.н. = Тбыстр uр ηр = 4783\*15,21\*0,94 = 68384 Н м, т. е. значительно больше расчетного эквивалентного момента Tэ,. Следовательно, редуктор ГК-1000 соответствует требованиям прочности и кинематике механизма. Редуктор имеет параметры, кроме выше найденных : awc = 1000 мм; dв.быстр. = 110 мм; Zш=13; m=24мм; bш = 350 мм; mр = 3550 кг. Схема сборки редуктора соответствует выбранной кинематической схеме.

Определим основные параметры открытой передачи. Число зубьев венца равно zв = zв uот = 13 \*4 = 52. Межосевое расстояние равно аw= m (zв + zш ) = 24 ( 13 + 52) / 2 = 780 мм.

Уточним размеры

D’max = m ( zв + 2 ) = 24(52+2)=1296 мм;

B’з.в. = 0,95bш =0,95\*350 = 332 мм;

Lб, L и Lуст. б. возрастут на B’з.в - Bз.в = 332 - 170 = 162 мм;

L’б = 4308 мм; L'уст.б. = 4758 мм; L’=4578мм

Определим фактическую скорость подъема груза и фактический к.п.д. механизма. Передаточное число механизма равное uмех = uр uот uп = 15,21\*4\*8 = 486,72. Угловая скорость вала двигателя равна w дв = πnдв / 30 = 3,142\*560/30 = 58,64 рад/с. По формуле Vпод = 58,64\*0,45/486,72 = 0,0542 м/с. Данная скорость отличается от заданной на 10 %, что допустимо. К.п.д. муфты на быстроходном валу примем равным η м.б = 0,99. К.п.д. всего механизма равен η мех = η п η б η от η р η м.б = 0,96\*0,99\*0,97\*0,94\*0.99 = 0,87. Данное значение мало отличается от значения η пр = 0,85, принятого выше. Поэтому перерасчет мощности не делаем.

**3 Выбор соединительной муфты**

Для соединения валов двигателя и редуктора выбираем тип муфты – зубчатая с промежуточным валом. Такая муфта хорошо компенсирует возможные неточности монтажа и может передавать большие крутящие моменты. Диаметры концов : dв.быстр =110 мм, dв.дв = 90 мм. По таблице выбираем типоразмер муфта 2-16000-90-2-110-2У2 ГОСТ 5006 – 83. Данная муфта имеет параметры :

Тм.н = 16000 Н м;

Jм = 1,15 кг м2;

dлев мах= dпр мах = 120 мм mM = 62,5 кг. Расточки в полумуфтах выполняют по заказу.

**4 Выбор тормоза**

По табличным значениям находим kт = 1,5. Определим максимальное значение к.п.д. механизма η’ на участке кинематической цепи от крюка до тормоза. Оно будет отличаться от значения η мех отсутствием сомножителя η м.б, а также величиной η’р. В качестве ηр возьмем максимально возможное значение к.п.д. для двухступенчатого цилиндрического редуктора по табл. η’р = 0,97. Тогда η’ = η п η б η от η’ р = 0,96\*0,99\*0,97\*0,97 = 0,89. По формуле Tст.т = G rб η’ / uмех = 2061922 \*0,45\*0,89 / 486,72 = 1697 Н м. Расчетный тормозной момент находим по формуле :

Ттр = kт Tст.т = 1,5\*1697 = 2546 Н м. Данному значению тормозного момента не соответствует типоразмера тормозов для ПВ = 15 %, поэтому выбираем типоразмер с бОльшим значением тормозного момента : тормоз ТКП-500 конструкции ПО «Сибтяжмаш» с номинальным тормозным моментом 2200 Н м. Тормоз требует выпрямляющего устройства, но зато его надежность не зависит от такого фактора, как качество уплотнений в электрогидравлическом толкателе, в который заливается рабочая жидкость. Данный фактор является определяющим для механизма главного подъема – самого ответственного механизма в проектируемом кране. Поэтому выбираем тормоз конструкции ПО «Сибтяжмаш» с параметрами : Tт.н = 2500 Н м; ПВ = 25 %; Рэл = 12945 Н; Lуст = 222 мм; mтор = 400 кг; Dт.ш = 500 мм; Вк = 200 мм; h як = 4 мм;

Тормоз регулируется на расчетный тормозной момент Ттр.

**5 Выбор муфты с тормозным шкивом**

Учитывая требуемый диаметр тормозного шкива, ширину колодок и диаметр быстроходного вала редуктора, выбираем муфту, имеющую параметры :

Dт.ш = 500 мм; Вт.ш = 205 мм; dк. мах = 129,5 мм; Jм.т.ш = 3,75 кг м2; m м.т.ш = 122 мм;

Уточнение момента инерции муфт, расположенных на быстроходном валу механизма.

Ранее была выбрана соединительная зубчатая муфта с промежуточным валом, момент инерции которой равен : Jм = 1,15 кг м2.

Половину этой муфты, расположенную ближе к редуктору мы заменили муфтой с тормозящим шкивом. Следовательно, момент инерции муфт на быстроходном валу механизма изменится и будет равен : Jм.быстр = Jм / 2 + Jм.т.ш = 1,15/2 + 3,75 = 4,32 кг м2

**6 Расчет металлоконструкции тележки**

Расчет швеллеров к которым крепятся колеса

G тележки с грузом 210т.

На каждое колесо действует нагрузка

Р=52,5 т=52500 кг=525000 Н

Сталь 10ХСНД

[σ]=4000кг/см²

-R+P1+P2=0

R=P1+P2

ΣFx=0

Р1-525000-262500-262500-Р2=0

ΣMc=0

-P1\*500-262500\*1050-262500\*1350+P2\*2100=0

P2=148077

P1=201923

Mmax=129230.65 Hm=12.923\*10^5кг см

Wx=Mmax/[σ]=323см³

Подбираем профиль швеллера по сортаменту

№30

Параметры

H=300мм

b=100мм

d=6.5мм

t=11мм

R=12мм

r=5мм

Ix=5810см^4

Wx=387см^3

ix=12см

Sx=224см^3

Iy=327см^4

Wy=436см^3

iy=2.84см

Zc=2.52см

Проверка

σ max=Mmax/Wy=3339.3кг/см^2

σmax< [σ] выполняется

**6 Расчет ограничителя грузоподъемности**

Расчет пружины:

### 1.Задаемся значением с==8¸12 и определяем по диаграмме, изображенной на рис.875 ( П.И.Орлов ”Основы конструирования”), или по ф-ле


### 2.Задаемся средним диаметром D=50мм.

3.Задаемся значениями допускаемого напряжения [t] в пределах

400-600МПа, определяют диаметр d проволоки:

d=1.6(kPc/[τ])½=1.6(1.1\*2000000\*10/500)½=189.1

Берем стандартный диаметр проволоки d=200мм.

3.Опредиляем число рабочих витков

i=λGd/8c³p=2000\*8\*200/8\*10³\*2000000=25

**7 Расчет штыря и проушины**

Расчет штыря на срез:

Принимаем dшт=24мм.

Расчет штыря на изгиб:

т.к. S=0, dшт=2,25dср, dср=dшт/2,25=10,6

dкр=0,6dср=0,6×10,6=6,36мм.

# Расчет стержня на гибкость:

к=


### D2=96, k=0,9

Расчет проушины на растяжение:

 Ккр=0,92К=0,83

Расчет проушины в зоне отверстия на смятие:

Ксм=0,83 для подвижных соединений.

**8 Механизм передвижения тележки**

Выбираем кинематическую схему с центральным приводом. Ее достоинством является отсутствие перекоса колес при работе двигателя и тормоза во время пусков и торможения.

Статические нагрузки на колеса.

Вес номинального груза равен : Gгр = 1569,6 кН.

Вес тележки определяем по соотношению Gт = ( 0,25…0,35 ) Gгр = 0,3\* 1569,6 = 470,8 кН.

С учетом коэффициента неравномерности распределения нагрузки на колеса, максимальная статическая нагрузка на одно колесо будет равна :

Pст.max = ( Gгр + Gт ) 1,1 / 8 = 286 кН.

Pст.min= Gт 0,9 / 8 = 54 кН.

Выбор колес.

Используя значение Pст.max, выбираем колесо диаметром D = 710 мм;[Pk.max ] = 320 кН.

Выбор колесных установок.

По диаметру колеса выбираем стандартные колесные установки : - приводную колесную установку К2РП – 710 и не приводную колесную установку К2РН – 710. Имеющие размеры :

D = 710 мм; d =125 мм; dy =130 мм; B =115 мм; mк.у.пр = 548,87 кг; mк.у.непр = 527,48 кг; zреб = 2.

Форма поверхности катания - цилиндрическая. Тип подшипника роликовой радиальный сферический двухрядный с симметричными роликами.

Выбор подтележечного рельса.

Выбираем рельс КР – 100, ГОСТ 4121 – 76 с выпуклой головкой. Значение b = 100 мм. Проверим соотношение ширины дорожки катания колеса В и головки рельса b : В – b = 115 – 100 = 15 ( соответствует норме 15…20 – для колес двухребордных, тележечных ).

Другие параметры рельса : R = 450 мм, bосн = 150 мм, y = 7,6 см, F = 113,32 см2, Jx = 2864,73 см4; mпог = 88,96 кг, материал : Сталь М62.

Сопротивление передвижению тележки.

Определяем значение сопротивления, создаваемое трением. По табличным значениям определяем :0,80, f = 0,015.

При гибком токопроводе тележки kдоп = 2,0.

Wтр = ( Gтр + Gт ) (2 μ + f\*dy) kдоп / D = 2080 (2\*0,8 + 0,015\*130 ) 2 / 710 = 20,8 кН.

Сопротивление создаваемое уклоном α = 0,002.

Wy = (Gт +Gгр ) =0,002 \*2080 = 4,16 кН.

Сопротивление создаваемое силами тележки :

1,25 ( т.к. скорость тележки меньше 1 м/с ).

mпост = mт + mп = 48 – 8,57 = 39,43.

[a] = 0,1 м/с2 ( Рекомендуемое значение ).

Wин = δ\*mпост\*а = 1,25 \* 39,43 \* 0,05 = 2,46 кН.

Сопротивление от раскачивания подвески :

Wгиб = ( 160 + 8,57 ) 0,05 = 8,428 кН.

Учитывая, что кран работает в помещении :

W = 20,8 + 4,16 + 2,46 + 8,42 = 35,84 кН.

Выбор двигателя.

Предварительное значение к.п.д. механизма примем η пред = 0,85.

Из табличных значений Ψ = 1,6 – кратность средне пускового момента двигателя по отклонению к номинальному.

N = W \* V /η пред \* Ψ = 35,84 \* 0,3833 / 0,85 \* 1,6 = 10,1 кВт.

Выбираем двигатель : МТF – 211- 6 ( Nдв = 20,5 кВт ), ПВ = 15 %, nдв = 895 об/мин, mдв = 120 кг.

Выбор передачи.

Частота вращения колес nк = V / π D = 23/ 3,1415\*710 = 10,31 об/мин,

- где V – скорость передвижения тележки.

Требуемое передаточное число механизма равно u = nдв / nк = 895 / 10,31 = 84,81. Выбираем тип редуктора ВКУ – 965М, с передаточным числом, равным 85,39. Вертикальный крановый редуктор модернизированный.

Определяем эквивалентный момент на тихоходном валу редуктора Тр.э..

Для режима работы 3М, класс нагружения В1 и класс использования А4.

К = 0,25; КQ= 0,63; tмаш = 12500 ч.

Частота вращения тихоходного вала редуктора равна 10,31 об/мин.

Число циклов нагружения на тихоходном валу редуктора по формуле:

ZT = 30\*nT\*tмаш = 30\*10,31\*12500 = 3,86 \* 106

Передаточное число тихоходной ступени uT = 5.

Суммарное число циклов контактных напряжений зуба шестерни тихоходной ступени.

Zp = ZT \* uT = 3,86\*106\*5 = 19,3\*106

Базовое число циклов контактных напряжений Z0 = 125\*106

Коэффициент срока службы.

Кt = 3√(Zp/Z0) = 3√(19,3\*106)/(125\*106) = 0,536

Kд = КQ\*Кt = 0,63\*0,536 = 0,337

Принимаю Kд = 0,63

Определяем расчетный крутящий момент Тр на тихоходном валу редуктора.

Ориентировочно ВКУ – 965М.

up = 80.

(84,81 – 80)/84,81 = 5,67 % - значеня передаточных чисел расходятся на допустимую величину.

КПД редуктора по данным завода изготовителя.

ηр = 0,94

ωдв = π\*nдв/30 = 3,14\*895/30 = 93,67 рад/с.

Тдв н = Nдв/ ωдв = 20,5\*103/93,67 = 218,85 Нм

Примем Ψп макс = 2

Тдв макс = Тдв н \* Ψп макс = 437,7 Нм

Примем Тдв макс = 440 Нм

Тр = Тдв макс \* Up\* ηр = 440\*80\*0,94 = 33088 Нм

Расчетный эквивалентный момент

Тр э = Тр\* Kд = 0,63\*33088 = 20845,44 Нм.

Редуктор ВКУ – 610М имеет Тн = 19750 – 27200 Нм, следовательно нам подходит. Схема сборки редуктора 13 или 23 – в зависимости от того, где он расположен. Условное обозначение ВКУ – 965М – 65 – 23 – 42 ТУ 24.013673 - 79

awc = 965 мм; dв быстр = 65 мм; dв тих = 125 мм; mp = 1500 кг.

## Определение фактической скорости и КПД механизма

Vпредв тел = ωдв\*rш/uмех = 93,67\*0,315/80 = 0,368 м/с

Отличие от заданной скорости 4 % - что допустимо.

КПД одной зубчатой муфты ηм = 0,99

ηмех = 0,99\*0,94\*0,99 = 0,92

## Выбор муфт

Для быстроходного вала – зубчатая муфта 2-4000-40-2-65-2-2У2 ГОСТ 5006 – 83.

dдв = 40 мм; dред быстр = 65 мм.

Для тихоходного вала – зубчатая муфта 2 - 25000 -125-1-125-1-2У2 ГОСТ 5006 –83

Параметры муфты на быстроходном валу:

Тм н = 4000 Нм; Jм = 0,06 кгм2; dлев =40 мм, dправ = 65 мм; mм = 15,2 кг.

Параметры муфты на тихоходном валу:

Тм н = 25000 Нм; Jм = 2,25 кгм2; dлев = dправ = 125 мм; mм = 100 кг.

## Выбор тормоза

Wу о = α\*Gт = 0,002\*420 = 0,82 kH

Wтр о = GT\*(2\*μ+ƒ\*dц)\*Ктрол /D = 420\*(2\*1+0,015\*130)\*1/710 = 1,15 кН

Wин.0 = δ\*mт\*a = 1,25\*42\*0,05 = 2,625

Крутящие моменты, приведенные к первому валу механизма:

Ту о = Wу о \*rk\*ηк-т/uмех = 0,82\*103\*0,4\*0,92/80 = 3,772 Нм

Ттр о = Wтр о\*rk/(Uмех\* ηк-т) = 1,15\*103\*0,4/(80\*0,92) = 6,25 Нм

Тин.0 = Wин.0\* rk\*ηк-т / uмех = 2,625\*103\*0,4\*0,92/80 = 12,075 Нм

Расчетный тормозной момент механизма:

Тт р мех = Кзап\*(Ту о + Тин.0 – Ттр о)

Кзап = 1,2 – коэффициент запаса торможения согласно правилам ГГТН.

Тт р мех = 1,2\*( 3,772+12,075-6,25 ) = 11,51 Нм

Расчетный тормозной момент

Тт р = Тт р мех т.к. тормоз в механизме один.

Выбираем тормоз типа ТКГ, так как электрогидравлический толкатель, являющийся приводом тормоза, служит одновременно своеобразным демпфером, снижая динамику замыкания тормоза. Это благоприятно скажется на сцеплении колес тележки с рельсами при торможении.

Выбираю типоразмер тормоза – тормоз ТКГ – 200 ОСТ 24.290.08-82.

Тт н = 245 Нм; Dт м = 200 мм; mтор = 50 кг; Вк = 90 мм; Ршт = 390 Н; Lуст = 613 мм; hшт макс = 32 мм. Тип толкателя – ТГМ25.

Для рассчета балки моста нам понадобится определить нагрузки на колеса тележки Pст.max = ( Gгр + Gт ) 1,1 / 8 = 286 кН.

Pст.min= Gт 0,9 / 8 = 54 кН.

### 9 Кабина управления

В данном кране применяется неподвижная кабина. Кабина подвешена непосредственно к мосту. Корпус кабины имеет звукопоглощающую обшивку и покрытие. Для снижения уровня вибраций применяется демпфирующая подвеска кабины. Лестница, находящаяся на кронштейне крепления кабины к мосту, обеспечивает безопасный выход при остановке в любом месте моста.

Рабочее место крановщика оборудовано креслом, позволяющим работать в удобной позе и отдыхать в перерыве между операциями. Кабина должна находится вне главных троллейных проводов. Кабина с наружной стороны окрашена в виде чередующихся полос черного и желтого цвета ( согласно ГОСТ 12.4.026 – 76 ), расположенных под углом 450. Места контактов органов управления с руками и ногами работающего выполняют из нетоксичных материалов.

### Система токоподвода

Для подвода тока к грузовой тележке используется система со шторной подвеской кабеля, достаточно надежная в работе и обладающая относительно небольшой массой.

Для обеспечения эксплуатационной надежности системы токоподвода кабель поддерживается каретками, снабженными роликами.

**10 Расчет металлической конструкции моста**

## Материал балки.

Опыт эксплуатации показал, что достаточная надежность обеспечивается при применение стали Ст3псп3 и Ст3сп по ГОСТ 380-71 (для металлических конструкций ).

Для изготовления несущих элементов металлических конструкций используют листовую, профильную и фасонную сталь, а также холодногнутые профили.

При назначение сортамента металла для конструкций с плоскими стенками толщину листов рекомендуется принимать не менее 4 мм.

## Защита от коррозии

У конструкции коробчатого сечения скорость коррозионно-механического изнашивания в 1,5-2 раза ниже, чем у прокатных или гнутых профилей. Чтобы не задерживать влагу, все карманы должны иметь дно с уклоном не менее 1/20; диаметр дренажных отверстий должен быть не менее 20 мм.

### Двухбалочный мост.

Т.к. кран предназначен для длительного использования на одном объекте без перебазирования, можно использовать листовые конструкции.

Применим коробчатое сечение, т к коробчатая конструкция обладает меньшей трудоемкостью изготовления, высокой усталостной прочность и меньшей общей высотой моста.

**11 Металлическая конструкция моста**

Мост выполнен сварным, в качестве материала принята углеродистая сталь марки Ст3псп3. Необходимую высоту балки в среднем сечении определяем из условия :

H = ( 1/12 – 1/18 ) L = ( 1/12 – 1/18 ) 25500 = 2125 – 1416 мм.

Принимаем Н = 1700 мм. Высота сечения балки у опоры Н1 = (0,540,6)\*Н = = 900 мм.

Для обеспечения достаточной жесткости при кручении ширина балки по осям вертикальных листов выбирается из условий :

В > L /50 = 25500 / 50 = 510 мм;

В > H / 3 = 600 мм.

Принято В = 600 мм.

Принятые размеры изменим по конструктивным соображениям :

Ширину балки до 740 мм, для обеспечения установки поручней, а также для удобства подхода к тележке. Т. к. мы изменили ширину балки, то можно уменьшить высоту моста, принимаем 1700 мм, следовательно высота сечения балки у опоры будет равняться 850 мм.

 Из зависимостей, используемых при проектировании балок переменного сечения получим :

1. B / δп = 24…30, => δп = 740/24…30 = 30,83…24,67 мм. Принимаем δп = 28 мм

2. b’ = δп / 1,4 => b’ = 20 мм.

3. b’’ > 300 мм, это условие выполняется ( b’’ = 700 мм ).

Определяем площади сечения поясов и стенок :

Пояс 1 ………………………………… 2,8\*74 = 207, 2 см2.

Пояс 2 …………………………………………… 207, 2 см2.

Стенок …………………… 2\*2,0\*(170 – 2\*2,8) = 657,6 см2.

Площадь всего сечения : F = 1072 см2.

Определяем статический момент элементов сечения относительно оси Х1 – Х1 и у его основания :

Пояс 1 ………………………………… 207, 2 ( 170 – 2,8 / 2 ) = 34933,92 см3.

Пояс 2 ………………………………… 207, 2 ( 2,8 / 2 ) = 290,08 см3.

Стенок ………………………………... 657,6 ( 85 ) = 55896 см3.

Статический момент всего сечения : S = 91120 см3.

Положение центра тяжести сечения относительно оси Х1 - Х1 :

Zo = S / F = 63172 / 743,2 = 85 см.

Моменты инерции относительно горизонтальной оси х – х :

Пояс 1 … ( 74\*2,83 / 12 ) + 207,2 ( 170 – 85 – 1,4 )2 = 1448247,8 см4.

Пояс 2 … ( 74\*2,83 / 12 ) + 207,2 ( 170 – 85 – 1,4 )2 = 1448247,8 см4.

Стенок … 2( 2,0\*164,43 / 12) + 657,6 ( 85 – 82,2 )2 = 1486254,9 см4.

Общий момент инерции сечения Jx = 4382750,5 см4.

Моменты сопротивления сечения относительно оси х – х :

Wx = Jx / H – Z0 = 5156,1 см3.

Моменты инерции элементов рассматриваемого сечения относительно вертикальной оси У – У :

Пояс 1 … 2,8\*743 / 12 = 94552,2 см4.

Пояс 2 … 94552,2 см4.

Стенок … 2\*( 165,2 \* 23 / 12 ) + 657,6\*69,62 = 3185739,8 см4.

Общий момент инерции сечения Jу = 3374844,2 см4.

Моменты сопротивления сечения относительно оси У – У :

Wу = 2Jу / В = 91212 см3.

Из аналогичного расчета определены и основные характеристики концевых сечений балки : F = 3792 см2.

Z0 = 42,5 см.

Jx = 803377,2 см4.

Дальнейший расчет производим на статическую прочность исходя из двух основных расчетных случаев :

1)    подъем с земли свободно лежащего груза ( подъем с подхватом ) или резкое торможение груза при неподвижном кране;

2)    Резкое торможение крана ( или тележки ), передвигающегося с поднятым грузом.

**12 Расчет главных балок моста**

Нагрузками на рассчитываемую балку в данном случае являются масса поднимаемого груза, масса тележки, собственная масса балки и дополнительные силы инерции при подъеме или торможении груза. Для последующих расчетов примем массу моста Gм = 150 т, массу главной балки G1 = 42 т, массу механизма передвижения G2 = 30 т.

Последующий расчет производим для наиболее нагруженной балки со стороны механизма передвижения. Нагрузка от собственной массы и массы механизма передвижения, приходящаяся на 1 м этой балки, таким образом, будет равна :

gв = (G1 + G2 ) / L = (30000 + 42000) / 25,5 = 2323,5 кгс/м.

Ранее принятая масса тележки Gт = 40000 кг. Балка также будет нагружена крутящим моментом из-за внецентренного приложения нагрузки от массы механизма передвижения моста, в данном случае этой нагрузкой можно пренебречь.

Для определения динамического коэффициента предварительно определяем массы моста и поднимаемого груза :

mм = ( 0,5Gм + Gт ) / g = ( 0,5\*150000 + 42000 ) / 981 = 119,3 кгс\*с2 / см;

mг = Q / g = 160000 / 981 = 163,1 кгс\*с2 / см;

Скорость подъема груза :

V = 4,67 см /с.

Статический прогиб балки от массы поднимаемого груза приближенно определяем из условия ( P = Q ) :

yст = Q L3 / 2\*48 E Jx = 160000\*25503 / 2\*48\*2,1\*106\*4382750,5 = 3 см.

Коэффициент жесткости моста :

см = Q / yст = 160000 / 3 = 53333,3 кгс / см.

## Статическое удлинение канатов при подъеме номинального груза Q =160000 кгс :

λст = Q H / i f Eк = 160000\*3200 / 8\*5,3856\*1\*106 = 11,8 см.

-           где i – кратность полиспаста, f – площадь поперечного сечения каната см2, Ек – модуль упругости каната, Н – высота подъема груза.

Динамический коэффициент по формуле :

ψд = 1 + а ε v = 1,058,

-           где ε - поправочный коэффициент, равный 1,5.

v – скорость поднимаемого груза ( см / с ).

а – величина, учитывающая вид нагрузки.

Для случая подъема груза :

a = [ 1 / ( yст + λст ) ] \* [ ( mг + mм ) / см ]0,5 = 0,0049

Для случая экстренного торможения :

а = 1 / ( g ( yст + λст ) )0,5 = 0,00829

за расчетную принимаем а = 0,00829.

Нагрузки на колеса тележки :

Pmin/c = Pmin\*ψд + Gт/4 = 54000\*1,058 + 42000/4 = 67632 кгс;

Pmax/d = 286000\*1,058 + 42000/4 = 313088 кгс;

Максимальная нагрузка на балку действует со стороны тележки, где установлен двигатель, редуктор, тормоз ( а - расстояние от равнодействующей до наиболее нагруженной колесной установки тележки ).

Нагрузка на опору А от массы тележки с грузом в этом случае :

RA = Pmax/d( L + a ) / 2L + Pmin/c[ L – ( 2Lo – a )] / 2L = 313088 ( 25,5 + 2,0 ) / 51 + 67632[ 25,5 – ( 2\*4,0 – 2,0 )] / 51 = 168821 + 25859 = 194680 кгс.

Изгибающий момент в рассматриваемом сечении от подвижной нагрузки

Ми1 = RA ( L – a ) / 2 = 194680 ( 25,5 – 2,0 ) / 2 = 2676850 кгс\*см.

Нагрузка на опору А от массы балки и механизма передвижения

RA1 = gв\*L / 2 = 2323,5\*25,5 / 2 = 29624,5 кгс.

Изгибающий момент от этой нагрузки

Ми11 = ( RA1 ( L – a ) / 2 ) – ( gв ( L – a )2 /8\*100) = (29624,5( 25,5 – 2,0 ) / 2) – (2323,5( 25,5 – 2 )2 / 800) = 348087 – 1603 = 346484 кгс\*см.

Суммарный изгибающий момент :

Ми = Ми1 + Ми11 = 3023334 кгс\*см.

Напряжения в рассчитываемом сечении :

σи = ( Ми / Wx ) \* kзап = ( 3023334 / 5156,1 )\*1,7 = 996,81 кгс / см2.

[ σи ] / σи => 1700 /996,81 – выполняется ( 1700 кгс /см2 – для крановых конструкций легкого и среднего режимов работы ).

Для обеспечения устойчивости стенок балки между ними установлены поперечнные листы ( диафрагмы ). Принятое наибольшее расстояние между диафрагмами 3000 мм. Наименьшее расстояние между ребрами 1000 мм.

Напряжения смятия торца диафрагмы при толщине δ = 2,0 мм.

σсм = Pmax/d / bo\* δ = 313088 / 104 \* 2,0 = 1505,3 кгс/см2

- где bo = b2 + 2 δ = 100 + 2\*2,0 = 104 мм – ширина площадки диафрагмы, воспринимающей нагрузку на колесо тележки, b2 – ширина подошвы рельса.

Допустимо [ σсм ] = 1,5 [ σp ] = 1,5 \*1700 = 2550 кгс/см2.

**13 Расчет механизма передвижения моста**

# Выбор двигателя.

# Исходя из задания скорость передвижения крана Vкр = 65 м/мин = 1,083 м/с, масса моста с механизмом передвижения равна Gм = 157000 кг, ранее принятая масса тележки Gт = 42000 кг.

# Общая масса крана :

# Gо = Gт + Gм = 42000 + 157000 = 199000 кг.

По табличным значениям определяем диаметры ходовых колес Dк = 1000 мм ( Тип К2Р ГОСТ 3569 – 74 ), диаметром цапф d = 200 мм.

Усилие необходимое для передвижения крана с грузом по формуле :

Py = [2( Q + Go ) / Dк] \* [ f + μ \*( d/ 2)] \* kp = [2(160000 + 199000)/ 100] \* \*[0,07 + 0,015 \*(20/2)]\*1,5 = 7180\*0,33 = 2369 кгс.

где f и μ - коэффициенты трения качения и трения в цапфах, принятые по таблицам. kp – коэффициент, учитывающий дополнительные потери в ребордах колес, токосъемниках и т. п.

Двигатель выбираем исходя из заданного времени пуска tп, принятого равным 6 с – для механизмов передвижения кранов. Дополнительные усилия от сил инерции при этом времени по формуле, при tн = tп и G = =Q + Go :

Ри = (Q + Go)\*v / 60\*g\*tп = ( 160000 + 199000 )\*65 / 60\*9,81\*6 = 6607 кгс.

Усилие необходимое для передвижения моста при пуске, по формуле :

Р1 = Ру + ( 1,14 1,3 ) Ри = 2369 + 1,2\*6607 = 10297,4 кгс.

Коэффициент 1,2 учитывает влияние вращающихся масс ( ротор двигателя, тормозная муфта и т. п. ), непосредственно не вводимых в расчет.

Необходимая пусковая мощность двигателя по формуле, при Р = Р1 :

Nп = P1 v / 6120 ηо = 10297,4\*65 / 6120\*0,85 = 128,6 кВт,

где ηо – к.п.д. механизма, принимаемый по таблицам, в зависимости от вида механизма.

Необходимая мощность двигателя при среднем коэффициенте пусковой перегрузке Ψср = 1,5 по формуле :

Nк = Nп / Ψср = 128,6 / 1,5 = 85,7 кВт.

Мощность двигателя при установившемся движении :

Nу = Ру \*v / 6120 = 2369\*65 / 6120\*0,85 = 29,6 кВт.

## Как видно из сравнений мощностей Nк и Nу, двигатель должен быть выбран из условий пуска по мощности Nк = 85,7 кВт.

Исходя из заданных данных : Режим работы – легкий ( ПВ = 15 % ), выбираем двигатель типа МТН 613 – 10 мощностью Nд = 90 кВт с частотой вращения nд = 570 об/мин. Маховый момент ротора двигателя GDp2 = 25,0 кгс\*м2; предельный момент Мпр = 420,0 кгс\*м.

Номинальный момент двигателя :

Мн = 975 Nд / nд = 975\*90 / 570 = 153 кгс\*м.

**14 Выбор передачи**

Частота вращения колес nк = V / π D = 65/ 3,1415\*1000 = 20,69 об/мин,

- где V – скорость передвижения моста крана.

Требуемое передаточное число механизма равно u = nдв / nк = 570 / 20,69 = 27,54. Выбираем тип редуктора ВКУ – 965М, с передаточным числом, равным 85,39. Вертикальный крановый редуктор модернизированный.

Определяем эквивалентный момент на тихоходном валу редуктора Тр.э..

Для режима работы 3М, класс нагружения В1 и класс использования А4.

К = 0,25; КQ= 0,63; tмаш = 12500 ч.

Частота вращения тихоходного вала редуктора равна 10,31 об/мин.

Число циклов нагружения на тихоходном валу редуктора по формуле:

ZT = 30\*nT\*tмаш = 30\*10,31\*12500 = 3,86 \* 106

Передаточное число тихоходной ступени uT = 5.

Суммарное число циклов контактных напряжений зуба шестерни тихоходной ступени.

Zp = ZT \* uT = 3,86\*106\*5 = 19,3\*106

Базовое число циклов контактных напряжений Z0 = 125\*106

Коэффициент срока службы.

Кt = 3√(Zp/Z0) = 3√(19,3\*106)/(125\*106) = 0,536

Kд = КQ\*Кt = 0,63\*0,536 = 0,337

Принимаю Kд = 0,63

Определяем расчетный крутящий момент Тр на тихоходном валу редуктора.

Ориентировочно ВКУ – 965М.

up = 80.

(84,81 – 80)/84,81 = 5,67 % - значеня передаточных чисел расходятся на допустимую величину.

КПД редуктора по данным завода изготовителя.

ηр = 0,94

ωдв = π\*nдв/30 = 3,14\*895/30 = 93,67 рад/с.

Тдв н = Nдв/ ωдв = 20,5\*103/93,67 = 218,85 Нм

Примем Ψп макс = 2

Тдв макс = Тдв н \* Ψп макс = 437,7 Нм

Примем Тдв макс = 440 Нм

Тр = Тдв макс \* Up\* ηр = 440\*80\*0,94 = 33088 Нм

Расчетный эквивалентный момент

Тр э = Тр\* Kд = 0,63\*33088 = 20845,44 Нм.

Редуктор ВКУ – 610М имеет Тн = 19750 – 27200 Нм, следовательно нам подходит. Схема сборки редуктора 13 или 23 – в зависимости от того, где он расположен. Условное обозначение ВКУ – 965М – 65 – 23 – 42 ТУ 24.013673 - 79

awc = 965 мм; dв быстр = 65 мм; dв тих = 125 мм; mp = 1500 кг.

## Определение фактической скорости и КПД механизма

Vпредв тел = ωдв\*rш/uмех = 93,67\*0,315/80 = 0,368 м/с

Отличие от заданной скорости 4 % - что допустимо.

КПД одной зубчатой муфты ηм = 0,99

ηмех = 0,99\*0,94\*0,99 = 0,92

## Выбор муфт

Для быстроходного вала – зубчатая муфта 2-4000-40-2-65-2-2У2 ГОСТ 5006 – 83.

dдв = 40 мм; dред быстр = 65 мм.

Для тихоходного вала – зубчатая муфта 2 - 25000 -125-1-125-1-2У2 ГОСТ 5006 –83

Параметры муфты на быстроходном валу:

Тм н = 4000 Нм; Jм = 0,06 кгм2; dлев =40 мм, dправ = 65 мм; mм = 15,2 кг.

Параметры муфты на тихоходном валу:

Тм н = 25000 Нм; Jм = 2,25 кгм2; dлев = dправ = 125 мм; mм = 100 кг.

## Выбор тормоза

Wу о = α\*Gт = 0,002\*420 = 0,82 kH

Wтр о = GT\*(2\*μ+ƒ\*dц)\*Ктрол /D = 420\*(2\*1+0,015\*130)\*1/710 = 1,15 кН

Wин.0 = δ\*mт\*a = 1,25\*42\*0,05 = 2,625

Крутящие моменты, приведенные к первому валу механизма:

Ту о = Wу о \*rk\*ηк-т/uмех = 0,82\*103\*0,4\*0,92/80 = 3,772 Нм

Ттр о = Wтр о\*rk/(Uмех\* ηк-т) = 1,15\*103\*0,4/(80\*0,92) = 6,25 Нм

Тин.0 = Wин.0\* rk\*ηк-т / uмех = 2,625\*103\*0,4\*0,92/80 = 12,075 Нм

Расчетный тормозной момент механизма:

Тт р мех = Кзап\*(Ту о + Тин.0 – Ттр о)

Кзап = 1,2 – коэффициент запаса торможения согласно правилам ГГТН.

Тт р мех = 1,2\*( 3,772+12,075-6,25 ) = 11,51 Нм

Расчетный тормозной момент

Тт р = Тт р мех т.к. тормоз в механизме один.

Выбираем тормоз типа ТКГ, так как электрогидравлический толкатель, являющийся приводом тормоза, служит одновременно своеобразным демпфером, снижая динамику замыкания тормоза. Это благоприятно скажется на сцеплении колес тележки с рельсами при торможении.

Выбираю типоразмер тормоза – тормоз ТКГ – 200 ОСТ 24.290.08-82.

Тт н = 245 Нм; Dт м = 200 мм; mтор = 50 кг; Вк = 90 мм; Ршт = 390 Н; Lуст = 613 мм; hшт макс = 32 мм. Тип толкателя – ТГМ25.

### Площадки обслуживания, галереи, ограждения

Кран оборудован системой площадок, лестниц и галерей для доступа к механизмам крана и электрооборудованию.

### Список используемой литературы

1.  П.И. Орлов ''Основы конструирования. Том 1,2''.

2.  А.Б. Верник ''Мостовые краны большой грузоподъемности ''.

3.  Н.Г. Павлов ''Примеры расчетов кранов''.

4.  С.А. Казак ''Курсовое проектирование грузоподъемных машин''.

5.  В.К. Новиков; М. Ф. Самусенко

''Конструирование и расчет механического оборудования. Часть 1,2,3''.