Министерство сельского хозяйства РФ

ФГОУВПО

Пермская государственная сельскохозяйственная

академия имени Д.Н.Прянишникова

Кафедра деталей машин

**КУРСОВАЯ РАБОТА**

по дисциплине: **«Основы конструирования»**

на тему: **«Расчет мостового однобалочного крана»**

Выполнил: студент группы М-51, шифр М-01-157

В.М. Соловьев

Проверил:

Кандидат технических наук доцент В.С. Новосельцев

Пермь 2005

**Задание.**

Рассчитать механизм передвижения мостового однобалочного крана (кран-балки):

* грузоподъемностью Q=1,7 т;
* пролет крана LK= 10,6 м;
* скорость передвижения V = 0,48 м/с;
* высота подъема Н= 12 м;
* режим работы средний;
* управление с пола.

Кран работает в мастерской по ремонту сельскохозяйственной техники.

Мостовые однобалочные краны грузоподъемностью 1...5т регламентированы ГОСТ 2045 - 89\*.

В соответствии с прототипом выбираем кинематическую схему однобалочного мостового крана (кран-балки) с центральным приводом и передвижной электрической талью (рис. 1). Согласно ГОСТ 22584 - 96 по грузоподъемности 1 т выбираем электроталь ТЭ 100-521 [1, стр. 215].

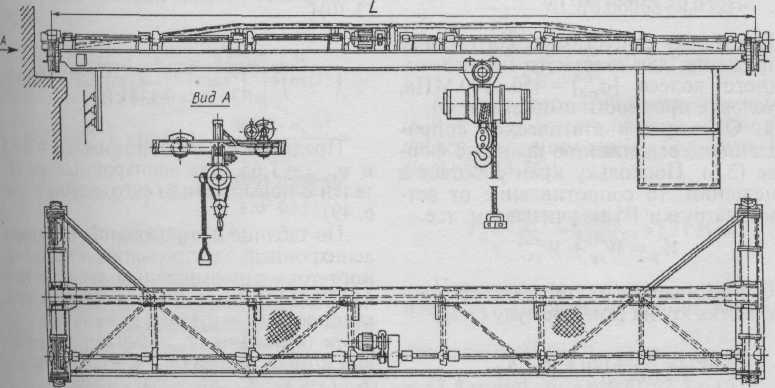


Рисунок 1. Мостовой однобалочный кран.

Расчет механизма передвижения крана проводим в следующем порядке.

**1**. Определяем размеры ходовых колес по формуле

  (1)

Максимальную нагрузку на колесо вычисляем при одном из крайних положений электротали.

По ГОСТ 22584-96 [1, стр. 215] принимаем массу тали mт =180 кг = 0,18т (ее вес G7 = mTg ≈ 0,18×10 = 1.8кН) и длину L = 870 мм. Массу крана с электроталью выбираем приближенно по прототипу [1, стр. 214] mк ≈ 2,15т. Тогда вес крана Gк = mкg ≈ 2,15 × 10 = 21,5 кН. Ориентировочно принимаем

*l* ≈ L ≈ 0,87 м.

Для определения нагрузки Rmax пользуемся уравнением статики

∑M2 = 0 или – Rmax Lк+ (GГ+ GT)×(Lк – *l*) + (Gк – GT) × 0,5Lк =0 (2)

откуда

Rmax= = (3)

≈ 27 кН

При общем числе ходовых колес Zk = 4 нагрузка приходится на те два колеса крана, вблизи которых расположена тележка. Тогда

Rmax = R/2 = 27/2 = 13,5 кН = 13500 Н. (4)

Следовательно,



Согласно ГОСТ 3569 - 74 [1, стр. 252] выбираем крановое двухребордное колесо диаметром Dк = 200мм. Диаметр цапфы dц = Dк/(4...6) ≈ (50...35) мм. Принимаем dц = 50 мм.

Для изготовления колес используем сталь 45, способ термообработки нормализация (НВ ≈ 200). Колесо имеет цилиндрическую рабочую поверхность и катится по плоскому рельсу. При Dк ≤ 200 мм принимаем плоский рельс прямоугольного сечения [1, стр. 252], выбирая размер ***а*** по условию: ***а*** < В. При DK ≤ 200 мм ширина поверхности качения B = 50 мм. Принимаем ***а*** = 40 мм.

Рабочая поверхность контакта b = а - 2R = 40 - 2 × 9 = 22 мм.

Коэффициент влияния скорости Kv=1 +0,2 V = 1 + 0,2 ×0,48= 1,096.

Для стальных колес коэффициент пропорциональности а1 = 190.

Предварительно выбранные ходовые колеса проверяем по контактным напряжениям.

При линейном контакте

σк.л = аl = 493 МПа (5)

Поскольку допустимые контактные напряжения для стального нормализованного колеса [σкл] =450...500 МПа, то условие прочности выполняется.

**2**. Определяем статическое сопротивление передвижению крана.

Поскольку кран работает в помещении, то сопротивление от ветровой нагрузки Wв не учитываем, т. е.

WУ = Wтр + Wук (6)

Сопротивление от сил трения в ходовых частях крана:

 (7)

По таблице 1.3 [1, стр. 9] принимаем, μ = 0,3 мм, а по таблице 1.4 для колес на подшипниках качения ƒ=0,015, Кр= 1,5. Тогда,



Сопротивление движению от возможного уклона пути.

Wyк = (G+ Gк)×α = (17 + 21,5)×0,0015 = 0,058 кН = 58 Н. (8)

Значения расчетного уклона а указаны на с. 9.Таким образом, получаем



Сила инерции при поступательном движении крана

Fи = (Q + mк)v/tп = (1700 + 2150) х 0,48/5 = 370 Н, (9)

где tп – время пуска; Q и mк – массы соответственно груза и крана, кг.

Усилие, необходимое для передвижения крана в период пуска (разгона),

 (10)

**3**. Подбираем электродвигатель по требуемой мощности

 (11)

Предварительно принимаем η = 0,85 и ψп.ср.= 1,65 (для асинхронных двигателей с повышенным скольжением) [1, стр. 49].

По таблице 27 приложения [1] выбираем асинхронный электродвигатель переменного тока с повышенным скольжением 4АС71А6УЗ с параметрами: номинальная мощность Рт = 0,4 кВт; номинальная частота вращения

nдв = 920мин-1; маховой момент ротора (mD2)р = 0,00068 кг×м2; Tп/Tн = 2; Tmax/Tн= 2. Диаметр вала d= 19 мм.

Номинальный момент на валу двигателя

 (12)

Статический момент

 (13)

**4.**Подбираем муфту с тормозным шкивом для установки тормоза. В выбранной схеме механизма передвижения (см. рис. 1) муфта с тормозным шкивом установлена между редуктором и электродвигателем. По таблице 56 приложения подбираем упругую втулочно-пальцевую муфту с наибольшим диаметром расточки под вал 22 мм и наибольшим передаваемым моментом [Тм] = 32 Н×м.

Проверяем условие подбора [Тм] ≥ Тм. Для муфты Тм= 2,1×Тн = 2,1×4,16 = 8,5 Н×м. Момент инерции тормозного шкива муфты Iт = 0,008 кг-м2. Маховой момент (mD2)T= 4×Iт = 0,032 кг-м2.

**5.** Подобранный двигатель проверяем по условиям пуска. Время пуска

 (14)

Общий маховой момент

 (15)

Относительное время пуска принимаем по графику (см. рис. 2.23, б) в зависимости от коэффициента α=Тс/Тн. Поскольку α = 2,23/4,16 = 0,54, то tп.о=1.

Ускорение в период пуска определяем по формуле :

an = v/tn = 0,48/2,85=0,168 м/с2, что удовлетворяет условию.

**6**. Проверяем запас сцепления приводных колес с рельсами по условию

пуска при максимальном моменте двигателя без груза

 (16)

Статическое сопротивление передвижению крана в установившемся режиме без груза

 (17)



Ускорение при пуске без груза

 (18)

Время пуска без груза

 (19)

Общий маховой момент крана, приведенный к валу двигателя без учета груза,

 (20)

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя при установившемся движении крана без груза

 (21)

По графику на рисунке 2.23 [1, стр.29] при α = Тс'/Тн = 1,633/4,16 = 0,393 получаем *tп.о.*= 1

Тогда время пуска

 (22)

Ускорение при пуске



Суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза

 (23)

Коэффициент сцепления ходового колеса с рельсом для кранов, работающих в помещении, φсц = 0,15.

Запас сцепления



что больше минимально допустимого значения 1,2.

Следовательно, запас сцепления обеспечен.

**7.** Подбираем редуктор по передаточному числу и максимальному вращающему моменту на тихоходном валу Трmax. определяемому по максимальному моменту на валу двигателя:

 (24)

В соответствии со схемой механизма передвижения крана (см. рис. 1) выбираем горизонтальный цилиндрический редуктор типа Ц2У. При частоте вращения n = 1000 мин-1 и среднем режиме работы ближайшее значение вращающего момента на тихоходном валу Ттих = 0,25 кН м = 250 Н м, что больше расчетного Тр mах. Передаточное число uр = 18.

Типоразмер выбранного редуктора Ц2У-100.

**8**. Выбираем тормоз по условию [Тт] > Тт и устанавливаем его на валу электродвигателя.

Расчетный тормозной момент при передвижении крана без груза

 (25)

Сопротивление движению от уклона

 (26)

Сопротивление от сил трения в ходовых частях крана

 (27)

Общий маховой момент

 (28)

Время торможения:

 (29)

Максимально допустимое ускорение:

 (30)

Число приводных колес znp = 2. Коэффициент сцепления φсц = 0,15. Запас сцепления Кц = 1,2.

Фактическая скорость передвижения крана

 (31)

т. е. сходна с заданным (исходным) значением.

Расчетный тормозной момент



По таблицам 58 и 62 приложения выбираем тормоз ТКТ-100 с номинальным тормозным моментом [TТ] = 10H·м, максимально приближенным к расчетному значению Тт.

Подобранный тормоз проверяем по условиям торможения при работе крана с грузом.

Проверка по времени торможения:

 (32)

Маховой момент масс:

 (33)

Статический момент сопротивления движению при торможении:

 (34)

Сопротивление движению при торможении:

 (35)

Сопротивление от сил трения:

 (36)

Сопротивление от уклона:

 (37)

Следовательно,



Тогда статический момент сопротивления:



а время торможения:



что меньше допустимого [tт] = 6...8 с.

Проверка по замедлению при торможении:



что меньше максимально допустимого значения для кранов, работающих в помещении, [ат] < 1 м/с2.

Следовательно, условия торможения выполняются.

9. Определяем тормозной путь по формуле:

 (38)

По нормам Госгортехнадзора при числе приводных колес, равном половине общего числа ходовых колес (см. табл. 3.3), и при фсц = 0,15

 (39)

Список литературы

1. Проектирование и расчет подъемно-транспортирующих машин сельскохозяйственного назначения/ М.Н.Ерохин, А.В.Карп, Н.А.Выскребенцев и др.; Под ред. М.Н. Ерохина и А.В. Карпа. – М.: Колос, 1999.
2. Курсовое проектирование грузоподъёмных машин / Н.Ф Руденко, М.П.Александров, А.Г. Лысяков.­- М.: издательство «Машиностроение», 1971.