Министерство образования Российской Федерации

Санкт-Петербургская Государственная лесотехническая академия

им. С.М. Кирова

# Кафедра “Техническая механика”

К У Р С О В О Й П Р О Е К Т

## На тему: “Расчет поворотного крана на неподвижной колонне”

КП.М.В.IV.

Курсовой проект защищен с оценкой:

Зав. кафедрой, доцент

### Руководитель проекта

Студент

С ы к т ы в к а р 2 0 0 1 г.

**Задание.**

Спроектировать поворотный кран на неподвижной колонне по схеме:

Вес поднимаемого груза F = 80 кН.

Скорость подъема груза  = 5 м/мин.

Высота подъема груза Н = 3 м.

Вылет крана L = 2,5 м.

Режим работы - легкий.

**Содержание.**

Введение51. Расчет рабочих органов крана.61.1. Выбор системы подвешивания.61.2. Выбор типа и диаметра каната.61.3. Расчет барабана.91.4. Расчет крюковой подвески102. Силовой расчет привода.112.1. Определение мощности двигателя и передаточного числа механизма подъема груза.112.2. Расчет зубчатых передач.132.2.1. Расчет быстроходной ступени.132.2.2. Расчет тихоходной ступени.192.3. Расчет дополнительной открытой зубчатой передачи.202.4. Расчет валов редуктора.222.4.1. Определение расстояний между деталями передач.222.4.2. Расчет быстроходного вала.252.4.3. Расчет промежуточного вала.302.4.4. Расчет тихоходного вала.322.5. Расчет шпоночных соединений.352.6. Подбор подшипников качения.372.7. Подбор стандартных муфт.392.8. Выбор и расчет тормоза.402.9. Расчет механизма подъема в период неустановившегося движения.433. Расчет и проектирование механизма поворота крана.463.1. Выбор веса крана и определение веса противовеса.463.2. Расчет опорных нагрузок и опорно-поворотных узлов крана.483.3. Расчет моментов сопротивления вращению в опорно- поворотных узлах крана.543.3.1. Моменты сопротивления от сил трения.543.3.2. Моменты сопротивления от ветровой нагрузки.553.4. Выбор электродвигателя.563.4.1. Расчет необходимой мощности двигателя.563.4.2. Проверка работы двигателя в период пуска.573.5. Составление кинематической схемы.583.5.1. Определение общего передаточного числа механизма.583.5.2. Расчет эквивалентных моментов на валан.583.5.3. Выбор червячного редуктора.603.5.4. Расчет открытой зубчатой передачи.613.6. Подбор соединительной и предохранительной муфт.623.7. Выбор тормоза и его расчет.633.8. Расчет на прочность отдельных элементов крана.653.8.1. Колонна крана.653.8.2. Хвостовик колонны.683.8.3. Фундамент крана.683.8.4. Фундаментная плита.703.9. Проверка устойчивости кран на колонне.72Заключение74Литература75

**Введение.**

Подъемно-транспортные машины находят широкое применение во многих отраслях промышленности, сельского хозяйства, всех видов транспорта, в которых используют как общепромышленные виды этих машин так и их системы и конструкции, отражающие специфику данной области народного хозяйства.

Механизация и автоматизация производственных процессов требуют всемирного расширения областей эффективного применения различных грузоподъемных и транспортирующих машин и механизмов. Широкое использование способствует механизации трудоемких и тяжелых работ, удешевлению стоимости производства, улучшению использования объема производственных зданий, сокращению путей движения грузов в технологической цепи производства.

Высокая технологичность машин для лесозаготовок и лесосплава обеспечивается тем, что цепь производства связана современной системой подъемных и транспортирующих машин и механизмов, подъемно-транспортных машин.

**1. Расчет рабочих органов крана.**

**1.1. Выбор системы подвешивания.**

Схема подвески груза выбирается в зависимости от типа крана, его грузоподъемности, высоты подъема груза, типа подвесного грузозахватного устройства и кратности полиспаста.

Для кранов стрелового типа при грузоподъемности от 5000 до 10000 кг кратность полиспаста *i*п = 2. Учитывая тип крана и необходимость обеспечения подъема груза без раскачивания и равномерного нагружения всех сборочных единиц механизма подъема принимаем подвеску груза через сдвоенный полиспаст и изображаем схему подвески груза на рис. 1.1.

Определяется КПД полиспаста по формуле:

где п - КПД одного блока полиспаста;

бл = 0,98...0,99 - блок на подшипниках качения;

*i*п - кратность полиспаста.

п = (1 - 0,992) / [2 \* (1 - 0,99)] = 0,095

**1.2. Выбор типа и диаметра каната.**

Максимальное расчетное усилие в ветви каната, навиваемой на барабан, при сдвоенном полиспасте определяется по формуле /1/:

Sмакс = (Q \* g) / (2 \* *i*п \* п), (1.2.1.)

где Q’ - масса поднимаемого груза и грузозахватных механизмов (Q’ = = Q + Qк), кг;

Qк - масса крюковой подвески, кг;

q = 9,81 м/с2 - ускорение силы тяжести.

Массу крюковой подвески принимаем предварительно по табл. 4 /1/.

Для нашего случая при крюковой подвеске массой  180 кг

Sмакс = [(8000 + 180) \* 9,81)] / (2 \* 2 \* 0,995) = 20162 Н

Определяем разрывное усилие Р каната по формуле /1/:

Р = К \* Sмакс , (1.2.2.)

где К - коэффициент запаса прочности (К = 5 при режиме работы - легкий /1/).

Р = 5 \* 20162 = 100810 Н = 100,8 кН

Тип и диаметр каната согласно рекомендациям Госгортехнадзора выбираем по величине Р = 100,8 кН по табл. 1П. /2/.

Диаметр каната dк = 15 мм, маркировочная группа 1568, разрывное усилие [Р] = 114,5 кН > Р, канат двойной свивки типа ЛК-Р, конструкции 6  19 +1 О.С. (ГОСТ 2688-80).

Канат 15,0 - Г - I - C - H - 1568 ГОСТ 2688-80.

**1.3. Расчет барабана.**

По правилам Госгортехнадзора максимальный допускаемый диаметр барабана определяется по формуле /1/:

Dб  dк \* е , (1.3.1.)

где dк - диаметр каната, мм;

е - коэффициент, зависящий от типа ПТМ и режима работы, е = 16 (табл. 5 /1/).

Принимем для нашего случая барабан нарезного типа для укладки каната в один слой с наканатной нарезкой для уменьшения износа каната.

Dб = 15 \* 16 = 240 мм

В соответствии с ГОСТ 6636-69 назначаем Dб = 240 мм.

Расчетную схему представляем на рис. 1.3.

Длина нарезанной части барабана определяется по формуле /1/:

*l*1 = [(H \* *i*п) / ( \* Dб) + m] \* t , (1.3.2.)

где Н - высота подъема груза, мм;

m - запасное число витков каната для крепления к барабану ( m = 4...6 - для сдвоенного полиспаста);

t - шаг нарезки канавки, мм, t = 17 мм (табл. 10П. /2/).

*l*1 = [(3000 \* 2) / (3,14 \* 240) + 5] \* 17 = 220 мм

Общая длина барабана определяется по формуле /1/:

Lб = 2 \* *l*1 + 2 \* *l*2 + *l*0 , (1.3.3.)

где *l*0 - расстояние между нарезанными частями барабана (*l*0 = 120...200 мм);

*l*2 - величина, зависящая от способа крепления каната к барабану (рис 1.3.), определяется по зависимости *l*2 = 4 \* t = 4 \* 17 = 68 мм.

Lб = 2 \* 220 + 2 \* 68 + 130 = 706 мм

Длина оси барабана определяется по условию /1/:

Lоси = Lб + (100...150) мм (1.3.4.)

Lоси = 706+ 120 = 826 мм

Минимальная толщина стенки стального барабана (сталь 35Л) составляет 12...15 мм. Принимаем б = 12 мм.

Строим на расчетной схеме (рис 1.3.) эпюру изгибающих моментов и определяем наибольшее значение Мu .

Мu = S \* (*l*1 + *l*0)

Мu = 20162 \* (0,22 +0,13) = 7056,7 Н\*м

Определяем диаметр оси барабана /1/:

где [-1]u - допускаемое напряжение на изгиб при симметричном цикле изменения нагрузки (для стали 5 [-1]u = 45 МПа).

Проверочный расчет оси барабана в опасном сечении определяется по формуле /1/:

u = Мu / (0,1 \* d3оси)  [-1]u (1.3.6.)

u = 7056,7 / (0,1 \* 123) = 40,8 МПа  45 МПа

Условие выполняется, диаметр оси барабана должен быть не менее 12 мм.

**1.4. Расчет крюковой подвески.**

Подбор крюка производим по грузоподъемности и режиму работы механизма.

Выбираем заготовку крюка номер 15 (ГОСТ 6627-74) по табл. 14П. /2/, схематично заготовку крюка представляем на рис. 1.4.1.

Необходимые размеры для расчета: d =М52; d1 = 46,59 мм; Р = 5 мм.

Условие прочности по внутреннему диаметру резьбы крюка /1/:

р = (4 \* Q \* g) / ( \* d12)  [р], (1.4.1.)

где d1 - внутренний диаметр резьбы хвостовика, мм;

[р] - допускаемое напряжение на растяжение, МПа, [р] = 50 МПа;

Q - грузоподъемность крана, кг.

р = (4 \* 8000 \* 9,8) / (3,14 \* (46,59)2) = 46 МПа  50 МПа

Условие выполняется.

Резьба хвостовика проверяется по удельному давлению смятия по условию /1/:

где Н - высота гайки, мм; принимается Н = 10 \* Р;

Р - шаг резьбы, мм;

[q] - допускаемое удельное давление, МПа; [q] = 15...20 МПа.

Условие выполняется.

Определяются размеры блоков подвески также как диаметр барабана.

Dбл = 240 мм по ГОСТ 6636-39.

Диаметр уравнительного блока составляет (0,6...0,8) \* Dбл .

Dу.бл = 0,6 \* 240 = 144 мм

Для расчета траверсы необходимо назначить ее длину, т.е. расстояние Lт между местами действия опорных реакций. Определяем размеры траверсы при укороченной подвеске при двух блоках (рис. 1.4.2.).

Длина траверсы (Lт) определяется по формуле /1/:

Lт = *l*ст + Dп + (20...25) мм (1.4.3.)

где *l*ст - длина ступицы блока, мм (*l*ст = 30...60 мм);

Dп - диаметр упорного шарикоподшипника под гайку крюка, мм.

Выбираем подшипник 8205Н ГОСТ 7872-89:

d =25 мм; D = 47 мм; H = 15 мм; Cr = 28 кН; Cor = 42,5 кН.

Lт = 40 + 47 + 23 = 110 мм

Ширина траверсы (Вт) определяется по формуле /1/:

Вт = Dп + (10...15) мм, (1.4.4.)

Вт = 47 + 13 = 60 мм

Высоту траверсы h определяют из уравнения /1/:

где d0 - диаметр отверстия в траверсе для прохождения крюка, мм; принимают d0 = d1 + 3 мм;

[u’] - допускаемое напряжение материала траверсы на изгиб, МПа; для стали 5 [u’] = 60 МПа.

Диаметр цапфы траверсы определяем конструктивно для размещения подшипников качения, на которых устанавливаем блоки крюковой подвески.

**2. Силовой расчет привода.**

**2.1. Определение мощности двигателя и передаточного**

**числа механизма подъема груза.**

Статическая мощность электродвигателя определяется по формуле /1/:

Nдв.ст. = (Q \* g \* *v*гр) / (1000 \* м), (2.1.1.)

где Q’ - масса груза и крюковой подвески, кг;

*v*cp - скорость подъема груза, м/с;

м - ориентировочное значение КПД механизма подъема груза (м = 0,80...0,85).

Nдв.ст. = (8180 \* 9,8 \* 0,08) / (1000 \* 0,8) = 8 кВт

По табл. 4П. /2/ выбираем электродвигатель крановый МТКН 311-8 с короткозамкнутым ротором.

Техническая характеристика: мощность N = 9 кВт; частота вращения n = 670 об/мин.; пусковой момент Мпуск = 320 Н\*м; маховой момент ротора GDр2 = 1,10 кг\* м2; режим работы ПВ = 15%.

Частоту вращения барабана при подъеме груза с заданной скоростью определяют по формуле /1/:

nб = (*v*гр \* *i*п) / ( \* Dб) (2.1.2.)

nб = (5 \* 2) / (3,14 \* 0,3) = 10,6 об/мин

Общее передаточное число механизма составляет /1/:

uм = nдв / nб (2.1.3.)

uм = 670 / 10,6 = 63,2

Так как uм > 50, то необходимо выбрать схему механизма подъема, содержащую двухступенчатый цилиндрический закрытый редуктор и дополнительную открытую зубчатую передачу.

Назначаем uред = 28, uз.п. = 2,26.

Передаточное число быстроходной ступени (uб) определяется по формуле /1/:

uб = 1,25 \* uред (2.1.4.)

uб = 1,25 \* 28 = 6,6

Передаточное число тихоходной ступени (uт) определяется по формуле /1/:

uт = uред / uб (2.1.5.)

uт = 28 / 6,6 = 4,2

Определяем частоты вращения элементов привода по формулам /1/:

n1 = nдв

n2 = n1 / uб (2.1.6.)

n3 = n2

n4 = n3 / uт

n1 = 670 об/мин.

n2 = n3 = 670 / 6,6 = 101,5 об/мин.

n4 = 101,5 / 4,2 = 24,2 об/мин.

Определяем крутящие моменты на элемент привода.

Крутящий момент двигателя /1/:

Тдв = (Nдв \* 103 \* 30) / ( \* nдв) (2.1.7.)

Тдв = (9 \* 103 \* 30) / (3,14 \* 670) = 128 Н\*м

При установке муфты крутящий момент на быстроходном валу:

Т1 = Тдв \* м , (2.1.8.)

где м - КПД соединительной муфты (м = 0,98).

Т1 = 128 \* 0,98 = 125,44 Н\*м

Крутящий момент на тихоходном валу:

Т2 = Т1 \* uб \* 12 = 125,44 \* 6,6 \* 0,97 = 803 Н\*м

Т3 = Т2 \* м = 803 \* 0,98 = 795 Н\*м

Т4 = Т3 \* uт \* 34 = 795 \* 4,2 \* 0,97 = 3238,83 Н\*м

Общий КПД редуктора определяется по формуле:

0 = 12 \* 34 \* пm , (2.1.9.)

где 12 , 34 - КПД зубчатых передач;

п - КПД подшипников;

m - число пар подшипников.

0 = 0,97 \* 0,97 \* 0,993 = 0,91

**2.2. Расчет зубчатых передач.**

В цилиндрический двухступенчатый редуктор входят быстроходная и тихоходная ступени. Быстроходную ступень принимаем косозубой, тихоходную - прямозубой.

**2.2.1. Расчет быстроходной ступени.**

Выбираем материал - сталь 45, термообработка - нормализация, твердость НВ = 200.

Определяем допускаемое контактное напряжение по формуле /8/:

[н] = н lim b / Sн \* ZR \* Zv \* КНL (2.2.1.1.)

где н lim b = 2 \* НВ +70 при *v*  5 м/с /8/;

Sн - коэффициент безопасности (Sн = 1,1..1,2);

ZR - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей;

Zv - коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи (Zv = 1,00...1,16);

КНL - коэффициент долговечности (КНL  NНЕ / NНО), где NНЕ - эквивалентное число циклов напряжений в зубьях; NНО - базовое число циклов напряжений, принимается по графику на рис. 12.21. /8/.

NНЕ = (60\*С / Т3max)\*(Т3max \*t\*n + T13\*t1\*n1 + T23\*t2\*n2 +...+Ti3\*ti\*ni),

где С - число колес в зацеплении (с = 1);

Тmax - максимальный крутящий момент, передаваемый колесом в течении времени t за весь срок службы передачи при частоте вращения колеса n.

Время t определяется по формуле /8/:

t = 365 \* Kг \* 24 \* Кс \* 5, (2.2.1.3.)

где Кг = Т / 365 - коэффициент использования механизма в год;

Кс = Т / 24 - коэффициент использования механизма в сутки.

Кг = 240 / 265 = 0,9 Кс = 14 / 24 = 0,58 (2 смены)

t = 365 \* 0,9 \* 24 \* 0,58 \* 5 = 22863,6 c

Циклограмма времени работы механизма

Рис. 2.2.1.1.

Тусл = Тmax \* 0,67 = 803 \* 0,67 = 538 Н\*м

Тторм = Тmax \* 0,23 = 803 \* 0,23 = 184,7 Н\*м

Тmax - максимальный крутящий момент (Т2 = 803 Н\*м).

t = tразг + tуст + tторм (2.2.1.4.)

tразг = 0,1 \* t

tуст = 0,67 \* t

tторм = 0,23 \* t

tразг = 0,1 \* 22863,6 = 2286,4 с

tуст = 0,67 \* 22863,6 = 15318,6 с

tторм = 0,23 \* 22863,6 = 5258,6 с

NHE = (60 \* 1 / 8033) \* (8033 \* 22863,6 \* 101,5 + 5383 \* 15318,6 \* 101,5 +

+ 184,73 \* 5258,6 \* 101,5) = 139239432,36

NHO = 10 \* 106 по графику на рис.12.21. /8/.

NHE / NHO = 139239432,36 / 107 = 1,4 > 1, КНL = 1

[н] = (2 \* 200 + 70) / 1,1 \* 1 \* 1,1 \* 1 = 470 МПа

bа = 0,315...0,4 при несимметричном расположении колес относительно опор; bа = 0,35.

bd определяется по формуле /8/:

bd = 0,5 \* (u + 1) \* bа (2.2.1.5.)

bd = 0,5 \* (6,6 + 1) \* 0,35 = 1,33

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий определяется в зависимости от bd по графику на рис.12.18. /8/.

КНВ = 1,15

Межосевое расстояние определяется по формуле /8/:

где Ка = 495 - для прямозубых передач, Ка = 430 - для косозубых передач;

Т - передаваемый крутящий момент, Н\*м;

u - передаточное число передачи;

[н] - допускаемое контактное напряжение.

Определяем ширину зубчатого венца колеса по формуле /8/:

bw = bа \* а (2.2.1.7.)

Ширина венца шестерни bw1 = bw2 + (3...5) мм

bw2 = 0,35 \* 212 = 74,2 мм, полученное значение уточняем по ГОСТ 6636-69, принимаем bw2 = 80 мм.

bw1 = 80 +4 = 84 мм

Определяем модуль в нормальном сечении по формуле /8/:

mn = (0,01...0,02) \* a  2 мм (2.2.1.8.)

mn = 0,0195 \* 212 = 4,1 мм, принимаем mn = 4 мм.

Определяем суммарное число зубьев колеса /8/:

Z = (2 \* a \* cos) / mn , (2.2.1.9.)

где cos - угол наклона зубьев колеса ( =8...160).

Принимаем  = 110; cos 110 = 0,9816.

Z = (2 \* 212 \* 0,9816) / 4 = 104

Уточняем значение угла  по формуле /8/:

cos = (Z \* mn) / (2 \* аw) (2.2.1.10.)

cos = (104 \* 4) / (2 \* 212) = 0,9811  = 110 16

Число зубьев шестерни /8/:

Z1 = Z / (u +1)  Z1 min , (2.2.1.11.)

где Z1 min = 17 \* cos3 = 17 \* 0,98113 = 16

Число зубьев колеса /8/:

Z2 = Z - Z1 (2.2.1.12.)

Z1 = 104 / (6,6 +1) = 16,2; Z1 = 16  16.

Z2 = 104 - 16 = 88

Определяем диаметры делительных окружностей зубчатых колес:

диаметр шестерни /8/:

d1 = (mn \* Z1) / cos (2.2.1.13.)

d1 = (4 \* 16) / 0,98 = 65,3 мм

диаметр колеса /8/:

d2 = (mn \* Z2) / cos (2.2.1.14.)

d2 = (4 \* 88) / 0,98 = 359,2 мм

диаметры окружности вершин зубьев /8/:

da1 = d1 + 2 \* mn (2.2.1.15.)

da2 = d2 + 2 \* mn

da1 = 65,3 + 2 \* 4 = 73,3 мм

da2 = 359,2 + 2 \* 4 = 367,2 мм

диаметры окружности впадин зубьев /8/:

df1 = d1 - 2,5 \* mn (2.2.1.16.)

df2 = d2 - 2,5 \* mn

df1 = 65,3 - 2,5 \* 4 = 55,3 мм

df2 = 359,2 - 2,5 \* 4 = 349,2 мм

Определяем значение контактных напряжений /8/:

где Zн = 1,77 \* cos , Zм = 275 МПа, Z = 1 / Еа ,

где Еа - коэффициент торцевого перекрытия.

Еа =[1,88 - 3,2\*(1/Z1 + 1/Z2)] \* cos (2.2.1.18)

Ft - окружная сила в зацеплении, определяется по формуле /8/:

Ft = (2 \* T2) / d2 (2.2.1.19.)

Кн = 1,2...1,35, большие значения при несимметричном расположении колес (Кн = 1,2).

Ft = (2 \* 803) / 0,3592 = 4471 Н

Еа = [1,88 - 3,2\*(1/16 + 1/88)] \* 0,98 = 1,61

Z =

Zн = 1,77 \* 0,98 = 1,73

Для определения твердости рабочих поверхностей принимаем н = [н], где [н] - допускаемое контактное напряжение, при твердости  350 Н.

[н] = (2 \* НВ + 70) / 1,1 \* КHL (2.2.1.20.)

Из формулы 2.2.1.20. твердость рабочих поверхностей зубьев:

НВ = (1,1 \* [н] - 70) / 2 = (1,1 \* 441 - 70) / 2 = 207,55

По табл.2.2. /6/ для изготовления колес назначаем сталь 45, термообработка - улучшение;

твердость зубьев колеса НВ = 192...240 Нвср = 216;

твердость зубьев шестерни НВ = 241...285 Нвср = 263.

Выполняем проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба /8/:

F = YF \* Y \* YЕ \* (Ft \* KF) / (bw \* mn)  [F], (2.2.1.21.)

где [F] - допускаемое напряжение изгиба /8/:

[F] = (F0 / SF) \* KFL , (2.2.1.22.)

где F0 - предел выносливости (F0 = 1,8 \* НВ);

SF - коэффициент долговечности (SF = 1,7);

YF - коэффициент формы зуба, определяется по числу зубьев эквивалентного колеса ZV (рис.2.23. /6/);

ZV = Z / cos3 (2.2.1.23.)

Y - коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зубьев;

Y = 1 - 0 / 140 (2.2.1.24.)

YЕ - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

YЕ = 1 / Еа (2.2.1.25.)

КF - коэффициент нагрузки (KF = 1,3...1,5).

Для шестерни ZV1 =16 / 0,98 = 16,3 YF1 = 4,17

Для колеса ZV2 =88 / 0,98 = 89,8 YF2 = 3,6

Для шестерни и колеса Y = 1 - 11,16 / 140 = 0,92

YЕ = 1 / 1,61 = 0,62

Предел выносливости:

для шестерни FО1 = 1,8 \* 263 = 473,4 МПа

для колеса FО2 = 1,8 \* 216 = 388,8 МПа

Допускаемое напряжение изгиба:

для шестерни [F1] = (473,4 / 1,7) \* 1 = 278,5 МПа

для колеса [F2] = (388,8 / 1,7) \* 1 = 228,7 МПа

Напряжение изгиба для шестерни:

F1 = 4,17 \* 0,92 \* 0,62 \* (4471 \* 1,3) / (84 \* 4) = 41,1 МПа  278,5 МПа

Напряжение изгиба для колеса /8/:

F2 = F1 \* (YF2 / YF1) (2.2.1.26.)

F2 = 41,1 \* (3,6 / 4,17) = 35,5 МПа  228,7 МПа

Условие прочности зубьев на изгиб выполняется.

Определяем силы в зацеплении, рис.2.2.1.2.

Ft1 = - Ft2 = (2 \* T1) / d1 = (2 \* T2) / d2 (2.2.1.27.)

FR1 = - FR2 = Ft \* (tg / cos) (2.2.1.28.)

Fа1 = - Fа2 = Ft \* tg (2.2.1.29.)

Ft1 = - Ft2 = (2 \* 125,44) / 0,0653 = 3842 Н

FR1 = - FR2 = 3842 \* (0,364 / 0,98) = 1427 Н

Fа1 = - Fа2 = 3842 \* 0,197 = 756,9 Н

Силы, действующие в зацеплении зубчатой передачи.

Рис. 2.2.1.2.

**2.2.2. Расчет тихоходной ступени.**

Коэффициент относительной ширины зубчатого венца ba = 0,315...0,4; принимаем ba = 0,35.

Определяем коэффициент ширины венца по делительному диаметру шестерни по формуле 2.2.1.5.:

bd = 0,5 \* (4,2 + 1) \* 0,35 = 0,91

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии в зависимости от bd по графику на рис. 12.18. /8/, Кн = 1,05.

Межосевое расстояние определяем по формуле 2.2.1.6.:

Определяем ширину зубчатого венца колеса по формуле 2.2.1.7.:

bW4 = 0,35 \* 228 = 79,8 мм, уточняем по ГОСТ 6636-69 bW4 = 80 мм.

ширина венца шестерни bW3 = 80 + 5 = 85 мм.

Определяем модуль в нормальном сечении по формуле 2.2.1.8.:

mn = 0,02 \* 228 = 4,56; принимаем mn = 4,5 мм.

cos = 1, т.к. передача прямозубая.

Суммарное число зубьев колеса определяем по формуле 2.2.1.9.:

Z = (2 \* 228 \* 1) / 4,5 = 101

Определяем число зубьев шестерни по формуле 2.2.1.11.:

Z3 = 101 / (4,2 + 1) = 19 ; Z3 = 19  16

Определяем число зубьев колеса по формуле 2.2.1.12.:

Z4 = 101 - 19 = 82

Определяем диаметры делительных окружностей зубчатых колес.

Диаметр шестерни определяем по формуле 2.2.1.13.:

d3 = (4,5 \* 19) / 1 = 85,5 мм

Диаметр колеса определяем по формуле 2.2.1.14.:

d4 = (4,5 \* 82) / 1 = 369 мм

Определяем диаметры окружностей вершин зубьев по формулам 2.2.1.15:

dа3 = 85,5 + 2 \* 4,5 = 94,5 мм

dа4 = 369 + 2 \* 4,5 = 378 мм

Определяем диаметры окружностей впадин зубьев по формулам 2.2.1.16:

df3 = 85,5 - 2,5 \* 4,5 = 74,25 мм

df4 = 369 - 2,5 \* 4,5 = 357,75 мм

Определяем коэффициент, учитывающий влияние суммарной длины контактной линии по формуле /8/:

Z = (4 - Е) / 3 , (2.2.2.1.)

где Е - коэффициент торцевого перекрытия, определяется по формуле 2.2.1.18.:

Е = [1,88 - 3,2 \* (1 / 19 +1 / 82)] \* 1 = 1,67

Z = (4 - 1,67) / 3 =0,88

Окружная сила в зацеплении определяется по формуле:

Ft = (2 \* T3) / d3 (2.2.2.2.)

Ft = (2 \* 795) / 0,0855 = 18596,5 Н

ZH = 1,77 \* cos = 1,77 \* 1 = 1,77

Определяем значение контактных напряжений по формуле 2.2.1.17.:

Для определения твердости рабочих поверхностей зубьев принимаем н = [н].

Допускаемые контактные напряжения при н = 600...1000 МПа определяются по формуле /8/:

[н] = (17 \* HRC + 200) / 1,2 \* KHL (2.2.2.3.)

Из формулы 2.2.2.3. твердость поверхности зубьев:

HRC = (1,1 \* [н] - 200) / 17 = (1,1 \* 850 - 200) / 17 = 43,2

По табл. 2.2. /6/ выбираем для изготовления колес сталь 40Х, термообработка - закалка Т.В.Ч. сквозная, твердость зубьев 45...55 HRC.

Выполняем проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба по формуле 2.2.1.21.:

F = YF \* Y \* Y \* (Ft \* KF) / (bw \* mn)  [F]

Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зубьев (Y) определяем по формуле 2.2.1.24:

Y =1

Число зубьев эквивалентного колеса определяем по формуле 2.2.1.23.; cos = 1, т.к. передача прямозубая:

для шестерни ZV3 = 19 / 1 = 19 YF3 = 4,07 (по рис. 2.23. /6/)

для колеса ZV4 = 82 / 1 = 82 YF4 = 3,6 (по рис. 2.23. /6/)

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев определяем по формуле 2.2.1.25.:

Y = 1 / 1,67 = 0,6

Значение коэффициента нагрузки КF = 1,3...1,5; КF = 1,3.

По табл. 2.2. /6/ для стали 40Х подвергаемой закалке определяем предел выносливости для шестерни и колеса [F0] = 550 МПа, коэффициент запаса прочности SF = 1,7.

Определяем допускаемые напряжения изгиба по формуле 2.2.1.22.:

[F3] = [F4] = (550 / 1,7) \* 1 = 323,5 МПа

Напряжение изгиба для шестерни:

F3 = 4,07 \* 1 \* 0,6 \* (18596,5 \* 1,3)/(80 \* 4,5) = 164 МПа  323,5 МПа

Напряжение изгиба для колеса по формуле 2.2.1. 26:

F4 = 164 \* (3,6 / 4,07) = 145 МПа  323,5 МПа

Условие прочности на изгиб выполняется.

Определяем силы в зацеплении:

Ft3 = - Ft4 = (2 \* T3) / d3 = (2 \* T4) / d4 (2.2.2.4.)

FR3 = - FR3 = Ft \* (tg / cos) (2.2.2.5.)

Ft3 = - Ft4 = (2 \* 795) / 85,5 = 18596,5 Н

FR3 = - FR4 = 18596,5 \* (0,364 / 1) = 6769 Н

Fа1 = - Fа2 = 3842 \* 0,197 = 756,9 Н

**2.3. Расчет дополнительной открытой зубчатой передачи.**

uз.п. = 2,26 - передаточное число дополнительной открытой зубчатой передачи.

1) Назначаем материал: для шестерни выбираем сталь марки 45Л (нормализация, НВ1 = 153...179, НВ1 ср = 166), для колеса - сталь марки 25Л ( нормализация, НВ2 = 124...151, НВ2 ср = 137,5).

2) Определяем модуль зацепления из условия прочности зубьев на изгиб по формуле /4/:

где Мш. экв. - эквивалентный вращающий момент на валу шестерни, Н\*м;

Z1 - число зубьев шестерни, принимаем Z1 = 17;

bd - коэффициент ширины колеса, принимают bd = 0,4...0,6, при консольном расположении шестерни относительно опор и твердости зубьев колеса НВ2 < 350;

КF - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, принимают КF = 1,25...1,35;

YF - коэффициент формы зуба, принимаем YF = 4,26 по таблице в /4/.

Мш. экв. = Мк. экв. / (uз.п. \* з.п.),

где Мк. экв. - эквивалентный вращающий момент на валу колеса;

uз.п. - передаточное число открытой зубчатой передачи;

з.п. - КПД открытой зубчатой передачи (з.п. = 0,95).

Мш. экв. = 7983,7 / (2,26 \* 0,95) = 3718,5 Н\*м

[F] - допускаемое напряжение на изгиб, МПа.

[F] = (F limb \* KFL \* KFC) / SF ,

где F limb - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжения, МПа. Для выбранной марки стали F limb = 1,8 \* НВ (расчет ведут по средней твердости).

Средняя твердость НВ = (НВ1 +НВ2) / 2 = (166 + 137,5) / 2 = 151,75

F limb = 1,8 \* 151,75 = 273,15

SF - коэффициент безопасности, принимают SF = 1,75...2,30; принимаем SF = 2;

КFL - коэффициент долговечности, принимают КFL = 1;

КFC - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, для нереверсивных передач КFC = 1.

[F] = (273,75 \* 1 \* 1) / 2 = 136,9 МПа

По СТ СЭВ 310-76 полученное значение модуля зацепления округляем до ближайшего стандартного значения по табл. 8. /4/; m = 14 мм.

3) Расчет геометрических размеров шестерни и колеса:

делительные размеры:

d1 = m \* z1 ; d2 = m \* z2 = m \* z2 \* uз.п. (2.3.4.)

d1 = 14 \* 17 = 238 мм

d2 = 14 \* 17 \* 2,26 = 538 мм

диаметры вершин зубьев /4/:

dа1 = d1 + 2 \* m; dа2 = d2 + 2 \* m (2.3.5.)

dа1 = 238 + 2 \* 14 = 266 мм

dа2 = 538 + 2 \* 14 = 566 мм

диаметры впадин зубьев /4/:

df1 = d1 - 2,5 \* m; df2 = d2 - 2,5 \* m (2.3.6.)

df1 = 238 - 2,5 \* 14 = 203 мм

df2 = 538 - 2,5 \* 14 = 503 мм

ширина венца колеса и шестерни /4/:

b2 = bd \* d1 ; b1 = b2 + (2...5) мм (2.3.7.)

b2 = 0,5 \* 238 = 119 мм

b1 = 119 + 3 = 122 мм

межосевое расстояние определяется по формуле /4/:

aw = 0,5 \* (d1 + d2) (2.3.8.)

aw = 0,5 \* (238 + 538) = 388 мм

4) Окружная скорость определяется по формуле /4/:

*v* = ( \* d1 \* nш) / (60 \* 1000), (2.3.9.)

где nш - частота вращения шестерни, об/мин (nш = nдв = 670 об/мин).

*v* = (3,14 \* 238 \* 670) / (60 \* 1000) = 8,3 м/с

Назначаем 8-ю степень точности изготовления.

5) Проверочный расчет на изгибную прочность из основания зубьев шестерни выполняем по условию /4/:

где KFV - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку; по табл.2.7. /7/ KFV = 1,78 при *v* = 8 м/с и НВ  350.

6) Определяем внутренние диаметры ступиц:

для шестерни:

где [кр] = 15...20 МПа - допускаемое напряжение кручения.

для колеса:

Наружные диаметры ступиц у торца для стальных колес определяются по формуле /4/:

dст = 1,6 \* dв (2.3.13.)

для шестерни dст = 1,6 \* 98 = 156,8 мм

для колеса dст = 1,6 \* 126 = 201,6 мм

Длина ступиц определяется по формуле /4/:

*l*ст = 1,2 \* dв (2.3.14.)

для шестерни *l*ст = 1,2 \* 98 = 117,6 мм

для колеса *l*ст = 1,2 \* 126 = 151 мм

Толщина обода колеса определяется по формуле /4/:

D2 = 2,5 \* m (2.3.15)

D2 = 2,5 \* 14 = 25 мм

Толщина диска колеса определяется по формуле /4/:

С = 3 \* m (2.3.16.)

С = 3 \* 14 = 41 мм

**2.4. Расчет валов редуктора.**

**2.4.1. Определение расстояний между деталями передач.**

Расстояния между деталями передач определяем по расчетной схеме 2.4.1.

Расстояния между внешними поверхностями деталей передач определяется по соотношению:

L = d1 + d2 / 2 + d3 / 2 + d4 (2.4.1.1.)

L = 65,3 + 359,2 / 2 + 85,5 / 2 + 369 = 656 мм

Расстояние между вращающимися колесами и внутренними стенками редуктора определяется по формуле:

а = L + 3 (2.4.1.2.)

а = 656 + 3 = 12 мм

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колес определяется из соотношения b0  4 \* а.

b0  48 мм

Расстояние между торцевыми поверхностями колес принимаем с = = (0,3...0,5) \* а

с = 0,5 \* 12 = 6 мм

**Расстояние между деталями передач.**

**2.4.2. Расчет быстроходного вала.**

Определяются предварительные размеры вала /7/, показанные на рис.2.4.2.1.

d  (7...8) \* TБ , (2.4.2.1.)

dП  d + 2 \* t , (2.4.2.2.)

dБП  dП + 3 \* r , (2.4.2.3.)

где ТБ - крутящий момент на быстроходном валу, Н\*м;

t - высота заплечика, мм;

r - координата фаски подшипника.

d  7 \* 125,44 = 35 мм

dП  35 + 2 \* 2,5 = 40 мм

dБП  40 + 3 \* 2,5 = 47,5 мм

Вычисленные значения округляем в ближайшую сторону до стандартных, ГОСТ 6636-69.

d = 36 мм; dП = 40 мм; dБП = 48 мм.

Составляем расчетную схему вала, рис. 2.4.2.2.

Положение опор и точки приложения сил определяем приближенно.

*l* = B + (20...25) мм

*l* = *l*1 + *l*2

*l*1 = *l* / 3

*l* = 240 + 21 = 261 мм

*l*1 = 261 / 3 = 87 мм

*l*2 = 261 - 87 = 174 мм

Определяем основные нагрузки, приводим силы Ft , Fa , Fr к точке на оси вала, при этом возникает пара сил.

Ft1 = 3842 Н; Fa1 = 756,9 Н; Fr1 = 1427 Н.

М = Fa1 \* d1 / 2 = 756,9 \* 0,0653 / 2 = 24,7 Н\*м

Крутящий момент на валу:

Т = Ft1 \* d1 / 2 = 3842 \* 0,0653 / 2 = 125,4 Н\*м

Определяем реакции опор, используя уравнения статики в плоскости ZY:

по условию  МZ2 = 0 или - RZ1 \* (*l*1 + *l*2) - M + Fr1 \* *l*2 = 0

RZ1 = (- M + Fr1 \* *l*2) / (*l*1 + *l*2)

RZ1 = (-24,7 + 1427 \* 0,174) / (0,087 + 0,174) = 856,7 Н

по условию  МZ1 = 0 или - RZ2 \* (*l*1 + *l*2) - M + Fr1 \* *l*1 = 0

RZ2 = (- M + Fr1 \* *l*1) / (*l*1 + *l*2)

RZ2 = (-24,7 + 1427 \* 0,087) / (0,087 + 0,174) = 570,3 Н

Проверка  F2 = 0, т.е. RZ1 + RZ2 - Fr1 = 0 .

856,7 + 570,3 - 1427 = 0 - реакции определены правильно.

Определяем реакции опор, используя уравнения статики в плоскости ХY:

по условию  МХ2 = 0 или - RХ1 \* (*l*1 + *l*2) + Ft1 \* *l*2 = 0

RХ1 = (Ft1 \* *l*2) / (*l*1 + *l*2)

RХ1 = (3842 \* 0,174) / (0,087 + 0,174) = 2561,3 Н

-Ft1 + RХ1 + RХ2 = 0  RХ2 = RХ1 - Ft1 = 3842 - 2561,3 = 1280,7 Н

Определяем изгибающие моменты:

в плоскости ZY, сечении 1-1

МZ1 = RZ1 \* *l*1 = 856,7 \* 0,087 = 74,5 Н\*м

МZ1 = МZ1 + М = 74,5 + 24,7 = 99,2 Н\*м

в плоскости ХY, сечении 1-1

МХ1 = RХ1 \* *l*1 = 2561,3 \* 0,087 = 222,8 Н\*м

Строим эпюры изгибающих моментов МZ , МХ , рис. 2.4.2.2.

Определяем суммарные изгибающие моменты в сечении 1-1.

Наиболее опасное сечение - 1-1, где расположена шестерня вала.

Определяем коэффициент запаса прочности по формуле /7/:

где [S] - допускаемый коэффициент запаса прочности, [S] = 2...2,5;

S - коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба;

S - коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения.

где  -1 ,  - 1 - пределы выносливости материала вала соответственно при изгибе и кручении, МПа;

 -1 = (0,4...0,5) \* в ;  - 1 = 0,58 \*  -1 ,

где в - предел прочности материала вала, МПа (по табл. 10.2. /7/);

а и а - амплитуды переменных составляющих циклов напряжений, МПа;

m и m - постоянные составляющие циклов, МПа;

 и  - коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений, для сталей /7/:

 = 0,02 + 2 \* 10-4 \* в ;  = 0,5 \*  ;

Кd и КF - масштабный фактор и фактор качества (табл. 10.3. и 10.4. /7/);

К и К - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (табл. 10.7. /7/).

Напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, напряжения кручения по отнулевому /7/.

- для симметричного цикла:

а = М / W; m = 0, (2.4.2.7.)

где W - момент сопротивления изгибу;

для сплошного сечения W = 0,1 \* d3 ;

для сечения со шпоночным пазом W =

- для отнулевого цикла:

а = m = 0,5 \* max ; max = Т / Wp , (2.4.2.8.)

где Wp - момент сопротивления кручению;

для сплошного сечения Wp = 0,2 \* d3 ;

для сечения со шпоночным пазом Wp =

Размеры шпоночного паза определяются по табл. 24.32. /7/.

Для изготовления вала выбираем сталь 45, термообработка улучшение, предел прочности в = 750 МПа.

Пределы выносливости:

 -1 = (0,4...0,5) \* в = 0,45 \* 750 = 337,5 МПа

 - 1 = 0,58 \*  -1 = 0,58 \* 337,5 = 195,8 МПа

Амплитуды переменных составляющих циклов напряжений для d = 36 мм.

а = М / W = М / (0,1 \* d3) = 243900 / (0,1 \* 363) = 52,3 МПа

а = m = 0,5\*Т/Wp = 0,5 \* Т/(0,1 \* d3) = 0,5 \* 125400/(0,1 \* 363) = 13,4 МПа

Постоянные составляющие циклов напряжений:

m = 0; а = m = 13,4 МПа

Масштабный коэффициент и фактор качества:

Кd = 0,86; КF = 1,07

Коэффициенты концентрации напряжений:

К = 2,8; К = 1,85

Коэффициенты:

 = 0,02 + 2 \* 10-4 \* в = 0,02 + 2 \* 10-4 \* 750 = 0,17

 = 0,5 \*  = 0,5 \* 0,17 = 0,085

Коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба:

Коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения:

Коэффициент запаса прочности:

Условие прочности выполняется.

Определяются предварительные размеры вала /7/ показанные на рис. 2.4.3.1.

dК  (6...7) \* Тпр , (2.4.3.1.)

где Тпр - крутящий момент на промежуточном валу.

dБК  dК + 3 \* f , (2.4.3.2.)

где f - размеры фаски.

dБП  dП + 3 \* r , (2.4.3.3.)

dП = dК - 3 \* r , (2.4.3.4.)

dК  6 \* 803 = 55,7 мм

dБК  55,7 + 3 \* 2 = 61,7 мм

dП = 55,7 - 3 \* 3 = 46,7 мм

dБП  46,7 + 3 \* 3 = 55,7 мм

Вычисленные значения округляем в ближайшую сторону до стандартных, ГОСТ 6636-69.

dК = 56 мм; dБК = 63 мм; dП = 50 мм; dБП = 56 мм.

Составляем расчетную схему вала, рис. 2.4.3.2.

Положение опор и точки приложения сил определяем приближенно с учетом конструкции быстроходного вала.

Определяем основные нагрузки, приводим силы Ft , Fа , Fr , к точке на оси вала, при этом возникает пара сил.

Ft2 = 3842 Н; Fа2 = 756,9 Н Fr2 = 1427 Н.

Ft3 = 18596,5 Н; Fr3 = 6769 Н.

Т2 = Ft2 \* dк2 / 2 = 3842 \* 0,3592 / 2 = 690 Н\*м

М2 = Fa2 \* dк2 / 2 = 756,9 \* 0,3592 / 2 = 135,9 Н\*м

Т3 = Ft3 \* dк3 / 2 = 18596,5 \* 0,0855 / 2 = 795 Н\*м

М3 = Fa3 \* dк3 / 2 = 0 , т.к. Faв = 0 (tg = 0).

Определяем реакции опор, использую уравнения статики в плоскости ZY:

по условию  МZ2 = 0 или RZ1 \*(*l*1 + *l*2 + *l*3) - M2+Fr3 \* *l*3+Fr2 \* (*l*2 + *l*3)= 0

RZ1 = (- M2 + Fr3 \* *l*3 + Fr2 \* (*l*2 + *l*3)) / (*l*1 + *l*2 + *l*3)

RZ1 = (-135,9 + 6769 \* 0,084 + 1427 \* (0,09 + 0,084)) / (0,087 + 0,09 + + 0,084) = 2609,2 Н

по условию  МZ1 = 0 или RZ2 \* (*l*1 + *l*2 + *l*3) -М2-Fr2 \* *l*1-Fr3 \* (*l*1+*l*2)= 0

RZ2 = (Fr3 \* (*l*1+*l*2) + Fr2 \* *l*1 + М2) / (*l*1 + *l*2 + *l*3)

RZ2 = (6769 \* (0,087 + 0,09) + 1427 \* 0,087 + 135,9) / (0,087 + 0,09 + + 0, 084) = 5586,8 Н

Проверка  FZ = 0, т.е. - RZ1 + Fr2 + Fr3 - RZ2 = 0 .

-2609,2 + 1427 +6769 - 5586,8 = 0 - реакции определены правильно.

Определяем реакции опор, используя уравнения статики в плоскости ХY:

по условию  МХ1 = 0 или RХ2 \* (*l*1 + *l*2 + *l*3) - Ft3 \* (*l*1 + *l*2) - Fr2 \* *l*1 = 0

RХ2 = (Ft3 \* (*l*1 + *l*2) + Fr2 \* *l*1) / (*l*1 + *l*2 + *l*3)

RХ2 = (18596,5 \* (0,084 + 0,09) +3842 \* 0,087) / (0,087 + 0,09 + 0,174) = 13892,1 Н

по условию  МХ2 = 0 или - RХ1 \* (*l*1 + *l*2 + *l*3) + Ft2 \* (*l*2 + *l*3) + Fr3 \* *l*3 = 0

RХ1 = (Ft2 \* (*l*2 + *l*3) + Fr3 \* *l*3) / (*l*1 + *l*2 + *l*3)

RХ1 = (3842 \* (0,09 + 0,084) + 18596,5 \* 0,084) / ((0,087 + 0,09 + 0,174) = 8546,4 Н

Проверка  FХ = 0, т.е. RХ1 - Ft2 - Ft3 + RX2 = 0 .

8546,4-3842-18596,5+13892,1 = 0 - реакции определены правильно.

Определяем изгибающие моменты:

в плоскости ZY:

в сечении 1-1: МZ1 = RZ1 \* *l*1 = 2609,2 \* 0,087 = 227 Н\*м

МZ1 = МZ1 + М2 = 227 + 135,9 = 362,9 Н\*м

в сечении 2-2: МZ2 = RZ2 \* *l*3 = 5586,8 \* 0,084 = 469,3 Н\*м

в плоскости ХY:

в сечении 1-1: МХ1 = RХ1 \* *l*1 = 8546,4 \* 0,087 = 743,5 Н\*м

в сечении 2-2: МХ2 = RХ2 \* *l*3 = 13892,1 \* 0,084 = 1166,9 Н\*м

Определяем суммарные изгибающие моменты:

в сечении 1-1:

в сечении 2-2:

Наиболее опасное сечение 2-2, где расположена шестерня вала.

Для изготовления вала выбираем сталь 40Х, термообработка - закалка Т.В.Ч., предел прочности в = 850 МПа.

Пределы выносливости при кручении и изгибе:

 -1 = (0,4...0,5) \* в =0,45 \* 850 = 382,5 МПа

 - 1 = 0,58 \*  -1 = 0,58 \* 382,5 = 221,85 МПа

Амплитуды переменных составляющих циклов напряжений определяем по формулам 2.4.2.7. и 2.4.2.8.:

а = М / W = М / (0,1 \* d3) = 1257700 / (0,1 \* 563) = 71,6 МПа

а = 0,5\*Т / Wp = 0,5 \* Т / (0,2 \* d3) = 0,5 \* 795000 / (0,2 \* 563) = 11,3 МПа

Постоянные составляющие циклов напряжений:

m = 0 m = а = 11,3 МПа

Масштабный коэффициент и фактор качества (табл.10.3. и 10.4. /7/):

Кd = 0,69; КF = 1,13

Коэффициенты концентрации напряжений (табл.10.7. и 10.8. /7/):

К = 1,62; К = 1,3

Коэффициенты:

 = 0,02 + 2 \* 10-4 \* в = 0,02 + 2 \* 10-4 \* 850 = 0,19

 = 0,5 \*  = 0,5 \* 0,19 = 0,095

Коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба определяется по формуле 2.4.2.5.:

Коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения определяется по формуле 2.4.2.6.:

Коэффициент запаса прочности определяется по формуле 2.4.2.4.:

Условие прочности выполняется.

**2.4.4. Расчет тихоходного вала.**

Определяются предварительные размеры вала /7/, показанные на рис.2.4.4.1.

d  (5...6) \* TТ , (2.4.4.1.)

dП  d + 2 \* t , (2.4.4.2.)

dБП  dП + 3 \* r , (2.4.4.3.)

dк = dБП + 7 мм , (2.4.4.4.)

где ТТ - крутящий момент на тихоходном валу, Н\*м;

t - высота заплечика, мм;

r - координата фаски подшипника.

d  5,5 \* 3238,83 = 81,3 мм

dП  81,3 + 2 \* 3,5 = 88,3 мм

dБП  88,3 + 3 \* 3,5 = 98,8 мм

dк = 98,8 + 7 = 105,8 мм

Вычисленные значения округляем в ближайшую сторону до стандартных, ГОСТ 6636-69.

d = 80 мм; dП = 90 мм; dБП = 100 мм; dк = 105 мм

Составляем расчетную схему вала, рис. 2.4.4.2.

Положение опор и точки приложения сил определяем приближенно с учетом конструкции промежуточного вала.

Определяем основные нагрузки, приводим силы Ft и Fr к точке на оси вала.

Ft4 = 18596,5 Н; Fr4 = 6769 Н.

Крутящий момент на валу:

Т4 = Ft4 \* d4 / 2 = 18596,5 \* 0,0369 / 2 = 3431 Н\*м

Определяем реакции опор, используя уравнения статики в плоскости ZY:

по условию  МZ2 = 0 или RZ1 \* (*l*1 + *l*2) - Fr4 \* *l*2 = 0

RZ1 = (Fr4 \* *l*2) / (*l*1 + *l*2)

RZ1 = (6769 \* 0,177) / (0,177 + 0,084) = 2178,5 Н

по условию  МZ1 = 0 или - RZ2 \* (*l*1 + *l*2) + Fr4 \* *l*1 = 0

**Расчетная схема тихоходного вала.**

Рис. 2.4.4.2.RZ2 = (Fr4 \* *l*1) / (*l*1 + *l*2)

RZ2 = (6769 \* 0,1777) / (0,177 + 0,084) = 4590,5 Н

Проверка  FZ = 0, т.е. RZ1 - Fr4 + RZ2 = 0 .

2178,5 - 6769 + 4590,5 = 0 - реакции определены правильно.

Определяем реакции опор, используя уравнения статики в плоскости ХY:

по условию  МХ2 = 0 или - RХ1 \* (*l*1 + *l*2) + Ft4 \* *l*2 = 0

RХ1 = (Ft4 \* *l*2) / (*l*1 + *l*2)

RХ1 = (18596,5 \* 0,084) / (0,177 + 0,084) = 5985,1 Н

по условию  МХ1 = 0 или RХ2 \* (*l*1 + *l*2) - Ft4 \* *l*1 = 0

RХ1 = (Ft4 \* *l*1) / (*l*1 + *l*2)

RХ1 = (18596,5 \* 0,177) / (0,177 + 0,084) = 12611,4 Н

Проверка  FХ = 0, т.е. RХ1 - Fr4 + RХ2 = 0 .

5985,1 - 18596,5 + 12611,4 = 0 - реакции определены правильно.

Определяем изгибающие моменты:

в плоскости ZY, сечении 1-1

МZ1 = RZ1 \* *l*1 = 2178,5 \* 0,177 = 385,6 Н\*м

в плоскости ХY, сечении 1-1

МХ1 = RХ1 \* *l*1 = 5985,1 \* 0,177 = 1059,4 Н\*м

Определяем суммарный изгибающий момент в сечении 1-1.

Наиболее опасное сечение 1-1, где расположена шестерня вала.

Для изготовления вала выбираем сталь 45, термообработка - нормализация, предел прочности в = 600 МПа.

Пределы выносливости при кручении и изгибе:

 -1 = (0,4...0,5) \* в = 0,45 \* 600 = 270 МПа

 - 1 = 0,58 \*  -1 = 0,58 \* 270 = 156,6 МПа

Амплитуды переменных составляющих циклов напряжений определяем по формулам 2.4.2.7. и 2.4.2.8.

Момент сопротивления изгибу для сечения со шпоночным пазом (выбираем шпонку при d = 80 мм с b = 22 мм и t1 = 9 мм):

Момент сопротивления кручению для сечения со шпоночным пазом (шпонка та же):

а = М / W = 1127400 / 44961,8 = 25,1 МПа

а = 0,5 \* Т / Wp = 0,5 \* 3431000 / 96161,8 = 17,8 МПа

Постоянные составляющие циклов напряжений:

m = 0; m = а = 17,8 МПа

Масштабный коэффициент и фактор качества (табл.10.2. и табл.10.3. /7/):

Кd = 0,74; КF = 1,02

Коэффициенты концентрации напряжений (табл.10.7. и табл.10.8. /7/):

К = 1,6; К = 1,4

Коэффициенты:

 = 0,02 + 2 \* 10-4 \* в = 0,02 + 2 \* 10-4 \* 600 = 0,14

 = 0,5 \*  = 0,5 \* 0,14 = 0,07

Коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба определяется по формуле 2.4.2.5.:

Коэффициент запаса прочности по напряжениям кручения определяется по формуле 2.4.2.6.:

Коэффициент запаса прочности определяется по формуле 2.4.2.4.:

Условие прочности выполняется.

**2.5. Расчет шпоночных соединений.**

Для передачи крутящего момента от вала к ступице и наоборот, в редукторах используют призматические шпонки.

Расчет производится в следующей последовательности: по диаметру вала d подбирается ширина шпонки b и высота h, длину ступицы детали принимают по соотношению *l*ст = (0,8...1,5) \* d. Длину шпонки *l*шп определяют по соотношению *l*шп = *l*ст - (5...10) мм. Окончательно размеры шпонки уточняются по ГОСТ 23360-78.

После выбора шпонки выполняется проверочный расчет шпоночного соединения на смятие:

см = (4,4 \* Т \* 103) / (d \* h \* *l*p)  [см], (2.5.1.)

где Т - крутящий момент на валу, Н\*м;

d - диаметр вала, мм;

h - высота шпонки, мм;

*l*p - рабочая длина шпонки (*l*p = *l*шп - b);

[см] - допускаемое напряжение смятия ([см] = 120...140 МПа).

1) Расчет шпоночного соединения между двигателем и редуктором (d = 38 мм).

Длину ступицы колеса принимаем:

*l*ст = 1,2 \* d = 1,2 \* 38 = 46 мм

По ГОСТ 23360-78 (табл.24.32 /7/) выбираем шпонку:

ширина шпонки b = 10 мм;

высота шпонки h = 8 мм;

длина шпонки *l*шп = *l*ст - (5...10) мм = 46 - 6 = 40 мм;

в соответствии с ГОСТ 23360-78 назначаем *l*шп = 40 мм.

Рабочая длина шпонки определяется:

*l*р = *l*шп - b = 40 - 10 = 30 мм

Выполняем проверочный расчет шпоночного соединения на смятие по формуле 2.5.1.:

см = (4,4 \* 128 \* 103) / (38 \* 8 \* 30) = 62 МПа  [см] = (120...140 МПа)

Все детали шпоночного соединения изготовлены из стали, условие прочности выполняется.

2) Расчет шпоночного соединения на промежуточном валу (d = 56 мм).

Длину ступицы колеса принимаем:

*l*ст = 1,2 \* d = 1,2 \* 56 = 67 мм

По ГОСТ 23360-78 (табл.24.32 /7/) выбираем шпонку:

ширина шпонки b = 16 мм;

высота шпонки h = 10 мм;

длина шпонки *l*шп = *l*ст - (5...10) мм = 67 - 5 = 62 мм;

в соответствии с ГОСТ 23360-78 назначаем *l*шп = 63 мм.

Рабочая длина шпонки определяется:

*l*р = *l*шп - b = 63 - 16 = 47 мм

Выполняем проверочный расчет шпоночного соединения на смятие по формуле 2.5.1.:

см = (4,4 \* 803 \* 103) / (56 \* 10 \* 47) = 134 МПа  [см] = (120...140 МПа)

Все детали шпоночного соединения изготовлены из стали, условие прочности выполняется.

3) Расчет шпоночного соединения на тихоходном валу (d = 80 мм).

Длину ступицы колеса принимаем:

*l*ст = 1,5 \* d = 1,5 \* 80 = 130 мм

По ГОСТ 23360-78 (табл.24.32 /7/) выбираем шпонку:

ширина шпонки b = 22 мм;

высота шпонки h = 14 мм;

длина шпонки *l*шп = *l*ст - (5...10) мм = 130 - 5 = 125 мм;

в соответствии с ГОСТ 23360-78 назначаем *l*шп = 125 мм.

Рабочая длина шпонки определяется:

*l*р = *l*шп - b = 125 - 22 = 103 мм

Выполняем проверочный расчет шпоночного соединения на смятие по формуле 2.5.1.:

см = (4,4 \* 3431 \* 103)/(80 \* 14 \* 103) = 134 МПа  [см]= (120...140 МПа)

Все детали шпоночного соединения изготовлены из стали, условие прочности выполняется.

4) Расчет шпоночного соединения на между тихоходным валом и соединительной муфтой валу (d = 70 мм).

Длину ступицы колеса принимаем:

*l*ст = 1,5 \* d = 1,5 \* 70 = 105 мм

По ГОСТ 23360-78 (табл.24.32 /7/) выбираем шпонку:

ширина шпонки b = 20 мм;

высота шпонки h = 12 мм;

длина шпонки *l*шп = *l*ст - (5...10) мм = 105 - 5 = 100 мм;

в соответствии с ГОСТ 23360-78 назначаем *l*шп = 100 мм.

Рабочая длина шпонки определяется:

*l*р = *l*шп - b = 100 - 22 = 80 мм

Выполняем проверочный расчет шпоночного соединения на смятие по формуле 2.5.1.:

см = (4,4 \* 3431 \* 103)/(70 \* 12 \* 80) = 109 МПа  [см] = (120...140 МПа)

Все детали шпоночного соединения изготовлены из стали, условие прочности выполняется.

**2.6. Подбор подшипников качения.**

Основным расчетом для подшипников качения при частоте вращения n  10 мин -1 является расчет на долговечность. Расчетная долговечность (ресурс) выражается в часах и определяется по формуле /6/:

Ln = ( Cr / Pэкв)m \* (106 / (60 \* n))  [Ln], (2.6.1.)

где n - частота вращения вала , мин -1;

[Ln] - рекомендуемое значение долговечности, ч ([Ln] = 10000 ч);

Pэкв - эквивалентная нагрузка для подшипника, определяется по формуле /6/:

Pэкв = (V \* X \* FR + Y \* Fa) \* Кб \* Кт , (2.6.2.)

где V - коэффициент вращения, V = 1 - внутреннее кольцо вращается, V = 1,2 - наружное кольцо вращается;

FR - радиальная нагрузка, определяется по формуле /6/:

FR = Rz2 + Rх2 , (2.6.3.)

где Rz и Rх - реакции опор.

Fa - осевая сила;

Х и Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (/9/);

Кб - коэффициент безопасности (Кб = 1,3...1,5);

Кт - температурный коэффициент, при t  100 Кт = 1;

m - коэффициент тела качения, m = 3 - для шариков; m = 10/3 - для роликов.

Cr - динамическая грузоподъемность подшипника.

1) Подбор подшипников для быстроходного вала.

Реакции опор определяются по формуле 2.6.3.:

Рис. 2.6.1.

FR1 = Rz12 + Rх12 = (856,7)2 + (2561,3)2 = 2700,8 Н

FR2 = Rz22 + Rх22 = (570,3)2 + (1280,7)2 =1402 Н

Назначаем подшипник шариковый радиально-упорный (табл.10. /9/) 36208. Геометрические параметры: d = 40 мм; D = 80 мм; B =18 мм; r = 2 мм; r1 = 1 мм; динамическая грузоподъемность Cr = 38900 Н; статическая грузоподъемность C0r = 23200 Н.

Опора 1.

Fa1 / C0r = 756,9 / 23200 = 0,033 е = 0,34 (по табл. 10.9. /9/)

Fa1 / (V \* FR1) = 756,9 / (1 \* 2700,8) = 0,28 < е

Выбираем по табл. 10. /9/ при Fa1 / (V \* FR1) < е х = 1, y = 0.

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле 2.6.2.:

Pэкв1 = (1 \* 1 \* 2700,8 + 0 \* 756,9) \* 1,4 \* 1 = 3781 Н

Опора 2.

Fa2 = 0; х = 1; у = 0.

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле 2.6.2.:

Pэкв2 = (1 \* 1 \* 1402 + 0 \* 0) \* 1,4 \* 1 = 1962,8 Н

Pэкв1 > Pэкв2 , наиболее нагружен подшипник опоры 1.

Определяем ресурс подшипника в часах по формуле 2.6.1.:

Ln = (38900 / 3781)3 \* (106 / (60 \* 670)) = 27089,5 ч > [Ln] = 10000 ч

Условие расчета выполняется.

2) Подбор подшипников для промежуточного вала.

Реакции опор FR1 и FR2 определяются по формуле 2.6.3.:

Рис. 2.6.2.

FR1 = Rz12 + Rх12 = (2609,2)2 + (8546,4)2 = 8935,8 Н

FR2 = Rz22 + Rх22 = (5586,8)2 + (13892,1)2 =14973,4 Н

Назначаем подшипник шариковый радиально-упорный (табл.10. /9/) 66410. Геометрические параметры: d = 50 мм; D = 130 мм; B =31 мм; r = 3,5 мм; r1 = 2 мм; динамическая грузоподъемность Cr = 98900 Н; статическая грузоподъемность C0r = 60100 Н.

Опора 1.

Fa1 / C0r = 756,9 / 60100 = 0,013 е = 0,3 (по табл. 10.9. /9/)

Fa1 / (V \* FR1) = 756,9 / (1 \* 8935,8) = 0,08 < е

Выбираем по табл. 10. /9/ при Fa1 / (V \* FR1) < е х = 1, y = 0.

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле 2.6.2.:

Pэкв1 = (1 \* 1 \* 8935,8 + 0 \* 756,9) \* 1,4 \* 1 = 12510 Н

Опора 2.

Fa2 = 0; х = 1; у = 0.

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле 2.6.2.:

Pэкв2 = (1 \* 1 \* 14973,4 + 0 \* 0) \* 1,4 \* 1 = 20962,8 Н

Pэкв2 > Pэкв1 , наиболее нагружен подшипник опоры 2.

Определяем ресурс подшипника в часах по формуле 2.6.1.:

Ln = (98900 / 20962,8)3 \* (106 / (60 \* 101,5)) = 17243,4 ч > [Ln] = 10000 ч

Условие расчета выполняется.

3) Подбор подшипников для тихоходного вала.

Реакции опор FR1 и FR2 определяются по формуле 2.6.3.:

Рис. 2.6.3.

FR1 = Rz12 + Rх12 = (2178,5)2 + (5985,1)2 = 6369,2 Н

FR2 = Rz22 + Rх22 = (4590,5)2 + (12611,4)2 =13420,9 Н

Назначаем подшипник шариковый радиальный (табл.10. /9/) 116. Геометрические параметры: d = 80 мм; D = 125 мм; B =22 мм; r = 2 мм; динамическая грузоподъемность Cr = 47700 Н; статическая грузоподъемность C0r = 31500 Н.

Опора 1.

Fa = 0; х = 1; у = 0.

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле 2.6.2.:

Pэкв1 = (1 \* 1 \* 6369,2 + 0 \* 0) \* 1,4 \* 1 = 8916,9 Н

Опора 2.

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле 2.6.2.:

Pэкв2 = (1 \* 1 \* 13420,9 + 0 \* 0) \* 1,4 \* 1 = 18789,3 Н

Pэкв2 > Pэкв1 , наиболее нагружен подшипник опоры 2.

Определяем ресурс подшипника в часах по формуле 2.6.1.:

Ln = (47700 / 18789,3)3 \* (106 / (60 \* 24,2)) = 11268,2 ч > [Ln] = 10000 ч

Условие расчета выполняется.

**2.7. Подбор стандартных муфт.**

В приводах машин для соединения валов и компенсации их смещений, возникающих в результате неточности изготовления и монтажа используют жесткие или упругие компенсирующие муфты.

Типоразмер муфты выбирается по диаметру вала и величине расчетного крутящего момента с условием:

Тр = К \* Тном < [Т], (2.7.1.)

где К - коэффициент динамичности (К = 1,2...1,5);

Тном - крутящий момент на валу;

[Т] - предельное значение момента муфты, Н\*м, определяется по ГОСТу.

1) Муфта соединяющая вал двигателя с быстроходным валом редуктора.

Тном = 125,44 Н\*м; К = 1,2

Расчетный крутящий момент:

Тр = К \* Тном = 1,2 \* 125,44 = 150,5 Н\*м

Выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую (табл. 13.2 /6/), ГОСТ 21424-75.

Характеристика: d = 38 мм; [Т] = 250 Н\*м; n = 3800 мин -1.

2) Муфта соединяющая тихоходный вал с барабаном.

Тном = 3431 Н\*м; К = 1,2

Расчетный крутящий момент:

Тр = К \* Тном = 1,2 \* 3431 = 3920 Н\*м

Выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую (лист 261 /17/), ГОСТ 21424-75.

Характеристика: d = 85 мм; [Т] = 4000 Н\*м; n = 1800 мин -1.

**2.8. Выбор и расчет тормоза.**

По правилам госгортехнадзора тормоз подбирается из каталога по статическому крутящему моменту, создаваемому грузом на тормозном валу, который определяется по формуле /1/:

Мторм = Кт \* Мст , (2.8.1.)

где Кт - коэффициент запаса торможения (Кт = 1,5 для режима работы - легкий);

Мст - статический момент при торможении, Н\*м.

Статический момент при торможении определяется по формуле /1/:

Мст = (Sмакс \* Dб \* м) / uм , (2.8.2.)

где Sмакс - максимальное расчетное усилие в ветви каната, Н;

Dб - диаметр барабана, м;

м - общий КПД механизма;

uм - передаточное число механизма.

Мст = (20162 \* 0,24 \* 0,8) / 63,2 = 61,25 Н\*м

Мторм = 1,5 \* 61,25 = 91,9 Н\*м

По каталогу (табл. 12П. /2/) выбираем тормоз ТКТ-200 с короткоходовым электромагнитом МО-200Б. Табличный момент этого тормоза равен 160 Н\*м при ПВ - 40%, у нас же ПВ - 15%. Тормозную ленту для обкладок выбираем типа А (по ГОСТ 1198-78), тормозной шкив - стальное литье.

Определяется необходимая сила трения между колодкой и шкивом по формуле /1/:

Fторм = Мторм / Dт , (2.8.3.)

где Dт - диаметр тормозного шкива (у тормоза ТКТ-200 Dт = 0,2).

Fторм = 91,9 / 0,2 = 459,5 Н

Усилие прижатия колодки к тормозному шкиву определяется по формуле /1/:

N = Fтр / f , (2.8.4.)

где f - коэффициент трения (f = 0,35..0,40; по табл.8. /1/).

N = 459,5 / 0,37 = 1241,9 Н

Проверяем колодки на удельное давление по условию /1/:

р = N / (Bк \* Lк), (2.8.5.)

где Bк - рабочая ширина колодки, м (у тормоза ТКТ-200 Bк = 0,095 м по табл. 12П. /2/);

Lк - длина дуги обхвата колодки, м.

Длина дуги колодки при угле обхвата тормозного шкива колодкой  = 700 составляет /1/:

Lк = ( \* Dт \* ) / 360 (2.8.6.)

Lк = (3,14 \* 0,2 \* 70) / 360 = 0,122 м

р = 1241,9 / (0,095 \* 0,122) = 107152,7 Па = 0,11 МПа,

что меньше 0,3 МПа - допускаемого значения для выбранных материалов.

Проверяем колодки на нагрев по удельной мощности трения по формуле /1/:

А = р \* *v*р \* f  [А], (2.8.7.)

где [А] - допускаемая удельная мощность трения [А] = 1,5...2,0 МН/м\*с;

*v*р - расчетная скорость на ободе шкива, м/с.

*v*р = с0 \* *v*, (2.8.8.)

где с0 = 1,1..1,2 - коэффициент безопасности при спуске груза;

*v* - окружная скорость на ободе шкива, м/с.

*v* = ( \* Dт \* nдв) / 60, (2.8.9.)

где nдв - частота вращения двигателя, мин -1.

*v* = (3,14 \* 0,2 \* 670) / 60 = 7 м/с

*v*р = 1,15 \* 7 = 8,05 м/с

А = 0,11\* 8,05 \* 0,37 = 0,3 МН/м\*с  [А] = 1,5...2,0 МН/м\*с

Расчет рабочей пружины тормоза.

Рабочее усилие в главной пружине с учетом действия якоря магнита и вспомогательной пружины определяется по формуле /1/:

Fгл = N \* a1 / a2 + Mяк / е + Fbc , (2.8.10.)

где N \* a1 / a2 - усилие замыкания рычагов тормоза, Н;

a1 и a2 - плечи рычагов, м (табл. 12П. /2/);

Mяк / е - усилие, действующее на шток от силы тяжести массы якоря, Н (табл. 13П. /2/);

Fbc - усилие вспомогательной пружины, Fbc = 30...50 Н.

Для тормоза ТКТ-200: a1 = 135 мм; a2 = 305 мм; Mяк = 3,6 Н\*м; е = = 40 мм, принимаем Fbc = 40 Н.

Fгл = 1241,9 \* 0,135 / 0,305 + 3,6 / 0,04 + 40 = 679,7

Расчет пружины производим по расчетной силе Fр с учетом дополнительного сжатия по формуле:

Fр = Fгл \* К0 , (2.8.11.)

где К0 = 1,25...1,50 - коэффициент запаса.

Fр = 679,7 \* 1,3 = 883,6 Н

Диаметр проволоки для главной пружины из расчета на деформацию кручения определяется по формуле /1/:

где с = D / dпр - индекс пружины круглого сечения;

D - средний диаметр пружины, мм;

К - коэффициент, зависящий от формы сечения и кривизны витка пружины, выбирается в зависимости от индекса пружины с;

[] - допускаемые напряжения на кручение, для материала пружин из стали 60С2А составляют [] = 400 МПа, для пружин 1 класса соударение витков отсутствует.

Принимаем индекс пружины с = 6, тогда К = 1,24 /1/.

Из ряда диаметров по ГОСТ 13768-68 на параметры витков пружин принимаем dпр = 6,5 мм.

Средний диаметр пружины D = с \* dпр = 6 \* 6,5 = 39 мм.

Обозначение пружины: 60С2А-Н-П-ГН-6,5 ГОСТ 14963-69.

Жесткость пружины определяется по формуле /1/:

Z = (G \* dпр4) / (8 \* D3 \* n), (2.8.13.)

где G - модуль сдвига для стали; G = 8\*104 МПа;

n - число рабочих витков.

Для определения числа рабочих витков задаемся длиной Нd и шагом рd пружины в рабочем (сжатом) состоянии:

Нd = (0,4...0,5) \* Dт = 0,45 \* 200 = 90 мм

рd = (1,2...1,3) \* dпр = 1,2 \* 6,5 = 7,8 мм

Число рабочих витков определяем по формуле /1/:

n = (Hd - dпр) / рd (2.8.14.)

n = (90 - 6,5) / 7,8 = 10,7

Величину n округляем до целого числа, т.е. n = 11.

Z = (80000 \* 6,54) / (8 \* 3,93 \* 11) = 27,4 Н/мм

Длина нагруженной пружины определяется по формуле /1/:

Н0 = Нd + (1,1...1,2) \* Fp / Z (2.8.15.)

Н0 = 90 + 1,15 \* 883,6 / 27,4 = 127 мм

Сжатие пружины при установке ее на тормозе:

Н0 - Нd = 127 - 90 = 37 мм

Наибольшее напряжение в проектируемой пружине определяется по формуле /1/:

макс = (8 \* D \* Fмакс \* К) / ( \* dпр3) , (2.8.16.)

где Fмакс - максимальное усилие в пружине при ее дополнительном сжатии, Н.

Fмакс = Fгл + Z \* h, (2.8.17.)

где h - дополнительное сжатие пружины, равное ходу штока тормоза.

h =  \* е , (2.8.18.)

где  - угол поворота якоря электромагнита (для электромагнита МО-200Б  = 5,50 табл. 13П. /2/).

 = (5,5 \* 2 \* ) / 360 = (5,5 \* 2 \* 3,14) / 360 = 0,096 рад

h = 0,096 \* 40 = 3,84 мм

Fмакс = 679,7 + 27,4 \* 3,84 = 784,9 Н

Определяем наибольшее напряжение в пружине по формуле 2.8.16.:

макс = (8 \* 39 \* 784,9 \* 1,24) / (3,14 \* 6,53) = 352 МПа  [] = 400 МПа

Отход колодок от шкива определяем по формуле /1/:

 = (а1 / (2 \* а2)) \* h , (2.8.19.)

где h - ход штока тормоза;

а1 и а2 - плечи рычагов тормоза, мм.

 = (135 / (2 \* 205)) \* 3,84 = 0,85 мм

Отход колодок от тормоза регулируется в пределах от 0,5 до 0,8 мм.

Проверочный расчет электромагнита.

Работа электромагнита Wэм тормоза должна быть больше работы растормаживания Wр .

Работа электромагнита тормоза определяется по формуле /1/:

Wэм = Мэм \*  , (2.8.20.)

где Мэм - рабочий момент якоря магнита (Мэм = 40 Н\*м из табл. 13П. /2/);

 - угол поворота якоря, рад.

Wэм = 40 \* 0,096 = 3,84 Н\*м

Работа растормаживания колодок определяется по формуле /1/:

Wр = (2 \* N \* ) / (0,9 \* ) , (2.8.21.)

где  = 0,95 - КПД рычажной системы тормоза.

Wр = (2 \* 1241,9 \* 0,8) / (0,9 \* 0,95 \* 103) = 2,3 Н\*м

Wэм > Wр , следовательно электромагнит подходит.

**2.9. Расчет механизма подъема в период неустановившегося**

**движения.**

В пусковой период суммарный момент определяется по формуле /5/:

Мпуск = Мст + Мд.п. + Мд.в. , (2.9.1.)

где Мст - статические момент, необходимый для преодоления веса груза и сопротивлений сил трения в звеньях механизма, Н\*м;

Мд.п. - динамический момент, необходимый для преодоления сил инерции поступательно движущихся масс груза и подвески, Н\*м;

Мд.в. - динамический момент, необходимый для преодоления сил инерции вращающихся масс механизма, Н\*м.

Статический момент на валу электродвигателя определяется по формуле /5/:

Мст = Мст.б. / (uо \* пр), (2.9.2.)

где Мст.б. - статический момент на барабане, Н\*м;

uо - общее передаточное число механизма подъема груза;

пр - КПД привода (пр = 0,8).

Статический момент на барабане определяется по формуле /5/:

Мст.б. = Smax \* Dб / 2 (2.9.3.)

Мст.б. = 20162 \* 0,24 / 2 = 2419,4 Н\*м

Мст = 2419,4 / (63,2 \* 0,8) = 47,85 Н\*м

Динамический момент сил инерции поступательно движущихся масс определяется по формуле /5/:

где о - общий КПД;

tпуск - время пуска, с.

Время пуска определяется по формуле /5/:

где GD12 - сумма маховых моментов масс вращающихся на первом валу механизма, кг\*м2;

GD12 = GD2рот + GD2муф ,

где GD2рот - маховый момент ротора двигателя (у нашего двигателя GD2рот = 1,1 кг\*м2);

GD2муф - маховый момент тормозной муфты (у нашей муфты GD2муф = 0,44 кг\*м2).

Средний пусковой момент двигателя (Мдв.пуск.ср.) определяется по формуле /5/:

Мдв.пуск.ср. = (1,5...1,6) \* 9560 \* Nдв / rдв (2.9.6.)

Мдв.пуск.ср. = 1,6 \* 9560 \* 9 / 670 = 205,5 Н\*м

Определяем время пуска по формуле 2.9.5.:

Время пуска получилось несколько меньше рекомендуемого [tпуск] = 1...2 с, т.е. электродвигатель был выбран с некоторым запасом мощности.

Определяем динамический момент сил инерции поступательно движущихся масс по формуле 2.9.4.:

Динамический момент сил инерции вращающихся масс определяется по формуле /5/:

Определяется суммарный момент в пусковой период по формуле 2.9.1.:

Мпуск = 47,85 + 12,6 + 62,1 = 122,55 Н\*м

В тормозной период суммарный момент определяется по формуле /5/:

Мторм = Мст + Мд.п. + Мд.в. , (2.9.8.)

где Мст - статический момент на валу тормоза от груза, Н\*м;

Мд.п. - динамический момент на валу тормоза для поглощения момента от сил инерции поступательно движущихся масс груза с подвеской, Н\*м;

Мд.в. - динамический момент на валу тормоза, необходимый для поглощения момента от сил инерции вращательного движения частей механизма при опускании груза, Н\*м.

Статический момент на валу тормоза от груза определяется по формуле /5/:

Динамический момент на валу тормоза для поглощения момента от сил инерции поступательно движущихся масс определяется по формуле /5/:

где tторм - время торможения.

Время торможения определяется по формуле /5/:

tторм = (120 \* Sторм) / *v*гр , (2.9.11.)

где Sторм - величина тормозного пути, м;

*v*гр - скорость подъема груза, м/мин.

По табл. 2.1. /5/ выбираем для режима работы - легкий Sторм = *v*гр / 120.

tторм = (120 \* *v*гр / 120) / *v*гр = 1 с

Динамический момент на валу тормоза, необходимый для поглощения момента от сил инерции вращательного движения частей механизма при опускании груза определяется по формуле /5/:

Определяется суммарный момент в тормозной период по формуле 2.9.8.:

Мторм = 60,8 + 4 + 31,1 = 65,9 Н\*м

**3. Расчет и проектирование механизма поворота крана.**

**3.1. Выбор веса крана и определение веса противовеса.**

Противовес в полноповоротных кранах на колонне применяют для уменьшения момента, изгибающего колонну, и уменьшения горизонтальной силы, определяющей опорную нагрузку. Противовес устанавливают на поворотной части крана.

Вес противовеса выбирают таким, чтобы при полной нагрузке крана на крюке колонна крана работала приблизительно на половину грузового момента в сторону груза, а при порожнем состоянии крана - на половину грузового момента в сторону противовеса.

Определим составляющие веса металлоконструкции (рис. 3.1.1.):

1) Вес стрелы, плечо стрелы /4/ (кН; м):

Gстр = Кстр \* L  L ; *l*стр = 0,6 \* L , (3.1.1.)

где L - вылет стрелы, м.

Gстр = 2,5 кН ;  *l*стр = 0,6 \* 2,5 = 1,5 м

2) Вес механизма подъема, плечо (кН; м) /4/:

Gпод = 0,2 \* Q \* g ; *l*под = 0,3 \* L , (3.1.2.)

где Q - грузоподъемность крана, т.

Gпод = 0,2 \* 8 \* 9,8 = 15,68 кН

*l*под = 0,3 \* 2,5 = 0,75 м

3) Вес механизма поворота, плечо (кН; м) /4/:

Gпов = 0,1 \* Q \* g ; *l*пов = 0,2 \* L , (3.1.3.)

Gпов = 0,1 \* 8 \* 9,8 = 7,84 кН

*l*пов = 0,2 \* 2,5 = 0,5 м

4) Вес платформы крана, плечо (кН; м) /4/:

Gпл = 1,2 \* (Gпод + Gпов); *l*пл = 0,2 \* L (3.1.4.)

Gпл = 1,2 \* (15,68 + 7,84) = 28,2 кН

*l*пл = 0,2 \* 2,5 = 0,5 м

**Расчетная схема крана.**

Рис. 3.1.2.

1 - электродвигатель;

2 - муфта;

3 - червячная передача;

4 - открытая зубчатая передача;

5 - колонна.

5) Плечо центра тяжести противовеса (м) /4/:

*l*пр = 0,4 \* L (3.1.5.)

*l*пр = 0,4 \* 2,5 = 1 м

При нагрузке на крюке примерно 0,5\*Q колонна крана не должна испытывать изгибающих напряжений, поэтому можно записать /4/:

Gпр \* *l*пр + Gпод \* *l*под + Gпл \* *l*пл + Gпов \* *l*пов = Gстр \* *l*стр + 0,5 \* Q \* L \* g

Поэтому формула для расчета веса противовеса будет иметь вид /4/:

Gпр = (0,5\*Q\*L\*g + Gстр\**l*стр - Gпод\**l*под + Gпл\**l*пл + Gпов\**l*пов) / *l*пр (3.1.6.)

Gпр = (0,5\*9,8\*8\*2,5+2,5\*1,5-15,68\*0,75+28,2\*0,5+7,84\*0,5) / 1 = 72 кН

**3.2. Расчет опорных нагрузок и опорно-поворотных узлов крана.**

Так как грузоподъемность крана у нас больше 2 т, то колонну необходимо вылить из стали, сварной из ферм или сконструированной из бесшовной толстостенной трубы.

Под действием на полноповоротный кран внешних сил (рис.3.1.1.) в его опорах возникают вертикальные и горизонтальные реакции.

Вертикальная нагрузка (V, кН) равна полному весу поворотной части крана с грузом /4/:

V = Q \* g + Gстр + Gпод + Gпл + Gпов + Gпр (3.2.1.)

V = 8 \* 9,8 + 2,5 + 15,68 + 28,2 + 7,84 + 72 = 204,6 кН

Расчетная высота колонны - расстояние (h, м) между верхней и нижней опорами колонны; ее выбирают из условия /4/:

h = min {3; 0,5 \* L} (3.2.2.)

h = 0,5 \* 2,5 = 1,25 м

Горизонтальная реакция (Н, кН) в верхней и нижней опорах крана составляет /4/:

Н= (Q\*L\*g + Gстр\**l*стр - Gпр\**l*пр - Gпл\**l*пл - Gпод\**l*под - Gпов\**l*пов) / h (3.1.6.)

Н= (8\*2,5\*9,8+2,5\*1,5-72\*1-28,2\*0,5-15,68\*0,75-7,84\*0,5)/1,25 = 78,4 кН

Диаметр сплошной колонны в опасном сечении (D, мм) из расчета на изгиб определяют по формуле /4/:

где [u]к - допускаемое напряжение на изгиб для материала колонны; для сталей марок Ст4 и Ст5 [u]к = 110 МПа.

Верхнюю траверсу крана (рис. 3.2.1.) с гнездом для подшипников колонны изготовляют кованной из стали марки Ст4 или Ст5.

Ориентировочную длину траверсы (*l*тр , мм) определяем по эмпирической формуле /4/:

*l*тр = 150 \* L (3.2.5.)

**Верхняя траверса полноповоротного крана.**

Рис. 3.2.2.

*l*тр = 150 \* 2,5 = 375 мм

Длину плеча шипа траверсы (аш.тр.) принимаем равной аш.тр. = 15 мм.

Шипы траверсы работают на изгиб от нагрузок V/2 и Н/2, тогда изгибающий момент (Миз , Н\*мм) составит /4/:

Диаметр шипа траверсы (dш.тр. , мм) принимают по условию /4/:

где [из] - 110 МПа - допускаемое напряжение на изгиб для стали марки Ст5.

Полученный диаметр округляем до ближайшей большей величины из ряда: ...40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90...

Принимаем диаметр шипа траверсы dш.тр. = 56 мм.

Шипы траверсы проверяем на смятие их поверхностей соприкосновения с элементами металлоконструкции, на которые они опираются, по условию /4/:

где  - толщина листа для установки траверсы ( = 20...25 мм);

[см] - 140 МПа - допускаемое напряжение смятия для стали марки Ст5.

Условие на смятие выполняется.

Толщину стенки поперечного сечения траверсы (а, мм) принимаем равной а = (0,4...0,6) \* dш.тр. = 0,5 \* 56 = 28 мм.

Находим размеры опасного сечения верхней траверсы крана, для этого принимаем колонну на подшипниках качения.

Для верхнего опорного узла (рис. .3.2.1.) в зависимости от расчетной вертикальной силы, равной 1,25\*V, подбираем упорный подшипник средней серии по условию 1,25\*V  С0 .

1,25 \* V = 1,25 \* 204,6 = 255,75 кН

По табл.2. /4/ выбираем подшипник 8314 (ГОСТ 6874-75), так как удовлетворяет нашему условию.

Размеры подшипника: d = 70 мм; D = 125 мм; Н = 40 мм; h = 12 мм; статическая грузоподъемность С0 = 292 кН; динамическая грузоподъемность С = 133 кН.

Величину внутреннего диаметра (dрад , мм) радиального самоустанавливающего подшипника определяют по соотношению /4/:

dрад = dуп + (15...20), (3.2.9.)

где dуп - диаметр внутренний упорного подшипника, мм.

dрад = 70 + 15 = 85 мм

Затем по условию 1,25 \* Н  С0 подбираем шариковый или роликовый двухрядный сферический подшипник для восприятия горизонтальной нагрузки.

1,25 \* Н = 1,25 \* 78,4 = 98 кН

По табл.4. /4/ выбираем роликоподшипник радиальный сферический двухрядный 3517 (ГОСТ 5721-75), так как он удовлетворяет нашему условию.

Размеры подшипника: d = 85 мм; D = 150 мм; В = 36 мм; статическая грузоподъемность С0 = 133 кН; динамическая грузоподъемность С = 108 кН.

Размеры опасного поперечного сечения траверсы (рис. 3.2.3.) при этом составляют: диаметр отверстия в траверсе Dотв = Dрад , ширина опасного сечения bтр = Dотв + 2 \* а, высота траверсы hтр = 1,5 \* Dрад .

Dотв = Dрад = 150 мм

bтр = Dотв + 2 \* а = 150 + 2 \* 28 = 206 мм

hтр = 1,5 \* Dрад = 1,5 \* 150 = 240 мм

Расчет траверсы на прочность.

Траверсу крана рассчитывают на изгиб от сил V и Н в опасном сечении (рис. 3.2.3.).

Изгибающие моменты (Миз , Н\*мм) в опасном сечении, т.е. посередине траверсы, определяют по формулам:

момент в вертикальной плоскости /4/:

Миз.в. = (103 \* V \* (*l*тр + aш.тр.)) / 4 (3.2.10.)

момент в горизонтальной плоскости /4/:

Миз.г. = (103 \* Н \* (*l*тр + aш.тр.)) / 4 (3.2.11.)

Миз.в. = (103 \* 204,6 \* (375 + 15)) / 4 = 19948,5 кН\*мм

Миз.г. = (103 \* 78,4 \* (375 + 15)) / 4 = 7644 кН\*мм

**Схема опасного поперечного сечения траверсы.**

Рис. 3.2.3.

Пренебрегая в запас надежности расчета площадью средней частью (bтр - 2 \* а) поперечного сечения, получаем для него значения моментов сопротивления (W, мм):

относительно горизонтальной центральной оси Х-Х /4/:

Wх = (а \* hтр2) / 3 (3.2.12.)

относительно вертикальной центральной оси Y-Y /4/:

Wy = [a\* (4 \* а2 - 6 \* a - bтр + 3 \* bтр2) \* hтр] / (3 \* bтр) (3.2.13.)

Wх = (28 \* 2402) / 3 = 537600 мм3

Wy = [28\* (4 \* 282 - 6 \* 28 - 206 + 3 \* 2062) \* 240] / (3 \* 206) = 1042100 мм3

Максимальное напряжение от изгиба в опасном сечении траверсы не должно превышать допускаемого, т.е. должно выполняться условие /4/:

из = Миз.в. / Wх + Миз.г. / Wу  [из] (3.2.14.)

из = 19948500 / 537600 + 7644000 / 1042100 = 44 МПа  [из] = 110 МПа

Нижний опорный узел полноповоротного крана.

Нижняя опора крана (рис. 3.2.2.) состоит из группы роликов, укрепленных на поворотной части крана и имеющих цилиндрическую или бочкообразную форму. Для регулирования зазоров ролики ставят на эксцентричные поворотные втулки.

Колонна в месте обкатки роликов имеет приваренное и обточенное кольцо, диаметр которого несколько больше, чем расчетный диаметр колонны (D), принимаем D0 = D + (20...25) = 207 + 23 = 230 мм.

Определяем конструктивные размеры.

Диаметр ролика определяется по соотношению /4/:

dр = (0,4...0,5) \* D0 (3.2.15.)

dр =0,5 \* 230 = 115 мм

Диаметр оси ролика определяется по соотношению /4/:

d0 = (0,25...0,35) \* dр (3.2.16.)

d0 =0,32 \* 115 = 37 мм

Длина оси ролика *l*0  dр =115 мм.

Угол между работающими в паре роликами 1 = 50...600, принимаем 1 = 600.

Радиус рабочей контактной поверхности роликов /4/:

r = (2,0...2,5) \* dр (3.2.17.)

r = 2 \* 115 = 230 мм

Ширина рабочей части ролика определяется по формуле /4/:

bp = 1,5 \* d0 (3.2.18.)

bp = 1,5 \* 37 = 55,5 мм

Ось ролика изготовляется из стали марки 45.

Диаметр оси можно определить из расчета на изгиб.

На рис. 3.2.2. видно, что cos (1/2) = Н / (2 \* N), откуда сила, передаваемая каждым из роликов на колонну определяется по формуле /4/:

N = (103 \* Н) / (2 \* cos (1/2)) (3.2.19.)

N = (103 \* 78,4) / (2 \* cos (60/2)) = 45264 Н

Ось ролика рассматривают как балку на двух опорах, нагруженную равномерно распределенной по длине N.

Принимают *l*1 = *l*0 - 12 мм = 115 - 12 = 103 мм (при толщине листа 1 = 12 мм), тогда изгибающий ось ролика момент будет определяться по формуле /4/:

Миз = (N / 2) / (*l*0 / 2 - *l*1 / 2) (3.2.20.)

Миз = (45264 / 2) / (115 / 2 - 103 / 2) = 718566 Н\*мм

Диаметр оси ролика определяется по формуле /4/:

где [из] = 140 МПа - допускаемое напряжение для стали марки 45.

Проверяем ось ролика на удельное давление по условию /4/:

q = N / (d0 \* *l*1)  [q], (3.2.22.)

где [q] = 12 МПа - допускаемое удельное давление с учетом малых скоростей скольжения.

q = 45264 / (37 \* 103) = 11,9 МПа  [q] = 12 МПа

Условие выполняется.

Для приближенных расчетов рабочей поверхности роликов можно применить расчет по среднему условному давлению между роликом и колонной /4/:

р = N / (dр \* bр)  [р], (3.2.23.)

где [р] = 13 МПа - допустимое давление при твердости контактных поверхностей не менее НВ 200.

р = 45264 / (115 \* 55,5) = 7 МПа  [р] = 13 МПа

Прочность рабочих поверхностей ролика и обода колонны проверяют на эффективные напряжения смятия (эф , МПа), которые при точечном контакте и расчете по методу профессора В.С. Ковальского должны отвечать условию /4/:

где К - коэффициент зависящий от вылета стрелы, определяется по формуле /4/:

где - отношение вылетов стрелы, причем в числителе - меньший, а в знаменателе - больший из радиусов 0,5 \* D0 = 0,5 \* 230 = 0,115 м и r = 0,23 м.

Кf - коэффициент, учитывающий влияние силы трения (для режима работы - легкий Кf = 1,0);

Е - приведенный модуль упругости для стали (Е = 0,211 МПа);

F = 1,1 \* N = 1,1 \* 45264 = 49790 Н - приведенная расчетная нагрузка;

[эф] - допускаемые эффективные напряжения, для стали марки 45 [эф] = 690 МПа.

Определяем эффективные напряжения смятия по формуле 3.2.24.:

Условие на эффективные напряжения выполняется.

**3.3. Расчет моментов сопротивления вращению**

**в опорно-поворотных узлах крана.**

**3.3.1. Моменты сопротивления от сил трения.**

При установке опор колонны на подшипники качения (рис. 3.2.1.) момент от сил трения в радиальном подшипнике (от силы Н) составляет /4/:

Мтр.рад. = Fтр.рад. \* r1 = f \* H \* (dрад / 2) , (3.3.1.1.)

где f = 0,02...0,03 - приведенный к цапфе коэффициент трения в подшипнике качения;

dрад - внутренний диаметр радиального подшипника, мм.

Мтр.рад. = 0,02 \* 78,4 \* (85 / 2) = 66,6 Н\*м

Момент от силы трения в упорном подшипнике (от силы V) определяется по формуле /4/:

Мтр.уп. = Fтр.уп. \* r2 = f \* V \* (dуп / 2) , (3.3.1.2.)

где dуп - внутренний диаметр упорного подшипника, мм.

Мтр.уп. = 0,02 \* 204,6 \* (70 / 2) = 143,2 Н\*м

Момент от сил трения в комбинированной опоре (радиальный и упорный подшипники) определяется по формуле /4/:

Мтр.к = Мтр.рад. + Мтр.уп. (3.3.1.3.)

Мтр.к = 66,6 + 143,2 = 209,8 Н\*м

Момент от сил трения в нижней (роликовой) опоре определяется по формуле /4/:

где fк - коэффициент трения качения ролика по колонне (fк = 1 мм);

f - коэффициент трения оси ролика (f = 0,08...0,10).

Общий момент сопротивления вращению от сил трения равен сумме моментов от сил трения в верхней нижней опорах крана /4/:

Мтр = Мтр.в.оп. + Мтр.н.оп. (3.3.1.5.)

Мтр = 209,8 + 774 = 983,8 Н\*м

**3.3.2. Момент сопротивления от ветровой нагрузки.**

Максимальный момент от сил ветра определяется по формуле /4/:

Мв.max = рв \* (Агр \* L + Астр \* стр \* *l*в.стр.) - рв \* Акр \* кр \* *l*в.кр. , (3.3.2.1.)

где рв - динамическое давление ветра; при скорости ветра 15 м/с его принимают равным 160 Па;

Агр - наветренная площадь груза (по табл. 5. /4/ Агр = 9 м2);

Акр - наветренная площадь со стороны противовеса, м2;

Астр - наветренная площадь со стороны груза, м2;

стр - коэффициент сплошности стрелы (стр = 0,6);

кр - коэффициент сплошности, учитывающий пустоты фермы;

*l*в.стр. - расстояние от центра давления ветра на стрелу до оси вращения крана, м, принимают *l*в.стр. = 0,6 \* L;

*l*в.кр. - расстояние от центра давления ветра на кран со стороны противовеса до оси вращения крана, м.

При монтаже противовеса из железобетонных плит с основанием 2500800 мм и удельном весе железобетона 23,55 кН/м3 для поворотного крана с противовесом составляющую Акр \* кр \* *l*в.кр. можно определить по эмпирической формуле /4/:

Акр \* кр \* *l*в.кр. = 0,045 \* Gпр \* *l*пр (3.3.2.2.)

Наветренную площадь стрелы (Астр , м) с учетом имеющихся в стреле двух плоскостей ферм, расположенных друг от друга на расстоянии, равном высоте фермы стрелы h, можно рассчитать по формуле /4/:

Астр = 1,5 \* Lстр \* h , (3.3.2.3.)

где Lстр - длина стрелы крана, м;

h - высота фермы, м; принимаем h = (0,05...0,10) \* Lстр .

Длина стрелы крана определяется по формуле /4/:

Lстр = (L - 0,6) / cos , (3.3.2.4.)

где  - угол наклона стрелы.

Lстр = (2,5 - 0,6) / 1 = 1,9 м

Высоту фермы принимаем h = 0,05 \* Lстр = 0,05 \* 1,9 = 0,095 м.

Упрощая формулу 3.3.2.1. получаем /4/:

Мв.max = рв \* (Агр \* L + 1,5 \* Lстр \* h \* стр \* 0,6 \* L) - рв \* 0,045 \* Gпр \* *l*пр

Мв.max = 160 \* (9 \* 2,5 + 1,5\*1,9\*0,095\*0,6\*0,6\*2,5) - 160 \* 0,045 \* 72 \* 1 = = 3120,6 Н\*м

Среднеквадратический момент сопротивления от ветровой нагрузки следует принимать по формуле /4/:

Мв.ск  0,7 \* Мв.max (3.3.2.5.)

Мв.ск = 0,7 \* 3120,6 = 2184,4 Н\*м

**3.4. Выбор электродвигателя.**

**3.4.1. Расчет необходимой мощности двигателя.**

Статическая мощность двигателя определяется по формуле /4/:

Nдв = [(Мст +  \* кр.пов \* Е) \* wкр] / (1000 \*  \* м), (3.4.1.1.)

где Мст - статический момент сопротивления повороту при разгоне, Н\*м;

Мст = Мтр + Мв.max (3.4.1.2.)

 - коэффициент, учитывающий инерцию быстро вращающихся частей механизма ( = 1,2...1,4);

кр.пов - момент инерции медленно поворачивающихся масс крана, кг\*м2; определяется по формуле /4/:

кр.пов = [103\*(g\*Q\*L2 + Gкр \* *l*кр2 + Gстр \* *l*стр2 + Gпр \* *l*пр2)] / g , (3.4.1.3.)

где Gкр - вес металлоконструкции, кН;

*l*кр - плечо центра тяжести металлоконструкции крана относительно оси поворота.

Е - ускорение при разгоне, с -2; определяется по формуле /4/:

Е = nкр / (9,55 \* tразг) , (3.4.1.4.)

где nкр - частота вращения поворота крана (nкр = 2 об/мин);

tразг - время разгона (пуска) механизма, с; для механизма поворота определяется по формуле /4/:

tразг = (60 \* []) / ( \* nкр) , (3.4.1.5.)

где [] - рекомендуемый нормами Госгортехнадзора угол поворота стрелы крана с неизменяемым вылетом во время разгона, рад; для режима работы - легкий [] =  / 12.

wкр - угловая скорость вращения крана, с -1; определяется по формуле /4/:

wкр = ( \* nкр) / 30 (3.4.1.6.)

 - среднепусковая кратность перегрузки двигателей с фазовым ротором типа MTF и MTH ( = 1,5...1,6);

м - КПД привода поворота; м  0,7 при наличии в механизме редуктора и пары цилиндрических зубчатых колес.

Определяем статический момент сопротивления повороту при разгоне по формуле 3.4.1.2.:

Мст = 983,8 + 3120,6 = 4104,4 Н\*м

Вес металлоконструкции определяется по формуле /4/:

Gкр = Gстр + Gпод + Gпов + Gпл (3.4.1.7.)

Gкр = 2,5 + 15,68 + 7,84 + 28,2 = 54,2 кН

Плечо центра тяжести металлоконструкции крана относительно сои поворота определяется по формуле /4/:

*l*кр = 0,3 \* L (3.4.1.8.)

*l*кр = 0,3 \* 2,5 = 0,75 м

Определяем момент инерции медленно поворачивающихся масс крана по формуле 3.4.1.3.:

кр.пов = [103 \* (9,8 \* 8 \* 2,52 + 54,2 \* 0,752 + 2,5 \* 1,52 + 72 \* 12)] / 9,8 = 61032 кг\*м2

Определяем время разгона (пуска) механизма по формуле 3.4.1.5.:

tразг = (60 \*  / 12) / ( \* 2) = (60 \* 3,14 / 12) / (3,14 \* 2) = 2,5 с

Определяем ускорение при разгоне по формуле 3.4.1.4.:

Е = 2 / (9,55 \* 2,5) = 0,08 с -2

Определяем угловую скорость вращения крана по формуле 3.4.1.6.:

wкр = (3,14 \* 2) / 30 = 0,2 с -1

Определяем мощность двигателя по формуле 3.4.1.1.:

Nдв = [(4104,4 + 1,4 \* 61032 \* 0,08) \* 0,02] / (1000 \* 1,6 \* 0,7) = 1,95 кВт

Двигатель выбираем по табл. 6П. /2/ по условию Nдв  Nдв.каталога .

Выбираем двигатель MTF 011-6: N = 2 кВт; n= 800 об/мин; маховый момент ротора GDр2 = 0,085 кг\*м2.

**3.4.2. Проверка работы двигателя в период пуска.**

Время разгона для механизма поворота определяется по формуле /5/:

где uм - общее передаточное число привода механизма поворота;

Мдв.пус.ср. - средний пусковой момент электродвигателя, Н\*м;

G1D12 - сумма маховых моментов масс ротора электродвигателя и тормозной муфты, кг\*м2.

Передаточное число механизма поворота определяется по формуле /4/:

uм = n1 / nкр , (3.4.2.2.)

где n1 - частота вращения электродвигателя, об/мин.

uм = 800 / 2 = 400 об/мин

Средний пусковой момент электродвигателя определяется по формуле /5/:

Мдв.пус.ср. = (1,5...1,6) \* Мном = (1,5...1,6) \* 9560 \* Nдв / n1 (3.4.2.3.)

Мдв.пус.ср. = 1,55 \* 9560 \* 2 / 800 = 37 Н\*м

Так как тормоз для механизма еще не выбран, можно принимать GDмуф2 = (0,2...0,4) \* GDр2 .

GDмуф2 = 0,3 \* 0,085 = 0,0255 кг\*м2

Определяем время разгона для механизма поворота по формуле 3.4.2.1.:

Проверка удовлетворяет условиям пуска.

Касательное ускорение головки стрелы крана и груза в период разгона должно отвечать условию /4/:

а = *v*стр / tразг = (2 \*  \* L \* nкр) / (60 \* tразг)  [a] = (0,3...0,7) м/с2 , (3.4.2.4.)

где [а] - допускаемое значение касательного ускорения головки стрелы крана и груза в период разгона.

а = (2 \* 3,14 \* 2,5 \* 2) / (60 \* 8) = 0,1 м/с2  [a] = (0,3...0,7) м/с2

Условие выполняется.

**3.5. Составление кинематической схемы.**

**3.5.1. Определение общего передаточного числа механизма.**

Общее передаточное число привода механизма поворота (рис.3.1.2.) определяется по формуле /4/:

uм = n1 / nкр , (3.5.1.1.)

где n1 - частота вращения электродвигателя, об/мин.

nкр - частота вращения крана, об/мин.

uм = 800 / 2 = 400 об/мин

Передаточное число разбиваем на две ступени:

1-я ступень - червячный редуктор с горизонтальным червячным колесом и встроенной муфтой предельного момента;

2-я ступень - открытая зубчатая передача.

Принимаем передаточное число редуктора uред = 40; две зубчатые открытые передачи, у которых uо.п.1 = 2; uо.п.2 = 5.

uм = uред \* uо.п. (3.5.1.2.)

uм = 40 \* 2 \* 5 = 400 об/мин

**3.5.2. Расчет эквивалентных моментов на валах.**

Угол поворота крана за время пуска механизма определяется по формуле /4/:

0пуск = (360 \* nкр \* tпуск) / 120 , (3.5.2.1.)

где nкр - частота вращения крана, об/мин;

tпуск - время пуска, с.

0пуск = (360 \* 2 \* 8) / 120 = 480

Время торможения крана определяется по формуле /4/:

tторм = (2 \* []) / wкр = (60 \* []) / ( \* nкр) , (3.5.2.2.)

где [] - допускаемый угол торможения для кранов; для режима работы - легкий [] = 150 =  / 12 (/10/).

tторм = (60 \* 3,14 / 12) / (3,14 \* 2) = 2,5 с

Угол поворота крана при установившемся движении определяется по формуле /4/:

0уст = 1800 - (0пуск + 0торм), (3.5.2.3.)

где 1800 - угол поворота крана за время одного цикла.

0уст = 1800 - (48 + 15) = 1170

Время поворота крана при установившемся движении определяется по формуле /4/:

tуст = (60 \* 0уст) / (360 \* nкр) (3.5.2.4.)

tуст = (60 \* 117) / (360 \* 2) = 9,75 с

Полное время поворота на 1800 (цикла) определяется по формуле /4/:

Тц = tразг + tуст + tторм (3.5.2.5.)

Тц = 8 + 9,75 + 2,5 = 20,25 с

Доли времени работы передач механизма по периодам от времени цикла определяются по формулам /4/:

1 = tпуск / Тц ; 2 = tуст / Тц ; 3 = tторм / Тц ; (3.5.2.6.)

1 = 8 / 20,25 = 0,395

2 = 9,75 / 20,25 = 0,481

3 = 2,5 / 20,25 = 0,123

Момент, действующий на зубчатое колесо, неподвижно закрепленное на колонне, в период пуска определяется по формуле /4/:

Мк.пуск = Мдв.пуск.ср. \* uм \* м (3.5.2.7.)

Мк.пуск = 37 \* 400 \* 0,7 = 10360 Н\*м

Момент, действующий на колесо в период установившегося движения определяется по формуле /4/:

Мк.уст = Мст = Мтр + Мв.ск (3.5.2.8.)

Мк.уст = 983,8 + 2184,4 = 3168,2 Н\*м

Момент, действующий на колесо в период торможения определяется по формуле /4/:

Мк.торм = Мин + Мв.max - Мтр , (3.5.2.9.)

где Мин - момент сил инерции на оси поворота крана при торможении.

Момент сил инерции на оси поворота крана при торможении определяется по формуле /4/:

где 1 - коэффициент, учитывающий инерцию медленно вращающихся частей механизма поворота (1 = 1,1...1,2);

1 = рот + муф - момент инерции ротора двигателя и муфты, кг\*м2; до подбора муфты можно принимать 1 = (1,4...2,0) \* рот .

Момент инерции ротора берем из справочника /16/.

рот = 0,021 кг\*м2

Момент инерции ротора двигателя и муфты будет равен:

1 = 1,7 \* 0,021 = 0,0357 кг\*м2

Определяем момент сил инерции на оси поворота крана при торможении по формуле 3.5.2.10.:

Определяем момент Мк.торм по формуле 3.5.2.9.:

Мк.торм = 5481 + 3120,6 - 983,8 = 7617,8 Н\*м

Эквивалентный момент на зубчатом колесе с допустимой погрешностью определяется по формуле /4/:

Мк.экв = 1 \* М3к.пуск + 2 \* М3к.уст + 3 \* М3к.торм (3.5.2.11.)

Мк.экв = 0,395\*103603 + 0,481\*(3168,2)3 + 0,123\*(7617,8)3 = 7983,7 Н\*м

Эквивалентный момент на шестерне последней открытой передачи определяется по формуле /4/:

Мш.экв = Мк.экв / (uо.п. \* о.п.), (3.5.2.12.)

где о.п. - КПД открытой зубчатой передачи (о.п. = 0,95).

Мш.экв = 7983,7 / (10 \* 0,95) = 840,4 Н\*м

Эквивалентный момент на червяке определяется по формуле /4/:

Мч.экв = Мк.экв / (uм \* м) (3.5.2.13.)

Мч.экв = 7983,7 / (400 \* 0,7) = 28,5 Н\*м

**3.5.3. Выбор червячного редуктора.**

В механизме поворота крана за расчетную рабочую нагрузку принимают эквивалентный момент на червяке (Мч.экв , Н\*м).

Расчетная мощность на быстроходном валу редуктора определяется по формуле /4/:

Nрасч = Мч.экв \* n1 / 9550 (3.5.3.1.)

Nрасч = 28,5 \* 800 / 9550 = 2,4 кВт

Выбор необходимого типоразмера редуктора проводят по условию /4/:

К \* Nрасч  Nред. табл \* (n1 / nвл), (3.5.3.2.)

где nвл - частота вращения червяка, об/мин;

n1 - частота вращения ротора электродвигателя, об/мин;

К - коэффициент, принимаемый в зависимости от режима работы; при режиме работы - легкий К = 0,40 /4/.

По табл. 6. /4/ выбираем Чог-125.

Техническая характеристика: nвл = 1000 об/мин; Nред = 2,8 кВт; ред = 0,74.

Габаритные и присоединительные размеры редуктора Чог-125 показаны в табл. 7. /4/.

Проверяем по условию 3.5.3.2.:

0,4 \* 2,4  2,8 \* (800 / 1000)

0,96  2,24

Этот редуктор нас удовлетворяет.

**3.5.4. Расчет открытой зубчатой передачи.**

Расчет открытой зубчатой передачи производится по той же методике, что и при механизме подъема груза.

uо.п. = 10 - передаточное число открытой зубчатой передачи.

1) Назначаем материал: для шестерни выбираем сталь марки 35ХГСЛ (улучшение, HB1 = 220), для колеса - сталь марки 35ГЛ (улучшение, HB1 = 190).

2) Определяем модуль зацепления из условия прочности зубьев на изгиб по формуле 2.3.1. (Z1 = 20 - число зубьев шестерни).

Для этого определим сначала допускаемое напряжение на изгиб по формуле 2.3.3.

Средняя твердость НВ = (190+220) / 2 = 205.

Предел выносливости зубьев при изгибе для выбранной марки стали Flim b = 1,8 \* НВ = 1,8 \* 205 = 369 Мпа.

Допускаемое напряжение на изгиб будет равно:

[F] = (369 \* 1 \* 1) / 2 = 199,5 МПа

Определяем модуль зацепления:

По СТ СЭВ310-76 полученное значение модуля зацепления округляем до ближайшего стандартного значения по табл. 8. /4/; m = 7 мм.

3) Расчет геометрических размеров шестерни и колеса.

Делительные диаметры определяются по формулам 2.3.4.:

d1 = m \* z1 = 7 \* 20 = 140 мм

d2 = m \* z2 = m \* z1 \* uо.п. = 7 \* 20 \* 10 = 1400 мм

Диаметры вершин зубьев определяются по формулам 2.3.5.:

dа1 = d1 + 2 \* m = 140 + 2 \* 7 = 157 мм

dа2 = d2 + 2 \* m = 1400 + 2 \* 7 = 1414 мм

Диаметры впадин зубьев определяются по формулам 2.3.6.:

df1 = d1 - 2,5 \* m = 140 - 2,5 \* 7 = 122,5 мм

df2 = d2 - 2,5 \* m = 1400 - 2,5 \* 7 = 1382,5 мм

Ширина венца колеса и шестерни определяются по формулам 2.3.7.:

b2 = bd \* d1 = 0,5 \* 140 = 70 мм

b1 = b2 + (2...5) = 70 + 4 = 74 мм

Межосевое расстояние определяется по формуле 2.3.8.:

аw = 0,5 \* (d1 + d2) = 0,5 \* (140 + 1400) = 770 мм

4) Определяем окружную скорость по формуле 2.3.9.:

*v* = ( \* d1 \* nш) / (60 \* 1000) = (3,14 \* 140 \* 800) / (60 \* 1000) = 5,9 м/с

Назначаем 8-ю степень точности изготовления.

5) Проверочный расчет на изгибочную прочность у основания зубьев шестерни выполняем по условию 2.3.10., где КFV = 1,58 по табл.2.7. /7/:

Условие на изгибную прочность выполняется.

6) Определяем внутренние диаметры ступиц: для шестерни по формуле 2.3.11.; для колеса по формуле 2.3.12.:

Наружные диаметры ступиц у торца для стальных колес определяются по формуле 2.3.13.:

для шестерни dст = 1,6 \* dв1 = 1,6 \* 65 = 104 мм

для колеса dст = 1,6 \* dв2 = 1,6 \* 138 = 221 мм

Длина ступиц определяется по формуле 2.3.14.:

для шестерни *l*ст = 1,2 \* dв1 = 1,2 \* 65 = 78 мм

для колеса *l*ст = 1,2 \* dв2 = 1,2 \* 138 = 166 мм

Толщина обода колеса определяется по формуле 2.3.15.:

D2 = 2,5 \* m = 2,5 \* 7 = 17,5 мм

Толщина диска колеса определяется по формуле 2.3.16.:

С = 3 \* m = 3 \* 7 = 21 мм

**3.6. Подбор соединительной и предохранительной муфт.**

После начала торможения кран мгновенно остановиться не может. В этом случае должно срабатывать предохранительное устройство - иначе произойдет поломка механизма. В качестве предохранительного устройства применяют муфту предельного момента фрикционного типа.

Расчетный момент предохранительной фрикционной муфты определяется по формуле /4/:

Ммуф.фр. =1,2 \* Мпуск \* uред \* ред , (3.6.1.)

где Мпуск - пусковой момент электродвигателя (для нашего двигателя Мпуск = 40 Н\*м по табл. 6П. /2/).

Ммуф.фр. =1,2 \* 40 \* 40 \* 0,74 =1314 Н\*м

Расчетный момент для выбора соединительной муфты между двигателем и редуктором определяется по формуле /4/:

Ммуф.с. =К1 \* К2 \* (Мст \* м) / uм , (3.6.2.)

где К1 - коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма; определяется по табл. 9. /4/ (при режиме работы - легкий К1 = 1,4);

К2 - коэффициент, учитывающий режим работы механизма, определяется по табл. 9. /4/ (при режиме работы - легкий К2 = 1,1);

Мст - статический момент, приведенный к валу двигателя, Н\*м; определяется по формуле /4/:

Мст = (Мтр + Мв.ск) / (uм \* м), (3.6.3.)

Мст = (983,8 + 2184,8) / (400 \* 0,7) = 11,3 Н\*м

По формуле 3.6.2. расчетный момент соединительной муфты будет равен:

Ммуф.с. =1,4 \* 1,1 \* (11,3 \* 0,7) / 400 = 0,03 Н\*м

По табл. 11П. /2/ выбираем втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом.

Техническая характеристика: крутящий момент не более 2000 Н\*м; маховый момент GD2муф = 2,05 кг\*м2; диаметр тормозного шкива Dт = 300 мм; ширина тормозного шкива Вт = 145 мм.

**3.7. Выбор тормоза и его расчет.**

Тормоз в механизме поворота служит для гашения сил инерции вращающихся масс крана, а также момента от ветровой нагрузки. Силы трения в опорах способствуют торможению.

Тормозной момент определяется по формуле /5/:

По табл.12П. /2/ выбираем двухколодочный пружинный тормоз типа ТКТ-300/200 с короткоходовым электромагнитом МО-200Б. Табличный момент этого тормоза равен 240 Н\*м при ПВ - 40%, у нас же ПВ %. Тормозную ленту для обкладок выбираем типа А (по ГОСТ 1198-78), тормозной шкив - стальное литье.

Техническая характеристика: Dт = 300 мм; Вт = 145 мм; а1 = 190 мм; а2 = 430 мм; Вк = 140 мм; Мя = 3,6 Н\*м; е = 40 мм;  = 5,50; Мэм = 40 Н\*м.

Производим расчет тормоза по той же методике, что и в механизме подъема груза.

Определяем силу трения между колодкой и шкивом по формуле 2.8.3.:

Fторм = Мторм / Dт = 111 / 0,3 = 370 Н

Определяем усилие прижатия колодки к тормозному шкиву по формуле 2.8.4.:

N = Fтр / f = 370 / 0,37 = 1000 Н

Определяем длину дуги колодки при угле обхвата тормозного шкива колодкой  = 700 по формуле 2.8.6.:

Lк = ( \* Dт \* ) / 360= (3,14 \* 0,3 \* 70) / 360 = 0,183 м

Проверяем колодки на удельное давление по условию 2.8.5.:

р = N / (Bк \* Lк) = 1000 / (0,14 \* 0,183) = 39032 Па = 0,04 МПа,

что меньше 0,3 МПа - допускаемого значения для выбранных материалов.

Определяем окружную скорость на ободе шкива по формуле 2.8.9.:

*v* = ( \* Dт \* nдв) / 60 = (3,14 \* 0,3 \* 800) / 60 = 12,56 м/с

Определяем расчетную скорость на ободе шкива по формуле 2.8.8.:

*v*р = с0 \* *v* = 1,15 \* 12,56 = 14,4 м/с

Проверка колодки на нагрев по удельной мощности трения по формуле 2.8.7.:

А = p \* *v*р \* f = 0,4 \* 14,4 \* 0,37 = 0,2 МН/м\*с  [А] = 1,5...2,0 МН/м\*с

Расчет рабочей пружины тормоза.

Рабочее усилие в главной пружине определяется по формуле 2.8.10.:

Fгл = N \* a1 / a2 + Mяк / е + Fbc

Fгл = 1000 \* 0,19 / 0,43 + 3,6 / 0,04 + 40 = 571,9 Н

Расчет пружины производим по расчетной силе Fр с учетом дополнительного сжатия по формуле 2.8.11.:

Fр = Fгл \* К0 = 571,9 \* 1,3 = 743,5 Н

Определяем диаметр проволоки для главной пружины из расчета на деформацию кручения по формуле 2.8.12.:

Из ряда диаметров по ГОСТ 13768-68 на параметры витков пружин принимаем dпр = 6 мм.

Средний диаметр пружины D = с \* dпр = 6 \* 6 = 36 мм.

Обозначение пружины: 60С2А-Н-П-ГН-6,0 ГОСТ 14963-69.

Для определения числа рабочих витков задаемся длиной Нd и шагом рd пружины в рабочем (сжатом) состоянии:

Нd = (0,4...0,5) \* Dт = 0,45 \* 300 = 135 мм

рd = (1,2...1,3) \* dпр = 1,2 \* 6 = 7,2 мм

Число рабочих витков определяем по формуле 2.8.14.:

n = (Hd - dпр) / рd = (135 - 6) / 7,2 = 17,9

Величину n округляем до целого числа, т.е. n = 18.

Определяем жесткость пружины по формуле 2.8.13.:

Z = (G \* dпр4) / (8 \* D3 \* n) = (8 \* 104 \* 64) / (8 \* 363 \* 18) = 27,4 Н/мм

Определяем длину нагруженной пружины по формуле 2.8.15.:

Н0 = Нd + (1,1...1,2) \* Fp / Z

Н0 = 135 + 1,15 \* 743,5 / 92,6 = 144 мм

Сжатие пружины при установке ее на тормозе:

Н0 - Нd = 144 - 135 = 9 мм

Угол поворота якоря электромагнита () для магнита  = 5,50; переведем в радианы:

 = (5,5 \* 2 \* ) / 360 = (5,5 \* 2 \* 3,14) / 360 = 0,096 рад

Определяем дополнительное сжатие пружины по формуле 2.8.18.:

h =  \* е = 0,096 \* 40 = 3,84

Определяем максимальное усилие в пружине при ее дополнительном сжатии по формуле 2.8.17.:

Fмакс = Fгл + Z \* h = 571,9 + 92,6 \* 3,84 = 927,5 Н

Определяем наибольшее напряжение в пружине по формуле 2.8.16:

макс = (8 \* D \* Fмакс \* К) / ( \* dпр3)

макс = (8 \* 36 \* 927,5 \* 1,24) / (3,14 \* 63) = 380 МПа  [] = 400 МПа

Определяем отход колодок от шкива по формуле 2.8.19.:

 = (а1 / (2 \* а2)) \* h = (190 / (2 \* 430)) \* 3,84 = 0,85 мм

Отход колодок от тормоза регулируется в пределах от 0,5 до 0,8 мм.

Проверочный расчет электромагнита.

Работа электромагнита Wэм тормоза должна быть больше работы растормаживания Wр .

Определяем работу электромагнита тормоза по формуле 2.8.20.:

Wэм = Мэм \*  = 40 \* 0,096 = 3,84 Н\*м

Определяем работу растормаживания колодок по формуле 2.8.21:

Wр = (2 \* N \* ) / (0,9 \* )

Wр = (2 \* 1000 \* 0,8) / (0,9 \* 0,95 \* 103) = 1,9 Н\*м

Wэм > Wр , следовательно электромагнит подходит.

**3.8. Расчет на прочность отдельных элементов крана.**

**3.8.1. Колонна крана.**

Колонна крана, на которой расположена поворачивающаяся часть металлоконструкции полноповоротного крана изготавливается из стали Ст5 (рис.3.8.1.).

**Схема колонны крана.**

Диаметр кованной колонны в опасном сечении (D, мм) определяют по формуле /4/:

где [из] - допускаемое напряжение на изгиб для стали марок Ст4 и Ст5; [из] = 110 МПа.

Результирующее напряжение в опасном сечении колонны с учетом изгиба и сжатия должно отвечать условию /4/:

рез = [(106 \* H \* h) / W + (103 \* V) / А]  [], (3.8.1.2.)

где W - момент сопротивления поперечного сечения колонны, мм3;

А - площадь поперечного сечения колонны, мм2;

[] - допускаемое нормальное напряжение, МПа (для режима работы - легкий [] = 160 МПа).

Колонна имеет сплошное сечение диаметром D, поэтому:

W = ( / 32) \* D3 (3.8.1.3.)

А = ( / 4) \* D2 (3.8.1.4.)

Определяем момент сопротивления поперечного сечения колонны по формуле 3.8.1.3.

W = (3,14 / 32) \* 2073 = 870343 мм3

Определяем площадь поперечного сечения колонны по формуле 3.8.1.4.:

А = (3,14 / 4) \* 2072 = 33636 мм2

Проверяем на результирующее напряжение по формуле 3.8.1.2.:

рез = [(106 \* 78,4 \* 1,25) / 870343 + (103 \* 204,6) / 33636] = 119 МПа  []

рез = 119 МПа  [] = 160 МПа

Горизонтальная стрела прогиба колонны (У, мм) определяется по формуле /4/:

У = (Н \* h13) / (3 \* E \* Iп), (3.8.1.5.)

где h1 - расстояние от верхней опоры колонны до места ее заделки; принимаем h1 =1200 \* h = 1200 \* 1,25 = 1500 мм;

Е - модуль нормальной упругости материала колонны; для стальных колонн Е = 210 кПа;

Iп - момент инерции поперечного сечения колонны, м4; для сплошного сечения определяется по формуле /4/:

Iп = D / 64 (3.8.1.6.)

Iп = 207 / 64 = 3,2 м4

Прогиб будет равен:

У = (78,4 \* (1,5)3) / (3 \* 210 \* 3,2) = 0,131 м = 131 мм

Отношение максимального прогиба колонны к вылету стрелы определяется из условия /4/:

УL = У / (103 \* L) = 131 / (103 \* 2,5) = 0,0524

**3.8.2. Хвостовик колонны.**

Нижний конец колонны - хвостовик.

Задаемся размерами хвостовика, исходя из следующих рекомендаций:

длина хвостовика *l*хв = 1,35 \* D = 1,35 \* 207 = 279 мм;

 = 0,06 \* *l*хв = 0,06 \* 279 = 16,74 мм;

диаметр хвостовика d = D - 2 \*  = 207 - 2 \* 16,74 = 173,5 мм;

h0 = (1,3...1,4) \* D = 1,3 \* 207 = 269 мм.

Цилиндрический хвостовик колонны (рис.3.8.1.) вставляют в сварную раму. Вертикальную силу V, в этом случае, воспринимает кольцевой выступ.

Хвостовик рассчитываем на смятие от силы F, возникающей между хвостовиком и рамой от момента, изгибающего колонну.

Необходимо, чтобы выполнялось условие прочности /4/:

см = F / ( \* d) = (106 \* H \* h) / ( \* d \* h0)  [см], (3.8.2.1.)

где  - толщина листа сварной рамы, мм; принимают  = 20...30 мм;

[см] - допускаемое напряжение для материала рамы ([см] = 120...140 МПа).

см = (106 \* 78,4 \* 1,25) / (30 \* 173,5 \* 269) = 70 МПа  [см]

Условие прочности выполняется.

**3.8.3. Фундамент крана.**

Фундамент предназначен для восприятия всех действующих на кран нагрузок, передачи их на грунт и обеспечения устойчивости крана.

Максимальные суммарные напряжения на подошве фундамента не должны приводить к разрушению грунта под ним, а минимальные суммарные напряжения должны быть больше нуля, чтобы не происходило раскрытия стыка и перекоса крана. Соответствующие условия при действии в плоскости подошвы вертикальных сил V1, веса фундамента Gф и момента М= Н \* h = 78,4 \* 1,25 = 98 кН можно записать в виде /4/:

max = v + м  [см]; min = v - м > 0, (3.8.3.1.)

где [см] - допускаемые напряжения смятия для грунта, МПа, выбираемые по табл.11. /4/.

Равномерно распределенные между фундаментом и грунтом напряжения смятия от сил V1 и Gф определяются по формуле /4/:

v = (V1 + Gф) / b2 , (3.8.3.2.)

где V1 - вертикальная сила, действующая на фундамент, кН;

Gф - вес фундамента, кН;

b - сторона квадрата фундамента; принимаем b = 2,5 м.

Напряжения от момента М определяются по формуле /4/:

м = М / Wп , (3.8.3.3.)

где Wп - момент сопротивления подошвы фундамента относительно оси, перпендикулярной плоскости действия момента М, м3.

Поскольку напряжения м неодинаковы, в расчет следует принимать максимальное напряжение изгиба на подошве фундамента, которое получается, когда стрела крана совпадает по направлению с диагональю основания фундамента. При этом момент сопротивления Wп минимален и составляет:

Вес колонны вместе с фундаментной плитой определяется по формуле /4/:

Gкол = 2 \* g \* ст \* ( \* D2) / (4 \* 106) \* h, (3.8.3.5.)

где ст - объемный вес стали (ст = 7,85 т/м3).

Gкол = 2 \* 9,8 \* 7,85 \* (3,14 \* 2072) / (4 \* 106) \* 1,25 = 6,5 кН

Сила инерции опускаемого груза при торможении определяется по формуле /4/:

Fин = Q \* *v*гр / (60 \* tторм), (3.8.3.6.)

где *v*гр - скорость движения груза при опускании м/мин.

Fин = 80 \* 5 / (60 \* 2,5) = 2,7 кН

Вертикальная сила, действующая на фундамент, определяется по формуле /4/:

V1 = g \* Q + Gкр + Gстр + Gпр + Gкол + Fин (3.8.3.7.)

V1 = 9,8 \* 8 + 54,2 + 2,5 + 72 + 6,5 + 2,7 = 216,3 кН

Вес фундамента определяется по формуле /4/:

Gф = g \* бет \* b2 \* hф , (3.8.3.8.)

где бет - объемные вес бетона (бет = 2 т/м3);

hф - глубина заложения фундамента; принимаем hф = 1,5 м.

Gф = 9,8 \* 2 \* (2,5)2 \* 1,5 = 183,75 кН

По формуле 3.8.3.2. определяем напряжения смятия от сил V1 и Gф:

v = (216,3 + 183,75) / (2,5)2 = 64 кПа = 0,064 МПа

По формуле 3.8.3.3. определяем напряжения от момента М:

м = 98 / 1,9 = 51,6 кПа = 0,052 МПа

По формуле 3.8.3.1. определяем суммарные напряжения:

max = 0,064 + 0,052 = 0,116 МПа

min = 0,064 - 0,052 = 0,012 МПа

Условия выполняются.

По табл.11. /4/ выбираем песок влажный, у которого [см] = 0,1...0,2 МПа.

Для обеспечения нераскрытия стыка между подошвой фундамента и грунтом принимают v = 1,25 \* м , тогда условие прочности грунта под фундаментом можно записать в виде /4/:

max = 2,25 \* м = 2,25 \* (Н \* h) / (0,12 \* b3)  [см],

откуда размер подошвы фундамента (b, м) задаваясь видом грунта будет определяться /4/:

Следовательно, b = 2,5 м нас удовлетворяет.

**3.8.4. Фундаментная плита.**

Фундаментная плита (рис 3.8.4.) необходима для прочного и жесткого закрепления колонны крана на фундаменте. Она состоит из ступицы, в расточенное гнездо которой устанавливают хвостовик колонны, и 4-х, 6-ти или 8-ми радиальных лап, на концах которых размещают фундаментные болты.

Чтобы верхнее основание фундамента не выкрашивалось, лапы плиты не должны доходить до края фундамента на 200...400 мм, т.е. расчетная длина лап L1 = b/2 - (200...400) = 2500 / 2 - 300 = 950 мм.

Задаемся поперечным сечением, принимая симметричное сечение из двух швеллеров.

Число лап у плиты принимаем z = 6/

При достаточной жесткости плиты считают, что вертикальная сила, прижимающая лапы плиты к фундаменту, распределена между болтами равномерно и при числе болтов z составляет (в Н) /4/:

Fv = (103 \* V) / z, (3.8.4.1.)

где V - суммарная осевая вертикальная сила, которая определяется по формуле /4/:

V = V1 - Gф (3.8.4.2.)

V = 216,3 - 183,75 = 32,55 кН

Fv = (103 \* 32,55) / 6 = 5425 кН

Нагрузка в болтах от опрокидывающего момента М при условии, что основание плиты остается плоским при работе крана, создает опрокидывающее или прижимающее усилие (Fм, Н), максимальное значение которого для плиты с числом лап z = 6 определяется по формуле /4/:

Fм.max = Миз / (3 \* *l*л), (3.8.4.3.)

где *l*л - расстояние от оси колонны до центра фундаментного блока, м;

Миз - суммарный изгибающий момент, Н\*м.

Расстояние от оси колонны до центра фундаментного блока принимают *l*л = Lл / 1000 - 0,12 = 950 / 1000 - 1,12 = 0,83 м.

Суммарный изгибающий момент определяется по формуле /4/:

Миз = 103 \* Н \* h + Fм.max (3.8.4.4.)

Миз = 103 \* 78,4 \* 1,25 + 3120,6 = 101120,6 Н\*м

Fм.max = 101120,6 / (3 \* 0,83) = 40610,7 Н

Наибольшее результирующее усилие, которым лапа плиты отрывается от фундамента определяется по формуле /4/:

Fотр = Fм.max - Fv (3.8.4.5.)

Fотр = 40610,7 - 5425 = 35185,7 Н

Для обеспечения нераскрытия стыка фундаментные болты должны быть предварительно затянуты усилием, которое определяется по формуле /4/:

Fзат = К \* (1 - ) \* Fотр , (3.8.4.6.)

где К - коэффициент запаса, учитывающий непостоянство внешней нагрузки (К = 1,8...2,0);

 - коэффициент, учитывающий податливость при отсутствии в стыке мягких прокладок ( = 0,2...0,3).

Fзат = 1,8 \* (1 - 0,2) \* 35185,7 = 50667,4 Н

Расчетная нагрузка на наиболее загруженный фундаментный болт определяется по формуле /4/:

Fрасч = 1,3 \* Fзат +  \* Fотр (3.8.4.7.)

Fрасч = 1,3 \* 50667,4 + 0,2 \* 35185,7 = 72905 Н

Внутренний диаметр болта (в мм) определяется по формуле /4/:

где [р] = 60 МПа - допускаемое напряжение растяжения в болте.

По таблице резьб наружный диаметр резьбы принимаем равным 39 мм.

Наибольшая сила, которой лапа плиты прижата к фундаменту определяется по формуле /4/:

Fл.max = Fм.max + Fv (3.8.4.9.)

Fл.max = 40610,7 + 5425 = 46035,7 Н

С учетом предварительной затяжки болта давление между опорной поверхностью лапы и фундаментом проверяют по условию /4/:

р = (Fл.max +  \* d12 \* [р] / 4) / Аоп  [р], (3.8.4.10.)

где Аоп - опорная площадь лапы, мм2;

[р] - допускаемое напряжение смятия фундамента; для бетонного фундамента [р] = 2,0...2,5 МПа.

Принимаем сварную лапу в виде квадрата; сечение лапы из двух швеллеров №24 и устанавливаем их с зазором 40 мм. Получаем опорную площадь лапы в виде квадрата со стороной а = 2 \* 90 + 40 = 220 мм.

Тогда давление между опорной поверхностью лапы и фундаментом будет равным:

р = (46035,7 + 3,14 \* 392 \* 60 / 4) / 2202 = 2,4 МПа  [р] = 2,0...2,5 Мпа.

Условие выполняется.

Проверяем лапу на изгиб в сечении примыкания ее к ступице фундаментной плиты по условию /4/:

из = Миз.max / Wл = (Fл.max \* bл) / Wл  [из], (3.8.4.11.)

где bл - плечо действия силы Fл.max относительно расчетного сечения, мм; принимают bл = *l*1 - D0 = 830 - 207 = 327 мм;

Wл - момент сопротивления расчетного поперечного сечения лапы , мм3 (для швеллера №24 Wл = 289 см3);

[из] - допускаемое напряжение на изгиб, МПа; для стали марки Ст3 [из] =120 МПа.

из = (46035,7 \* 623) / 289000 = 99 МПа  [из] = 120 МПа

Условие на изгиб выполняется.

**3.9. Проверка устойчивости крана на колонне.**

Безопасность работы грузоподъемного крана должна обеспечиваться достаточной устойчивостью его против опрокидывания. Различают два вида проверки крана на устойчивость: грузовую и собственную. Грузовую устойчивость крана проверяют на возможный случай опрокидывания крана в сторону подвешенного груза, а собственную - на случай опрокидывания крана в сторону противовеса.

Коэффициент грузовой устойчивости определяется по формуле /4/:

Кгр = Мг.к. / Мгр , (3.9.1.)

где для этих условий моменты определяются по формулам /4/:

Мгр = 103 \* g \* Q \* (L - b / 2) (3.9.2.)

Мг.к. = 103 \* [Gпр \* (*l*пр + b / 2) + Gкр \* (*l*кр + b / 2) + (Gкол + Gф) \* (b / 2) - Gстр \* (*l*стр - b / 2) - Fин \* (L - b / 2)] - Мв.р.с. , (3.9.3.)

где Мв.р.с. - момент от максимальной ветровой нагрузки рабочего состояния; принимаем Мв.р.с. = 3 \* Мв.max = 3 \* 3120,6 = 9361,8 Н\*м.

Мгр = 103 \* 9,8 \* 8 \* (2,5 - 2,5 / 2) = 98000 Н\*м

Мг.к. = 103 \* [72 \* (1 + 2,5 / 2) + 54,2 \* (0,75 + 2,5 / 2) + (6,5 + 183,75) \* (2,5 / 2) - 2,5 \* (1,5 - 2,5 / 2) - 2,7 \* (2,5 - 2,5 / 2)] - 9361,8 = 494838,2 Н\*м

Определяем коэффициент грузовой устойчивости по формуле 3.9.1.:

Кгр = 494838,2 / 98000 = 5

Коэффициент собственной устойчивости крана определяется по формуле /4/:

Ксоб = Мп.к. / Мв.н.с. , (3.9.4.)

где Мв.н.с. - момент от ветровой нагрузки нерабочего состояния, рв.н.с. = 650 Па.

Для этих условий моменты определяются по формулам /4/:

Мг.к. = 103 \* [Gстр \* (*l*стр + b / 2) + (Gкол + Gф) \* (b / 2) + Gкр \* (b / 2 - *l*кр) - Gпр \* (*l*пр - b / 2)] , (3.9.5.)

Мв.н.с.  1,25 \* Мв.р.с.  3,75 \* Мв.max. (3.9.6.)

Мг.к. = 103 \* [2,5 \* (1,5 + 2,5 / 2) + (6,5 + 183,75) \* (2,5 / 2) + 54,2 \* (2,5 / 2 - 0,75) - 72 \* (1 - 2,5 / 2)] = 289775 Н\*м

Мв.н.с. = 3,75 \* 3120,6 = 11702,25 Н\*м

Определяем коэффициент собственной устойчивости крана по формуле 3.9.4.:

Ксоб = 289775 / 11702,25 = 24,8

По правилам Госгортехнадзора значения коэффициентов грузовой и собственной устойчивости должны быть не менее 1,15.

Правила Госгортехнадзора наши коэффициенты значительно превышают минимальную допустимую величину запаса.

**Заключение.**

В курсовом проекте произвели расчет поворотного крана на неподвижной колонне и получили следующие данные:

1) Механизм подъема груза:

двигатель МТКН 311-8, мощностью 9 кВт; редуктор двухступенчатый с передаточным числом 28; барабан механизма подъема вращения с частотой 10,6 мин-1; канат 15,0 -Г-I-С-Н-1568-ГОСТ 2688-80; кратность полиспаста - 2; полиспаст сдвоенный; тормоз ТКТ-200 с электромагнитом МО-200Б.

Двигатель и барабан расположены по разные стороны от редуктора, двигатель соединен с быстроходным валом редуктора упругой втулочно-пальцевой муфтой; тихоходный вал соединен с барабаном упругой втулочно-пальцевой муфтой.

2) Механизм поворота крана:

двигатель MTF 011-6, мощностью 2 кВт, соединен упругой втулочно-пальцевой муфтой с червячным редуктором Чог-125; выходной вал редуктора соединен с открытой зубчатой передачей, передаточное число которой - 10; передаточное число механизма поворота - 400; частота вращения крана 2 мин-1; кран установлен на подшипниках качения; на верхней опоре подшипник 8314, на нижней опоре расположена группа роликов, укрепленных на поворотной части крана.

**Литература.**

1. Подъемно-транспортные машины лесной промышленности. Расчет и проектирование механизма подъема груза. Методические указания по курсовому проектированию для студентов всех видов обучения и факультета повышения квалификации (специальности 0901, 0902, 0519). - Л.: 1986.

2. Подъемно-транспортные машины лесной промышленности. Расчет и проектирование механизма подъема груза. Приложения и методические указания по курсовому проектированию для студентов всех видов обучения и факультета повышения квалификации (специальности 0901, 0902, 0519). - Л.: 1986.

3. Курсовое проектирование по деталям машин и подъмно-транспортным машинам. Методические указания и задания к проектам и работам для студентов-заочников технических специальностей высших учебных заведений / П.Г.Гузенков, А.Г.Гришанов, В.П.Гузенков. - М.: Высшая школа, 1990.

4. Подъемно-транспортные машины лесной промышленности. Расчет и проектирование механизма поворота грузоподъемных кранов. Методические указания по курсовому проектированию для студентов всех видов обучения и факультета повышения квалификации (специальности 26.01, 26.02, 17.04). - С.-Пб.: 1993.

5. Работа подъемно-транспортных машин в период неустановившегося движения. Методические указания по выполнению курсовых проектов и работ по подъемно-транспортным машинам для студентов всех видов обучения (специальности 0901, 0902, 0519). - Л.: 1983.

6. В.Н.Кудрявцев. Курсовое проектирование деталей машин. - Л.: Машиностроение, 1984.

7. П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высшая школа, 1985.

8. П.Г.Гузенков. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1982.

9. Л.Я.Перель, А.А.Филатов. Справочник: подшипники качения. - М.: Машиностроение, 1992.

10. Е.К.Грошцев и др. Подъемно-транспортные машины. Учебное пособие по курсовому проектированию грузоподъемных машин (кранов) для специальностей 0901, 0902, 0519. - Л.: 1971.

11. Н.Г.Павлов. Примеры расчетов кранов. - Л.: Машиностроение, 1967.

12. Н.Ф.Гуденко и др. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. - М.: Машиностроение, 1971.

13. Б.А.Таубер. Подъемно-транспортные машины. - М.: Экология, 1991.

14. М.Н.Иванов. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1985.

15. М.П.Александров. Подъемно-транспортные машины. - М.: Высшая школа, 1985.

16. М.М.Гонберг. Справочник по кранам. В 2-х томах. - Л.: Машиностроение, 1988.

17. Детали машин. Атлас конструкций. - М.: Машиностроение, 1979.

18. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций. - М.: Машиностроение, 1987.