

РЕФЕРАТ

Объектом проектирования является гусеничный кран ДЭК 251.

Цель проекта - разработка гусеничного крана для погрузочно-разгрузочных, строительно-монтажных работ и вертикального транспортирования груза.

В процессе работы над курсовым проектом проводились расчеты основных параметров, экономические расчеты, исследование конструкции.

Эффективность данной машины состоит в изменении сечения стрелы, которое позволяет снизить ее металлоемкость, упростить процесс ее изготовления и снизить стоимость крана при обеспечении прочности стрелы.

Основные конструктивные и технико-эксплуатационные характеристики: вылет стрелы, трудоемкость машины.

ВВЕДЕНИЕ

Для обеспечения быстрых темпов выполнения строительно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ требуется большое количество подъемно-транспортных машин. Они выполняют важную роль в деле снижения трудоемкости выполненных операций, ликвидации ручного труда на погрузочно-разгрузочных и монтажных работах.

Среди различных подъемно-транспортных машин гусеничные краны находят широкое и все возрастающее применение. С помощью этого типа кранов выполняются различные работы: монтаж объектов из сборных элементов, сборка оборудования, монтаж и демонтаж башенных кранов и других сооружений, погрузка и разгрузка изделий на складах и заводах, укладка магистральных трубопроводов и установка опор линий электропередач. В Вооруженных Силах гусеничные краны используются также при монтажно-демонтажных работах, при ремонте различной техники, наведении мостов и переправ, строительстве полевых сооружений и заграждений, подъеме специальных грузов и так далее.

Основное достоинство стреловых самоходных кранов - их способность быстро перебазироваться с одного объекта на другой и приступать к работе без специальной подготовки грунтового основания сразу по прибытии на новое место. Благодаря этому краны успешно используются на рассредоточенных объектах с небольшим объемом работ.

Специальные конструкторские бюро ведут работу по дальнейшему совершенствованию серийного выпуска их технико-экологических показателей, улучшению условий труда машинистов. В процессе модернизации выпускаемых машин повышается их грузоподъемность, в конструкциях широко применяют унифицированные механизмы, опорно-поворотные устройства, кабины и другие узлы. Большое внимание уделяется совершенствованию систем управления, удобству работы в кабинах, облегчению проведения технического обслуживания и ремонта. Разрабатываются новые виды сменного рабочего оборудования, требующиеся для монтажа и демонтажа минимальных затрат.

В настоящее время эффективность эксплуатации кранов целиком зависит от умелого и экологического использования их в техническом процессе. Поэтому повышаются требования и к профессиональному мастерству и культурно-техническому уровню

кадров, обслуживающих машины.

1 ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Классификация строительных кранов по конструкции Рисунок 1 - Схема

классификации строительных кранов по конструкции

Стрелковые самоходные краны предназначены для подачи строительных конструкций и материалов на строящиеся объекты, а так же для механизации погрузочно-разгрузочных работ на складах. В процессе монтажных работ эти краны используются также для поддержания конструкций при их закреплении на месте монтажа (например: установка в кондуктор, закрепление сваркой).

Основное достоинство стрелковых самоходных кранов - их способность быстро перебазироваться с одного объекта на другой и приступить к работе без специальной подготовки грунтового основания сразу по прибытию на новое место. Благодаря этому краны успешно используются на рассредоточенных объектах с небольшим объемом работ.

К самоходным стрелковым кранам относятся: автомобильные, пневмоколесные, на шасси автомобильного типа, гусеничные и тракторные краны.

Пневмоколесные и гусеничные краны различаются между собой лишь ходовым устройством, в остальном они имеют общую классификационную характеристику. Автомобильные стрелковые самоходные краны различают по грузоподъемности, типу привода основных механизмов и исполнению подвески стрелкового оборудования.

Гусеничные краны применяются для погрузочно-разгрузочных, строительномонтажных работ и находят широкое применение в энергетическом строительстве как при работе на укрупнительно-сборочных площадках, так и при монтаже оборудования. Достоинством гусеничных кранов является то, что они не требуют специальной подготовки рабочей площадки в связи с малым удельным давлением на грунт, обладают достаточной маневренностью, могут поворачиваться на месте с грузом и без него. При монтаже оборудования могут выводить монтируемый блок в вертикальное положение и подавать его затем на проектную отметку.

Гусеничные краны являются полноповоротными самоходными кранами. В зависимости от условий работы их оборудуют сменными стрелами различной длины и конфигурации (прямые, изогнутые, телескопические).

Гусеничный кран состоит из двух основных частей: поворотной и неповоротной.

Механизмы передвижения выполняются с отдельными приводами гусеничных тележек по нескольким конструктивным схемам. Механизмы подъема имеют двухдвигательный привод с дифференциалом, что даёт четыре скорости.

Привод кранов малой грузоподъёмности осуществляется от дизеля с механической трансмиссией, а при грузоподъёмности более 16 т от дизель-генераторной установки. Краны, имеющие силовую установку на переменном токе, могут работать от внешней сети. В некоторых моделях кранов с групповым приводом механизмов в трансмиссии устанавливают турботрансформатор, что позволяет улучшить эксплуатационные характеристики крана. Однако схема с турботрансформатором достаточно сложна и не может быть осуществлена при применении только

стандартных узлов и деталей. Применение индивидуального привода в этом отношении имеет большие преимущества. В гусеничных монтажных кранах применяют исключительно индивидуальный привод, и отдельные их модели отличаются главным образом, только компоновкой механизмов на поворотной платформе.

Гусеничные краны индексируются по четырем основным индексам и обозначаются:

* Индекс «МКГ»

Индекс «МКГ» означает «Монтажный Кран Гусеничный». Далее через дефис указывается грузоподъемность в тоннах, а затем литера, показывающая модернизацию или другие признаки («М» -- модифицированный, «Р» -- раздвижное ходовое устройство, «Б» -- башенно-стреловой и др.). Примеры:

МКГ-16М -- Монтажный Кран Гусеничный, грузоподъемностью 16т, модифицированный;

МКГ-25БР -- Монтажный Кран Гусеничный, грузоподъемностью 25т, в башенно-стреловом исполнении, с раздвижным гусеничным ходовым устройством.

* Индекс «МКГС»

Индекс «МКГС» означает «Монтажный Кран Гусеничный Стреловой». Далее через дефис указывается грузоподъемность в тоннах, а затем через точку ? порядковый номер очередной модификации:

МКГС-100.1 -- Монтажный кран гусеничный стреловой, грузоподъемностью 100т, первой модификации.

* Индекс «СКГ»

Индекс «СКГ» означает «Специальный Кран Гусеничный». Далее через дефис указывается грузоподъемность в тоннах, а затем литерой ? порядковый номер модификации:

СКГ-40А -- специальный кран гусеничный, грузоподъемностью 40т, первой модификации.

стрела гусеничный кран разгрузочный

2. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ

Гусеничный дизель-электрический кран ДЭК-251 грузоподъемностью 25 тонн предназначен для погрузочно-разгрузочных и строительно-монтажных работ. Кран оснащен основной стрелой длиной 14 м, которую можно удлинить решетчатыми вставками до 32,75 м. Имеется возможность установки неподвижного гуська длиной 5 м с крюком вспомогательного подъема грузоподъемностью 5 т.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГУСЕНИЧНОГО КРАНА ДЭК-251

Грузоподъемность на основной стреле, т 25

Грузоподъемность на гуське, т 5

Максимальный грузовой момент, тм 118,75

Высота подъема с основной стрелой, м 13,7

Максимальная высота подъема (стрела 32,75 м), м 36

Вылет минимальный (стрела 14 м), м 4,75

Вылет максимальный (стрела 32,75 м), м 27,2

Длина стрелы основная, м 14

Длина стрелы со сменным оборудованием, м 32,75
Длина гуська, м 5
Скорость подъема-опускания, м/мин 5,10
Скорость подъема-опускания груза массой 5 тонн, м/мин 12
Частота вращения, об/мин 0,3 - 1,0
Масса крана с основной стрелой, т 36,5
Скорость передвижения, км/ч 1
Длина без стрелы, мм 6965
Длина со стрелой, мм 20400
Ширина, мм 4760
Высота, мм 4300

Электроснабжение крана ДЭК-251 осуществляется как от собственного дизель-генератора (мощность 60 или 100 кВт), так и от внешней сети трехфазного переменного тока напряжением 380 В.

ДЭК-251 -- самый распространенный гусеничный кран в России и странах СНГ, -- максимально эффективно применяется для строительства жилых районов, коттеджных поселков. Гусеничные краны ДЭК-251 выполняют широчайший диапазон работ: от нулевого цикла строительства до полного возведения надземной части, -- и не требуют специализированного подхода в эксплуатации. Простота технических решений сделала ДЭК-251 максимально надежным при работе в любых условиях.

Преимущества крана ДЭК-25:

- Основная стрела крана 14м, удлиняется до 32,75м решетчатыми вставками 5м и 8,75м при помощи безрезьбовых пальцевых соединений, что обеспечивает быструю сборку.
- На кран может быть установлен жесткий (неподвижный) 5-метровый гусек, оснащенный крюком вспомогательного подъема грузоподъемностью 5тн.
- Может перемещаться с грузом до 25тн на основной стреле или до 2,5тн на жестком гуське с максимальной скоростью 1км/ч по неподготовленной площадке.
- Кран не требует специальной подготовки площадки для работы. При помощи гусеничного хода обеспечивается прекрасная проходимость в самых тяжелых условиях, а также надежная устойчивость при передвижении и работе с грузами.
- Конструкция гусеничного хода и привод крана позволяют выполнять разворот на кривых любого радиуса и на месте.
- ДЭК-251 оборудован тепло- и шумоизолированной кабиной, обеспечивающей прекрасную видимость рабочего пространства и зоны расположения грузовых лебедок.
- Кран ДЭК-251 широко применяется для строительно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ.
- Питание крана возможно как от встроенного дизель-генератора мощностью 60кВт, так и от внешней электросети 380В 50Гц.
- Дизель-генераторная станция крана может применяться для широчайшего спектра хозяйственных нужд -- как дополнительный источник электроэнергии.

- Возможность питания от внешней электросети обеспечивает экологичность и сравнительную бесшумность при работе в городской среде, а также существенную экономию на топливе.
- Адаптирован для различных климатических поясов: от арктического до экваториального.
- Быстрый ввод в эксплуатацию при минимальных трудозатратах.
- Стандартизированное управление краном хорошо знакомо большинству операторов.

3 РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Таблица №1 - Основные параметры крана

Грузоподъемность крана, т

25

Высота подъема, м

30

Скорость подъема груза, м/мин

10,2

Режим работы механизма подъема груза

Тяжелый (М6)

На основании приведенных данных ведется дальнейший расчет всех механизмов и металлоконструкции крана.

Расчет ведем в соответствии с методикой, изложенной в литературе [1].

Механизм подъема груза предназначен для перемещения груза в вертикальном направлении. Он проектируется в зависимости от грузоподъемности, высоты подъема груза и максимального вылета, с учетом режима работы крана.

Привод механизма подъема и опускания груза включает в себя лебёдку механизма подъема. Крутящий момент, создаваемый электродвигателем передается на редуктор через муфту. Редуктор предназначен для уменьшения числа оборотов и увеличения крутящего момента на барабане.

Рисунок 2 - Схема запасовки грузового каната

Рисунок 3 - Кинематическая схема механизма подъема груза.

1 - двигатель, 2 - тормоз, 3 - редуктор, 4 - барабан.

Усилие в канате набегающем на барабан, Н:

где G - номинальная грузоподъемность крана, кг;

z - число полиспастов в системе;

u - кратность полиспаста;

η_0 - общий КПД полиспаста и обводных блоков;

;

где $\eta_{п}$ - КПД полиспаста;

$\eta_{об}$ - КПД обводных блоков;

;

где $\eta_{бл}$ - КПД блока в соответствии с [табл. 2.1] $\eta_{бл}=0.98$;

u - кратность полиспаста;

;

;

где z - число обводных блоков;

.

.

Расчетное разрывное усилие в канате при максимальной нагрузке на канат:

;

где z_p - коэффициент запаса прочности, для тяжелого режима работы

$z_p=5,6$ [2, прил.3].

.

Выбираем по ГОСТ 2688-80 канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19 (1+6+6/6)+1о.с. диаметром $d_k=19,5$ мм, имеющий при маркировочной группе проволоки 1764 МПа разрывное усилие $F=209000$ Н.

Обозначение каната [1.с.57]

Канат - 19,5 - Г - 1 - Н - 1764 ГОСТ 2688-80.

Диаметр блока, мм:

;

где: h_2 - коэффициент зависящий от типа машины, привода механизма и режима работы машины механизма, принимается 22,4 [2, прил. 6].

Принимаем .

Требуемый диаметр барабана по средней линии навитого стального каната, мм:

;

где: d_k - диаметр каната, мм;

h_1 - коэффициент зависящий от типа машины, привода механизма и режима работы машины механизма, принимается 20 [2, прил. 6].

.

Принимаем диаметр барабана $D=400$ мм.

Длина каната навиваемого на барабан, м:

;

где: H - высота подъема груза, м;

U_p - кратность полиспаста;

D - диаметр барабана по средней линии навитого каната, м;

z_1 - число запасных (неиспользуемых) витков на барабане до места крепления, $z_1=1,5...2$ [1, стр. 60];

z_2 - число витков каната, находящихся под зажимным устройством на барабане, $z_2=3...4$ [1, стр. 60];

.

Рабочая длина барабана, м:

;

где: L_k - длина каната, навиваемого на барабан, м;

t - шаг витка;

m - число слоев навивки;

d_k - диаметр каната, м;

D_b - диаметр барабана, м;

- коэффициент не плотности навивки;

.

Приняв в качестве материала для изготовления барабана чугун марки СЧ15 (барабан литой), проводим проверочный расчет барабана на смятие (сжатие). Проверочный расчет на совместное действие изгиба и кручения можно не производить, т.к. $L_b/D < 3$, и $\varphi_{кр}$ при этом обычно не превышают 10-15% от φ , расчет ведут только по σ .

Для материала чугун марки СЧ15 МПа, Мпа [1,стр.86].

Толщина стенки литого чугунного барабана должна быть не менее,

Принимаем $s = 16$ мм.

Статическая мощность двигателя, кВт:

;

где: Q - номинальная грузоподъемность, т;

vг - скорость подъема груза, м/мин;
- КПД механизма, $\eta = 0,85$ [1, табл. 1.18].

.

Номинальная мощность двигателя принимается равной или несколько меньше статической мощности.

Выбираем крановый электродвигатель с фазным ротором МТФ 412-6 имеющий номинальную мощность $P_{дв} = 30$ кВт, частоту вращения $n = 970$ об/мин., момент инерции ротора $I_p = 0,675$ кг·м² и массу $m = 345$ кг, крутящий момент $T_{max} = 950$ Нм. [табл. III.3.5, с.313].

Частота вращения барабана, об/мин:

;

где: U_p - кратность полиспаста;

$D_{расч}$ - расчетный диаметр барабана, м.

.

Общее передаточное число привода механизма:

;

.

Расчетная мощность редуктора, кВт:

;

где k_p - коэффициент, учитывающий условия работы, для привода механизма подъема груза $k_p = 1$ [1, табл. 1.33];

.

Выбираем редуктор цилиндрический, двухступенчатый, горизонтальный, крановый типоразмера Ц2 -400 с передаточным числом $U_p = 16,3$ [табл. III.4.2, с.318].

Момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска, Н·м:

;

где z - число полиспастов в системе;

D_b - диаметр барабана, м;

$U_{ред}$ - передаточное число редуктора;

η_b и $\eta_{пр}$ - КПД барабана и привода (ориентировочно $\eta_b = 0,96$, $\eta_{пр} = 0,96$) [1, табл.1.18, с.23; табл.5.1, с.127].

.

Номинальный момент передаваемый муфтой принимается равным моменту статических сопротивлений:

$T_{ном} = T_c = 583,1$ Н·м.

Номинальный момент на валу двигателя, Н·м:

;

где $P_{дв}$ - мощность двигателя, кВт;

$n_{дв}$ - частота вращения двигателя, об/мин;

.

Расчетный момент для выбора соединительной муфты, Н·м:

;

где k_1 - коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма,

принимается равным 1,3 [табл.1.35, с.42].

k_2 - коэффициент, учитывающий режим работы, принимается равным 1,3 [табл.1.35, с.42].

Выбираем ближайшую по требуемому крутящему моменту МУВП №3 с тормозным шкивом диаметром $D_t=400$ мм, и наибольшим передаваемым крутящим моментом 5500 Н?м., момент инерции ротора муфты $I_m=2,25$ кг?м². [табл.III.5.8, с.340].

Момент инерции ротора двигателя и муфты, кг?м²

$$I = I_p + I_m = 0,675 + 2,255 = 2,9 \text{ кг?м}^2.$$

Средний пусковой момент двигателя, Н?м:

;

$$\text{где } t_{ax} = T_{max} / T_{ном} = 950 / 295,4 = 3,22;$$

t_{in} - минимальная кратность пускового момента электродвигателя:

$$t_{in} = 1,1 \dots 1,4 \text{ [1, стр.35];}$$

T_{max} - максимальный пусковой момент двигателя, Н?м,

$T_{ном}$ - номинальный момент двигателя, Н?м,

.

Время пуска при подъеме груза, с:

;

где $T_{ср.п}$ - средний пусковой момент двигателя, Н?м;

T_c - момент статического сопротивления соответственно на валу двигателя при пуске, Н?м;

-коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода (кроме двигателя и муфты), равен 1.1...1.25 [1, стр.25];

.

Фактическая частота вращения барабана по формуле:

;

Фактическая скорость подъема груза, м/с:

где: $i_{п}$ - кратность полиспаста

$D_{расч}$ - расчетный диаметр барабана, м

.

Ускорение при пуске:

;

Поскольку график действительной загрузки механизма подъема не задан, воспользуемся усредненным графиком использования механизма по грузоподъемности (рисунок 4), построенным на основе опыта эксплуатации кранов.

Определим моменты, развиваемые двигателем, и время его пуска при подъеме и опускании груза в различные периоды работы механизма. Согласно графику, за время цикла (подъем и опускание груза) механизм будет работать с номинальным грузом $Q=25000$ кг -- 2 раза, с грузом $0,7 Q=18750$ кг -- 4 раз, с грузом, $0,19 Q=4875$ кг - 1 раз, с грузом $0,05 Q=1250$ кг - 3 раза.

Рисунок 4 - Усредненный график загрузки механизма подъёма

Таблица № 2 - Данные расчёта механизма на перегрев

Наименование показателя

Обозначение

Единица

Результаты расчета при массе поднимаемого груза, кг

25000

18750

4875

1250

КПД

-

0.85

0.85

0.85

0.85

Натяжение каната у барабана при подъеме груза

F6

H

35075

26307

6839

1753

Момент при подъеме груза

Tc

H·m

583,1

437,34

113,7

29,16

Время пуска при подъеме

тп

C

4,1

1,46

0,6

0,51

Натяжение каната у барабана при опускании груза

$F_{соп}$

H

26793

20095

5224

1339

Момент при опускании груза

$T_{соп}$

$H \cdot m$

332

249

64,84

16,59

Время пуска при опускании

топ

с

0,335

0,363

0,458

0,477

Произведем расчет всех показателей и полученные данные занесем в таблицу 2.

Средняя высота подъема груза составляет 0.5...0.8 номинальной высоты $H=10\text{м}$.

Примем $H_{\text{ср}}=0.8H=0.8*30=24\text{ м}$.

Время установившегося движения:

;

Сумма времени пуска при подъеме и опускании груза за цикл работы механизма:

Общее время включений двигателя за цикл :

;

Среднеквадратичный момент, Нм:

;

где t_p - общее время пуска механизма в разные периоды работы с различной нагрузкой, с;

$T_{2c\tau y}$ - сумма произведений квадрата моментов статических сопротивлений движению при данной нагрузке на время установившегося движения при этой нагрузке;

t - общее время включения электродвигателя за цикл, с.

Среднеквадратическая мощность двигателя, кВт:

;

где $T_{ср}$ - среднеквадратичный момент преодолеваемый электродвигателем, Н•м;

$n_{дв}$ - частота вращения двигателя.

Условие: $P_{ср} \leq P_{ном}$ ($28,93 < 30$) выполняется - следовательно двигатель не перегревается.

Расчет и выбор тормоза.

Момент статического сопротивления на валу двигателя при торможении механизма, Нм:

;

где η - КПД привода от вала барабана до тормозного вала, 0.96 [1, табл. 1.18];

U - общее передаточное число между тормозным валом и валом барабана;

;

Необходимый по нормам тормозной момент, развиваемый тормозом, выбираем из условия, Нм:

;

где k_t - коэффициент запаса торможения, для тяжелого режима $k_t = 2.0$ [табл.2.9].

.

Из табл. III.5.13 [1] выбираем тормоз ТКГ-400 с тормозным моментом 1500 Нм, диаметром тормозного шкива $D_T = 400$ мм. Регулировкой можно получить требуемый тормозной момент.

Определим время торможения при опускании груза (при подъеме груза это время будет меньше, так как в этом случае момент от веса, груза и тормозной момент действуют в одном направлении), с:

,

где γ - коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма, $\gamma = 1,1$ [1, стр.25];

I - момент инерции ротора двигателя и муфты;

n - частота вращения двигателя;

T_t - тормозной момент;

$T_{ст}$ - момент статического сопротивления на валу тормоза при торможении механизма;

Q - номинальная грузоподъемность крана, кг;

V - скорость механизма;

η - КПД механизма, [1, табл. 1.18].

Из табл. 1.22 [1] для тяжелого режима работы находим путь торможения механизма подъема груза:

где $V_{ф}$ - фактическая скорость подъема груза.

Время торможения в предположении, что скорости подъема и опускания груза

одинаковы, с:

с,

где S - длина пути груза, м;

$V_{гф}$ - фактическая скорость подъема груза, м/с.

Замедление при торможении:

что соответствует данным табл. 1.25 [1].

где $V_{гф}$ - фактическая скорость подъема груза;

$t_{тmax}$ - время торможения в предположении что скорость подъема и опускания одинаковы.

4. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА СТРЕЛЫ

4.1 Построение схемы для определения усилий в стреловом полиспасте

Рисунок 4 - Расчетная схема для определения усилий в стреловом полиспасте

4.2 Определение усилий в стреловом полиспасте

В этом разделе все параметры с индексом max относятся к максимальному вылету стрелы, с индексом min - к минимальному вылету. Все параметры, которые есть на рисунке и неопределяемые расчетами берем из [2].

Усилие в стреловом полиспасте определяется по формуле:

где Q - масса груза при номинальной грузоподъемности, кг; $Q_{min} = 10900$ кг, при максимальном вылете принимаем $Q_{max} = 1200$ кг;

m_c - масса стрелы, кг; $m_c = 2960$ кг;

- длина горизонтальной проекции стрелы, м;

- кратность грузоподъемного полиспаста; = 2;

- КПД грузоподъемного полиспаста; = 0,99;

- ветровая нагрузка на груз, Н;

- ветровая нагрузка на стрелу, Н;

- центробежная сила от груза и грузового полиспаста, Н;

- центробежная сила от стрелы, Н;

α - угол наклона полиспаста к горизонтали, град.; $\alpha_{min} = 65^\circ$, $\alpha_{max} = 24^\circ$;

H - длина вертикальной проекции стрелы, м;

- ордината центробежной силы, м;

d - расстояние между осью стрелы и обводным блоком стрелового полиспаста, м;

$d_{min} = 5,4$ м, $d_{max} = 4,8$ м.

Знак плюс в знаменателе принимается, когда стреловой полиспаст наклонен от головки стрелы вверх, знак минус - при обратном наклоне.

Длина горизонтальной проекции стрелы

,

где l_c - длина стрелы, м; $l_c = 27,75$ м;

β - угол наклона стрелы к вертикали, град.; $\beta_{min} = 14^\circ$, $\beta_{max} = 58^\circ$.

м;

м.

Длина вертикальной проекции стрелы

м;

м.

Расчетная ветровая нагрузка

где p - распределенная ветровая нагрузка, Па;

q - динамическое давление ветра, Па. Для стреловых самоходных кранов принимают $q = 125$ Па [1, с. 21];

k - коэффициент, учитывающий изменение давления по высоте над поверхностью земли. При высоте 26,93 м $k = 1,35$ [1, с. 21];

c - коэффициент аэродинамической силы. Для стрелы (пространственной фермы) $c_s = 2,4$ [1, табл. 1.17], для груза $c_g = 1,2$ [1, с. 21];

n - коэффициент перегрузки. Для рабочего состояния $n = 1$ [1, с. 21];

A - расчетная площадь элемента конструкции или груза, м². Для груза массой 1200 кг м², для груза массой 10900 кг м² [1, табл. 1.16]. Для стрелы

где φ_z - коэффициент заполнения, $\varphi_z = 0,3$ [3, с. 148];

A_n - площадь, ограниченная наружным контуром стрелы, м²; $A_n = 29,6$ м² [2].

м².

Распределенные ветровые нагрузки, действующие на стрелу и груз:

Па;

Па.

Тогда расчетные ветровые нагрузки на стрелу и груз при максимальном и минимальном вылете:

Н;

Н;

Н.

Центробежная сила от груза и грузового полиспаста

,

где $n_{пов}$ - частота вращения поворотной части крана, об/мин; $n_{пов} = 0,5$ об/мин;

R - вылет стрелы, м; $R_{min} = 7$ м; $R_{max} = 23$ м.

Тогда центробежная сила от груза и грузового полиспаста соответственно при максимальном и минимальном вылете стрелы:

Н;

Н.

Центробежная сила стрелы

,

где r - расстояние от оси вращения крана до центра корневого шарнира стрелы, м; $r = 0,916$ м.

Для максимального и минимального вылета соответственно:

Н;

Н.

Ордината центробежной силы определяется по формуле:

.

м;

м.

Определим по формуле усилия в стреловом полиспасте в двух крайних положениях стрелы:

H;

H.

Усилие в стреловом канате у барабана определим по формуле:

,

где - кратность стрелового полиспаста; (см. рисунок 6);

η_0 - КПД стрелового полиспаста и обводных блоков;

,

$\eta_{п}$ - КПД полиспаста. При $i_{пс} = 3$ $\eta_{п} = 0,97$;

$\eta_{н.бл}$ - КПД направляющих блоков. Определим по формуле:

Рисунок 6 - Схема запасовки канатов грузового и стрелового полиспаста

Максимальное и минимальное усилие в стреловом канате у барабана:

H;

H.

Среднее расчетное усилие в ветви каната, набегающей на барабан,

H.

4.3 Выбор каната и расчет барабана

Разрывное усилие каната

H.

Выбираем канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19(1+6+6/6)+10.c.$ по ГОСТ 2688-80 диаметром $d_k = 14,0$ мм с разрывным усилием 108000 Н [1, табл. III.1.1].

Диаметр блока по формуле:

мм.

Принимаем по стандартному ряду $D_{бл} = 320$ мм.

Диаметр барабана по формуле:

мм.

Принимаем по стандартному ряду $D_b = 250$ мм.

Шаг канавок на барабане $t = d_k + (2 \dots 3) = 14 + 3 = 17$ мм.

Рабочая длина барабана

,

где l_k - длина каната, навиваемого на барабан, м;

,

l - ход стрелового полиспаста, м;

L_{max} , L_{min} - длина стрелового полиспаста при наибольшем и наименьшем вылетах стрелы, м; $L_{max} = 19,4$ м, $L_{min} = 16,8$ м [2].

m - число слоев навивки; $m = 1$;

м;

м.

Тогда расчетная длина барабана

мм.

4.4 Выбор двигателя

Необходимая мощность двигателя, кВт,

,

где η - КПД механизма изменения вылета. Ориентировочно принимаем $\eta = 0,85$;

визм.в - скорость изменения вылета стрелы, м/с; визм.в = 0,17 м/с.

Тогда необходимая мощность двигателя
кВт.

выбираем крановый электродвигатель с фазным ротором типа МТФ 211-6 [1, табл. III.3.5], который при ПВ = 25% развивает мощность $P_{дв} = 9$ кВт и частоту вращения $n_{дв} = 915$ об/мин. Момент инерции ротора $J_r = 0,115$ кг·м².

4.5 Выбор редуктора

Частота вращения барабана, об/мин,

где визм.в - скорость изменения вылета стрелы, м/мин; визм.в = 10 м/мин;
об/мин.

Требуемое передаточное число редуктора по формуле:

.

расчетная мощность редуктора

кВт.

Выбираем редуктор типоразмера Ц2-250 [1, табл. III.4.2] с передаточным числом $u_p = 24,9$ и мощностью на быстроходном валу 24 кВт при его частоте вращения 1000 об/мин.

Фактическая частота вращения барабана из выражения
об/мин.

Фактическая скорость навивки каната на барабан
м/мин

Эта скорость отличается от заданного значения

,

что допустимо.

Фактическое время перевода стрелы из крайнего нижнего положения в крайнее верхнее положение

с.

4.6 Выбор муфт и тормоза

Номинальный момент двигателя

Н·м.

Максимальный статический момент двигателя

,

где z - число полиспастов в системе; $z = 1$.

Н·м.

Полагая Н·м, получим расчетный момент муфты [1, табл. 1.35],

Н·м.

Выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту №1 [1, табл. III.5.9] с тормозным шкивом диаметром 200 мм и наибольшим крутящим моментом 500 Н·м. Момент инерции муфты $J_m = 0,125$ кг·м².

Статический момент при торможении

Н·м.

Требуемый тормозной момент [1, табл. 2.9],

Н·м.

Выбираем колодочный тормоз типа ТКТ-200 с диаметром тормозного шкива 200 мм и тормозным моментом 220 Н·м, который следует отрегулировать до требуемого тормозного момента $T_t = 164,55 \text{ Н·м}$.

4.7 Проверочные расчеты

Минимальный статический момент двигателя

Н·м.

Средний пусковой момент двигателя

Н·м.

Момент инерции ротора двигателя и муфты

кг·м².

Момент инерции вращающихся масс системы и груза относительно оси поворота стрелы (оси корневого шарнира)

Определим $J_{вр}$ для максимального и минимального вылета стрелы:

кг·м²;

кг·м².

Передаточное число привода механизма изменения вылета

,

где n_c - частота вращения (наклонения) стрелы при изменении вылета, об/мин;

,

α - угол между крайними положениями наклонной стрелы, рад;

рад.

Тогда

об/мин;

У механизма изменения вылета наклоном стрелы фактическое время пуска, с

,

где η - коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфты); $\eta = 1,2$.

Тогда время пуска при минимальном и максимальном усилии в полиспасте (при минимальном и максимальном вылетах стрелы):

с;

с.

Данные значения соответствуют требуемым [1, табл. 1.20].

Минимальный тормозной момент (при минимальном вылете)

Н·м.

Время торможения механизма изменения вылета, с,

Определим время торможения для минимального и максимального вылета:

с;

с.

Данные значения соответствуют требуемым [1, табл. 1.20].

4. РАСЧЕТ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ СТРЕЛЫ

Расчет ведем по [3].

Расчетная схема стрелы с прямолинейной осью при действии вертикальных нагрузок показана на рис.8а, а при действии горизонтальных нагрузок -- на рис.8д.

Усилия сжатия N стрелы и растяжения S_n в подвеске стрелы зависят от угла наклона стрелы φ и грузоподъемности на данном вылете. Наибольшее значение N бывает обычно при минимальном вылете ($\varphi = \varphi_{\max} = 58^\circ$), а наибольший изгибающий момент от собственного веса стрелы и горизонтальных нагрузок -- при максимальном вылете ($\varphi = \varphi_{\min} = 14^\circ$).

Усилия S_n в подвеске стрелы мы определяли ранее.

$$S_{n1} = F_{cП \max} = 73215,6 \text{ Н,}$$

$$S_{n2} = F_{cП \min} = 65112,6 \text{ Н.}$$

Рисунок 8 - Определение изгибающих моментов в стреле с прямолинейной осью: а, в и д -- расчетные схемы; б, г и е -- эпюры моментов

Сжимающее усилие у пяты стрелы найдем из суммы проекций всех сил на ось стрелы:

,

где S -- усилие в канате грузового полиспасте,

При минимальном вылете стрелы $\varphi_{\min} = \varphi_{\min} = 24^\circ$ (рис. 8).

Н,

Н,

При максимальном вылете стрелы $\varphi_{\max} = \varphi_{\max} = 65^\circ$, тогда

Н,

Н.

Изгибающий момент в стреле определяем, рассматривая расчетные схемы стрелы изображенные на рис. 8а, д. Собственный вес стрелы создает в ней изгибающий момент в вертикальной плоскости (рис. 8б), максимальная величина которого определится по зависимости

где $q_{\text{стр}}$ -- погонный вес стрелы,

$$q_{\text{стр}} = m_{\text{с}}/l = 2960/27,7 = 106,9 \text{ кг/м.}$$

Н/м,

Н/м.

Горизонтальные ветровые и инерционные нагрузки вызывают изгиб стрелы в боковой плоскости (рис. 8д), определяемый зависимостью

,

Н/м,

Н/м.

Усилия сжатия наиболее нагруженной ветви стрелы для четырехгранной конструкции определится по наибольшему значению выражения

,

где h_1 и b_1 -- высота и ширина сечения стрелы, принимаем $h_1 = 550 \text{ мм}$, $b_1 = 600 \text{ мм}$.

Н,

Н.

Дальнейший расчет производим по $S_{cж1}$.

Сечения поясов и раскосов принимаем равными существующим аналогам и проверяем по условному напряжению по формуле:

,

где -- расчетное сопротивление; -- коэффициент условий работы, при двухстороннем креплении уголков к фасонке, при одностороннем - ; значение $= f()$ [3, табл.34].

Расчетная гибкость стержня определяется зависимостью

,
где - минимальный радиус инерции сечения, выбранного из сортамента уголка. Расчетная длина сжатого стержня зависит от способа закрепления его концов и равна

,
где -- коэффициент, учитывающий способ закрепления концов;
-- геометрическая длина стержня.

Для раскосов (кроме опорного) и стоек при потере устойчивости в плоскости ферм .
Для поясов и опорных раскосов .

Тогда с учётом выше сказанного, для поясов принимаем:

№ профиля - 8;

площадь сечения $A_p = 8,63 \text{ см}^2$;

минимальный радиус инерции $i_{\min} = 1,59 \text{ см}$,

ширина полки $b = 80 \text{ мм}$,

толщина полки $d = 5,5 \text{ мм}$;

см,

,
из таблицы, по интерполяции, находим $= 0,903$, тогда
 $\text{МПа} < R = 210$

Для раскосов принимаем:

№ профиля - 7,5;

площадь сечения $A_p = 7,39 \text{ см}^2$;

минимальный радиус инерции $i_{\min} = 1,49 \text{ см}$,

ширина полки $b = 75 \text{ мм}$,

толщина полки $d = 5 \text{ мм}$;

см,

,
из таблицы, по интерполяции, находим $= 0,94$, тогда
 $\text{МПа} < R = 210 \text{ МПа}$.

5. ОХРАНА ТРУДА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Стреловые самоходные краны относятся к грузоподъемным машинам повышенной опасности, поэтому их должны обслуживать высококвалифицированные и опытные крановщики (машинисты)*.

Согласно требованиям Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов* для управления грузоподъемными машинами и их обслуживания владелец обязан назначить крановщиков и их помощников.

Помощник крановщика назначается в случаях, предусмотренных инструкцией по эксплуатации крана, и если это необходимо по местным условиям работы.

Управление гусеничным краном может быть поручено водителю автомобиля после

обучения его по программе для подготовки крановщиков и аттестации квалификационной комиссией.

Выполнять обязанности крановщика и его помощника могут лица не моложе 18 лет, не имеющие противопоказаний по состоянию здоровья, что должно быть подтверждено результатами медицинского освидетельствования.

Подготовка и аттестация крановщиков и их помощников должны проводиться в профессионально-технических учебных заведениях, а также на курсах и в технических школах обучения рабочих указанным специальностям, создаваемых на предприятиях, располагающих базой для теоретического и производственного обучения и имеющих специальное разрешение (лицензию) органов госпромнадзора. Подготовка рабочих указанных специальностей должна осуществляться по программам, разработанным учебными центрами и согласованным с Госгортехнадзором Республики Беларусь.

Аттестацию (экзамен) крановщиков и их помощников проводит квалификационная комиссия при обязательном участии представителя органа госпромнадзора.

Аттестованным рабочим выдаются удостоверения установленной формы за подписью председателя комиссии и представителя органа госпромнадзора. В удостоверении крановщика обязательно указываются тип и конструкция крана, к управлению которым он допущен. В удостоверение крановщика и его помощника должна быть вклеена фотокарточка. Это удостоверение во время работы они должны иметь при себе.

Допуск к работе крановщиков и их помощников должен оформляться приказом владельца крана.

Крановщик и его помощник, переводимые с крана одной модели и конструкции на другой (например, с гусеничного на автомобильный), перед назначением на должность должны быть обучены по соответствующим программам и аттестованы в порядке, установленном Правилами. Обучение в этом случае может проводиться по сокращенной программе, согласованной с органом госпромнадзора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчётам механизмов подъемно-транспортных машин. - 2-е изд., перераб. доп. - Мн.: Высш. шк., 1983. - 350 с., ил.
2. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов утвержденные постановлением по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь 3 декабря 2004г. №45
3. Ряхин В.А Панкратов С.А., Основы расчета и проектирования металлических конструкций строительных и дорожных машин. М. Машиностроение 1967г. 276 с., с ил.
4. Епифанов С.П., Поляков В.И. Краны стреловые пневмоколесные гусеничные. М.: Высш. школа, 1979. -319 с.
5. Заяц В.Н. и др. Соппротивление материалов.- Мн.: Высш. шк. 1998- 367 с.: ил.
6. Курсовое проектирование грузоподъёмных машин. Руденко Н.Ф., Александров М.П. и Лысяков А.Г. Изд. 3-е, переработанное и дополненное. М., изд-во «Машиностроение», 1971, 464 стр.

7. Вайнсон А.А. Подъёмно-транспортные машины: Учебник для вузов - 4-е изд., перераб. И доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 536с.: ил.
Размещено на Allbest.ur