

А. Б. Коновалов

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
Расчет и проектирование механизма
передвижения грузоподъемного
крана

Методические указания

Санкт-Петербург
2021

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
**«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»**
Высшая школа технологии и энергетики
Кафедра основ конструирования машин

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Расчет и проектирование механизма передвижения грузоподъемного крана

Методические указания для студентов всех форм обучения
по направлению подготовки
15.03.02 – Технологические машины и оборудование

Составитель
А.Б. Коновалов

Санкт-Петербург
2021

Утверждено
на заседании кафедры ОКМ
19.05.2021 г., протокол № 9

Рецензент В.И. Сидельников

Методические указания соответствуют программе и учебному плану дисциплины «Основы проектирования» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование». В указаниях приведена методика расчета и проектирования механизмов передвижения кранов и крановых тележек с электроприводом и содержатся сведения, необходимые для расчета и проектирования механизма передвижения при выполнении курсового проекта по дисциплине.

Методические указания предназначены для бакалавров очной и заочной форм обучения.

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД
в качестве методических указаний.

Редактор и корректор М. Д. Баранова

Техн. редактор Д. А. Романова

Темплан 2021 г., поз. 4

Подписано к печати 05.10.2021 Формат 60×84/16 Бумага тип № 1.

Печать офсетная.

Печ.л. 4,3

Уч.-изд. л. 4,3

Тираж 30 экз.

Изд. № 4

Цена «С».

Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,

198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	4
1. Расчет механизма передвижения мостового крана.....	5
2. Особенности расчета механизмов передвижения козловых кранов.....	30
3. Особенности расчета механизмов передвижения консольных кранов....	32
4. Механизм передвижения тележки с приводными колесами.....	43
5. Механизм передвижения тележки с канатной тягой.....	45
Библиографический список.....	54
Приложение А. Колеса крановые.....	55
Приложение Б. Основные размеры приводных и не приводных ходовых колес на угловых буксах.....	56
Приложение В. Буксы угловые для крановых колес.....	57
Приложение Г. Профили подкрановых рельсов	58
Приложение Д. Основные технические характеристики крановых электродвигателей с короткозамкнутым ротором.....	59
Приложение Е. Редукторы цилиндрические трехступенчатые вертикальные крановые типа ЦЗВК.....	62
Приложение Ж. Редукторы крановые цилиндрические трехступенчатые вертикальные типа В-400.....	66
Приложение И. Редукторы цилиндрические трехступенчатые вертикальные специальные крановые ВК.....	67

Предисловие

Механизмами передвижения называются механизмы, обеспечивающие, как правило, горизонтальное движение грузоподъемной машины или ее части (тележки), или (что реже) движение по наклонному пути. В зависимости от типа грузоподъемной машины различают механизмы передвижения для рельсового, безрельсового и канатного путей. Рельсовый путь имеют мостовые, козловые, консольные, велосипедные, порталные, башенные и железнодорожные краны, мостовые перегружатели, а также передвижные тали и тележки. Для безрельсового пути предназначаются стреловые краны на пневмоколесном, гусеничном и редко на шагающем ходах. Канатный путь имеют тележки кабельных и поворотных кранов.

Для рельсового пути используют два типа механизмов передвижения: с приводными колесами – первый тип и с канатной или цепной тягой – второй тип. Все элементы механизма передвижения первого типа размещены на движущейся раме грузоподъемной машины или тележки. Механизм передвижения второго типа отличается установкой двигателя и передач за пределами тележки. Механизмы передвижения с приводными колесами, в свою очередь, подразделяются на механизмы для двухрельсовых путей и механизмы для однорельсовых путей. Большинство кранов и тележек передвигается по двухрельсовым путям. Однорельсовые пути имеют консольные и велосипедные краны, подвесные тележки и тали.

Механизмы передвижения состоят из электродвигателя, тормоза, системы передач и ходовой части (крановые колеса в сборе с буксами и валами (приводные, неприводные)).

1. Расчет механизма передвижения мостового крана

Механизмы передвижения мостовых кранов могут быть с центральным и раздельным приводами (рис.1).

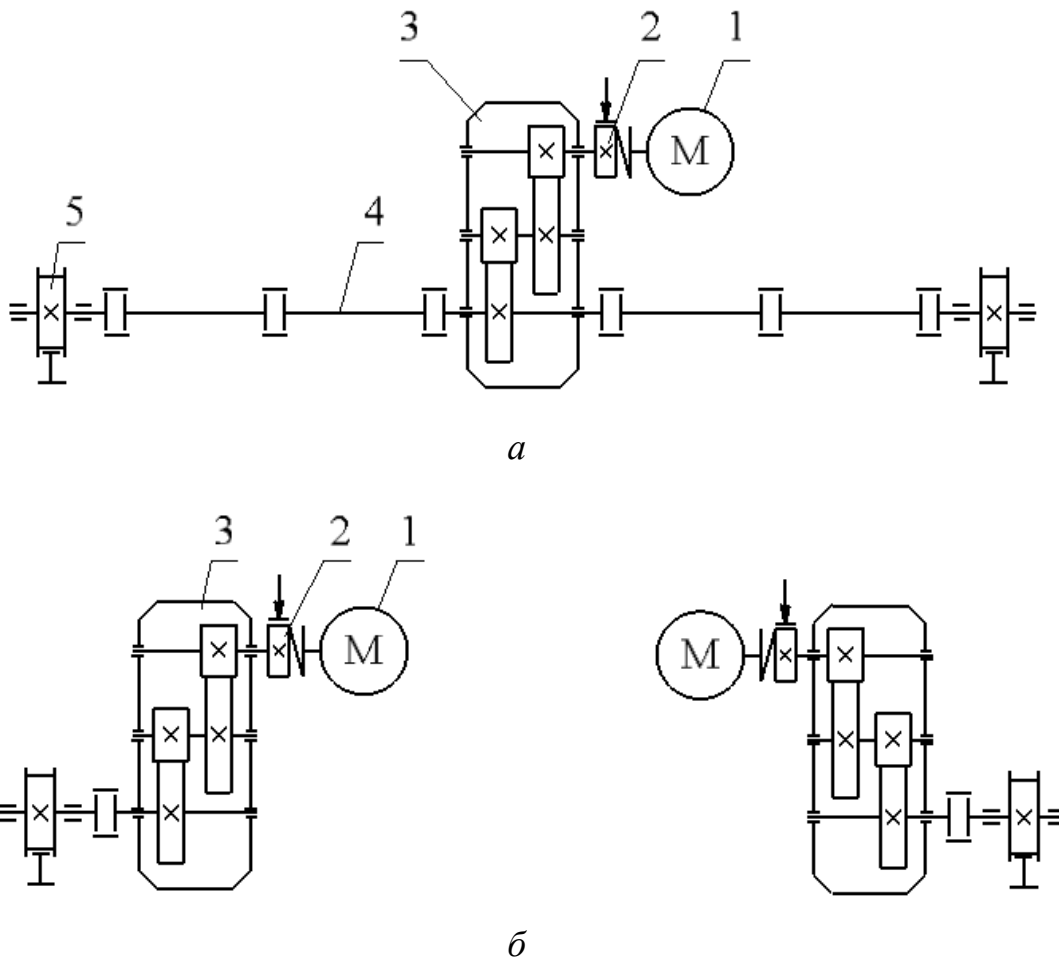


Рис. 1. Схемы механизмов передвижения мостовых кранов:
а — с тихоходным трансмиссионным валом: 1 — электродвигатель;
2 — колодочный тормоз; 3 — редуктор; 4 — вал промежуточный;
5 — ходовое колесо; б — с раздельным приводом:
1 — электродвигатель; 2 — колодочный тормоз; 3 — редуктор

В механизмах передвижения с центральным приводом наиболее часто используется схема с тихоходным трансмиссионным валом (рис. 1а). Такой механизм состоит из электродвигателя 1, колодочного тормоза 2, редуктора 3, установленных в середине пролета моста. Крутящий момент от редуктора при помощи зубчатых муфт передается двум половинам трансмиссионного вала 4 и далее ходовым колесам 5.

Трансмиссионный вал обычно выполняется в виде отдельных секций, соединенных зубчатыми муфтами. При большой длине секций они опираются на радиальные сферические двухрядные подшипники качения.

В этом случае электродвигатель механизма передвижения устанавливается на площадке в середине моста. Недостаток такой схемы привода — большая масса валов.

Механизмы передвижения с отдельным приводом (рис. 1б) применяют при $S/B \leq 6$, где S — пролет крана, B — база крана. В отдельном приводе для каждого приводного ходового колеса или группы приводных ходовых колес имеется индивидуальный электродвигатель. Техничко-экономический расчет показывает, что отдельный привод целесообразно применять при пролетах более 16 м. При меньших пролетах экономически более выгоден центральный привод механизма передвижения.

Исходными данными для расчета механизма передвижения являются: грузоподъемность крана Q , т; скорость передвижения крана v , м/мин; пролет крана S , м; группа режима работы; размещение крана.

Расчет механизма передвижения ведется в следующем порядке:

1. Изучаются возможные кинематические схемы механизма передвижения. Для механизмов мостовых кранов в зависимости от величины отношения S/B применяется отдельный или центральный привод.
2. Определяются статические нагрузки на ходовые колеса.

На рис. 2 показаны расчетные схемы, по которым можно вычислить максимальные нагрузки на все колеса одной стороны крана P_{max} . Эти схемы могут быть использованы и для определения минимальных нагрузок P_{min} на все колеса одной стороны крана, когда тележка без груза находится в крайнем положении.

Выбор той или иной схемы из представленных на рис. 2 зависит от грузоподъемности крана и соотношения величин L_1 и L_2 , представляющих расстояния от вертикальной оси крюка механизма главного подъема до оси ближайшего подкранового рельса в крайних положениях тележки при несжатых буферах.

Значение L_1 обычно больше значения L_2 . Расчет показывает, что для кранов грузоподъемностью до 16 т влияние веса кабины оказывается более существенным, чем влияние разницы плеч L_1 и L_2 , а значит, для этих кранов следует использовать схему, показанную на рис. 2а. Для кранов грузоподъемностью 16/3,2 т и выше следует использовать схему на рис. 2б.

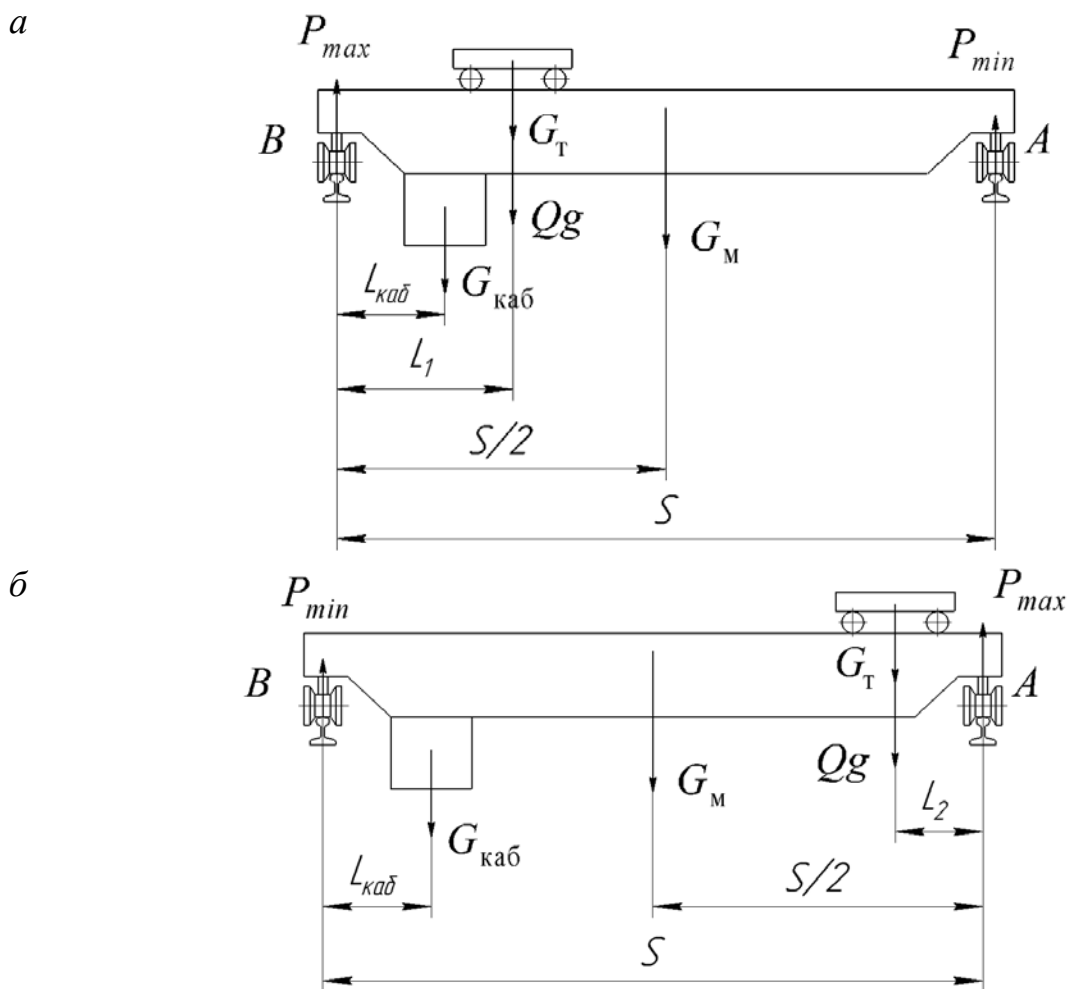


Рис. 2. Расчетная схема максимальных нагрузок, действующих на колеса крана:

$a - Q < 16$ т; $b - Q > 16$ т; $G_M, G_{каб}$ – вес моста и кабины

Представляя кран в виде двухопорной балки трехмассовой системы (мост, тележка, кабина) и составляя уравнения моментов сил относительно опор, можно получить выражения для определения P_{max} и P_{min} . Для расчета этих величин необходимо знать числовые значения параметров $G_M, G_{каб}, L_{каб}, L_1, L_2$. Вес моста крана вычисляется как

$$G_M = G_{кр} - G_{каб} - G_T,$$

где $G_{кр}$ – конструктивный вес крана с электрооборудованием, т.

Значение $L_{каб}$ можно принять одинаковым для всех кранов и равным 2,4 м. Значения L_1 и L_2 для кранов различной грузоподъемности приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Соотношение расстояний от вертикальной оси крюка механизма главного подъема до оси ближайшего подкранового пути в зависимости от грузоподъемности крана

Q , т	5,0	8,0	10,0	12,5	16,0	16/3,2	20/5	32/5	50/12,5
L_1 , м	1,0		1,2		1,3	1,95	2,01	1,91	2,0
L_2 , м	0,8		1,1		1,12	1,3	1,12	1,6	1,9

При грузоподъемности крана до 80 т кран опирается на 4 ходовых колеса (с каждой стороны по два колеса). Нагрузки на колеса одной стороны крана можно принимать распределенными равномерно.

Для схемы на рис. 2а:

$$\sum M_A = 0;$$

$$G_{\text{каб}}(S - L_{\text{каб}}) + (Qg + G_T)(S - L_1) + 0,5G_M S - P_{\text{max}}S = 0;$$

$$P_{\text{max}} = \frac{G_{\text{каб}}(S - L_{\text{каб}}) + (Qg + G_T)(S - L_1) + 0,5G_M S}{S};$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-G_{\text{каб}}L_{\text{каб}} - (Qg + G_T)L_1 - 0,5G_M S + P_{\text{min}}S = 0;$$

$$P_{\text{min}} = \frac{G_{\text{каб}}L_{\text{каб}} + (Qg + G_T)L_1 + 0,5G_M S}{S}.$$

Для схемы на рисунке 2б соответственно:

$$P_{\text{min}} = \frac{G_{\text{каб}}(S - L_{\text{каб}}) + (Qg + G_T)L_2 + 0,5G_M S}{S};$$

$$P_{\text{max}} = \frac{G_{\text{каб}}(S - L_{\text{каб}}) + (Qg + G_T)(S - L_1) + 0,5G_M S}{S};$$

Проверка

$$P_{\text{max}} + P_{\text{min}} = Qg + G_{\text{кр}} = Qg + G_M + G_T + G_{\text{каб}}.$$

Сила давления на одно колесо вычисляется как

$$P_{\text{к max}} = k_H \frac{P_{\text{max}}}{n};$$

$$P_{\text{к min}} = \frac{P_{\text{max}}}{k_H n},$$

де n – число колес с одной стороны моста;

$k_H = 1,1 \dots 1,15$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки на колеса.

Вес открытой кабины с электрооборудованием, расположенным в ней, можно принять 10...13 кН, а закрытой 14...17 кН.

Вес тележки ориентировочно можно принимать равным:

- $G_T = (0,25...0,35)G$ – для групп режима работы 1М...4М;
- $G_T = (0,4...0,5)G$ – для групп режима работы 5М
(G – вес груза, $G = 9,81Q$).

Вес крана пролетом не более 30 м может быть определен по формулам:

- при грузоподъемности до 5 т: $G_{кр} = 34,3 + 0,07GS$, кН;
- при грузоподъемности от 10 до 15 т: $G_{кр} = 19,6 + 0,06GS$, кН;
- при грузоподъемности от 16 до 20 т: $G_{кр} = 11,8 + 0,05GS$, кН.

3. По найденной максимальной нагрузке на ходовое колесо определяется диаметр колеса и типоразмер рельсов.

Колеса бывают двухребордные, однорребордные и безребордные (рис.3). Под ребордой ходового кранового колеса понимают приподнятый край обода, направляющий колесо при движении по рельсу. Диаметры колес в зависимости от грузоподъемности, скорости движения и других параметров крана находятся в пределах 160...1000 мм.

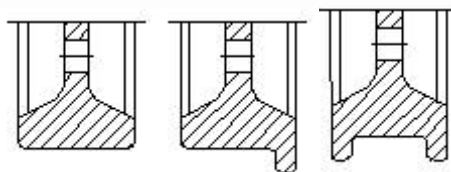


Рис. 3. Конструкции ходовых колес.

Как правило, ходовые колеса кранов изготавливают двухребордными. Однорребордные ходовые колеса применяют в опорных и подвесных тележках кранов мостового типа и подвесных тележках, передвигающихся по однорельсовому пути (монорельсу). Кроме направления движения колес и предотвращения схода их с рельсов, реборды воспринимают горизонтальные поперечные силы, возникающие при передвижении крана.

Износ крановых колес происходит от трения реборд о головки рельсов при движении крана с перекосом, при нарушении правильности расположения колес в плане (перекос), взаимодействии с изношенными деформированными рельсами и др. Существенно влияет на интенсивность изнашивания колеса профиль его обода. При наличии радиусных переходов от беговой дорожки к ребордам износ уменьшается.

Приводные ходовые колеса закрепляют на валах с помощью шпонок, холостые ходовые колеса — на вращающихся осях без шпонок, а гори-

горизонтальные ролики — на неподвижных осях в подшипниках. Для обеспечения правильности монтажа и удобства замены при эксплуатации колеса, закрепленные на валах, монтируют на сферических подшипниках в буксах.

Наибольшее распространение получила установка колес на угловых буксах. Буксы закрепляют болтами на раме тележки, концевой балке или балансира. От смещения при работе крана буксы удерживают пластики, приваренные к металлоконструкции или балансиру и взаимодействующие с пазами в буксах. Такая фиксация установки обеспечивает взаимозаменяемость букс и сокращает трудоемкость при замене колес за счет исключения времени на выверку их положения. При использовании безребордных колес (главным образом в мостовых и передвижных консольных кранах) функции реборд выполняют дополнительные горизонтальные ролики.

По форме поверхности катания ходовые колеса подразделяются на следующие:

- цилиндрические;
- конические;
- бочкообразные.

Цилиндрические крановые колеса имеют преимущественное применение для тележек и мостов кранов. Однако при движении моста крана с неизбежными перекасами относительно подкрановых путей приводные цилиндрические колеса не способствуют центрированию его хода, а их реборды, все время набегая на головку рельса, повышают сопротивление передвижению и подвергаются быстрому износу.

При использовании приводных конических колес колесо отстающей стороны моста крана опирается на рельс окружностью большего диаметра. При одинаковой скорости вращения приводных конических колес отстающая сторона крана начинает передвигаться с более высокой скоростью и кран автоматически выравнивается на рельсах. Коническая поверхность катания целесообразна только для приводных колес четырехколесного мостового крана без балансиров, имеющего центральный привод. Хотя у конических приводных колес реборды в работе практически не участвуют, их наличие способствует предотвращению случайного схода крана с рельсов. Неприводные колеса изготавливают всегда цилиндрическими.

Диаметр дорожки катания колеса D и тип рельса предварительно выбирают по стандартам и техническим условиям на колеса и рельсы, исходя из величины максимальной статической нагрузки на колесо P (табл. 2).

Таблица 2 – Выбор типа и марки рельса для надземных рельсовых путей опорных кранов в зависимости от максимальной расчетной нагрузки от ходового колеса крана (ГОСТ Р 56944-2016)

Расчетная нагрузка от ходового колеса крана на рельс, кН	Тип рельса
До 50 включ.	Р43 по ГОСТ 7173 или стальной квадрат 50x50 мм по ГОСТ 2591
Св. 50 до 300 включ.	Р43 по ГОСТ 7173 или КР70 по ГОСТ 4121
Св. 300 до 400 включ.	Р50 по ГОСТ Р 51685 или КР70 по ГОСТ 4121
Св. 400 до 500 включ.	Р65 по ГОСТ Р 51685, КР80 или КР100 по ГОСТ 4121
Св. 500 до 800 включ.	Р75 по ГОСТ Р 51685, КР100 или КР120 по ГОСТ 4121
Св. 800 до 1000 включ.	КР120 по ГОСТ 4121
Св. 1000	КР140 по ГОСТ 4121

Типы, основные размеры и технические требования крановых ходовых колес регламентирует ГОСТ 28648-90 «Колеса крановые. Технические условия».

Рельсы, применяемые в кранах, могут иметь выпуклую или плоскую поверхность катания.

Выпуклую головку имеют:

- специальные крановые рельсы типа КР ГОСТ 4121;
- железнодорожные рельсы типа Р43 ГОСТ 7173, типа Р50 и Р65 ГОСТ Р 51685, типа Р38 ТУ 14-2-118-74, узкой колеи по ГОСТ 6368-82.

В качестве плоского рельса применяют в основном заготовку квадратную или прямоугольную по ГОСТ 2591.

Крановые рельсы типа КР имеют стенку повышенной толщины и более широкую опорную поверхность по сравнению с железнодорожными рельсами типа Р, поэтому допускают большую нагрузку и обеспечивают более равномерную передачу ее на верхний пояс опорной балки. Рельсы этого типа предпочтительны для кранов большой грузоподъемности.

При выборе типоразмера рельса необходимо проверять соотношение ширины дорожки катания колеса B и номинальной ширины головки рельса b . Величина B должна быть больше b на 30 мм при двухребордном цилиндрическом колесе и на 40 мм при двухребордном коническом колесе. Выполнение этого условия позволяет компенсировать неточность установки колес и укладки рельсов.

Предварительно выбранные диаметр колеса и тип рельса проверяются расчетом на контактную прочность и долговечность.

Напряжения в контакте обода стального колеса и стального рельса (МПа) с выпуклой головкой определяют по формуле [1]:

$$\sigma = 348KK_f \sqrt[3]{\frac{K_d P}{D^2}},$$

где K – коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления головки r к диаметру колеса D (м) (табл. 3);

K_f – коэффициент, учитывающий влияние касательной нагрузки на напряжения в контакте (табл. 4);

P – максимальная статическая нагрузка, кН;

K_d – коэффициент динамичности пары колесо-рельс, определяемый по формуле

$$K_d = 1 + \alpha v;$$

v – номинальная скорость передвижения, м/с;

α – коэффициент, зависящий от жесткости кранового пути (табл. 5).

Таблица 3 – Значения коэффициента K

Значение r/D	Значение K	Значение r/D	Значение K
0,3	0,176	1,0	0,119
0,4	0,157	1,1	0,117
0,5	0,143	1,2	0,113
0,6	0,137	1,3	0,111
0,7	0,133	1,4	0,108
0,8	0,127	1,5	0,107
0,9	0,123	1,6	0,105

Таблица 4 – Значения коэффициента K_f

Условия работы кранов	K_f
В закрытых помещениях	
При $v < 2$ м/с	1,05
При $v = 2 \dots 3,2$ м/с	1,07
На открытых площадках	1,10

Таблица 5 – Значения коэффициента α

Тип кранового пути	α , с/м
Рельсы на шпалах на балласте	0,10
Рельсы на металлических балках	0,15
Рельсы на железобетонных балках	0,20
Рельсы на массивных фундаментах	0,25

Напряжения в контакте обода стального колеса со стальным плоским рельсом (МПа) определяют по формуле:

$$\sigma = 3,4K_f \sqrt{\frac{K_d K_H H_{max}}{BD_p}},$$

где B – рабочая ширина плоского рельса, м.

Коэффициенты K_f и K_d определяются по приведенным выше формулам, коэффициент K_H учитывает неравномерность распределения нагрузки по ширине рельса и принимается $K_H = 2,0$ (при опирании на балансирные тележки допускается принимать $K_H = 1,5$).

Напряжения в контакте обода колеса и рельса не должны превышать допускаемых напряжений

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}},$$

где N – приведенное число оборотов колеса за срок службы;

$[\sigma_0]$ – допускаемое напряжение при $N \leq 10^4$; для кованных и штампованных колес

$$[\sigma_0] = 3,92HB e^{-HB/180},$$

где HB – твердость по Бринеллю.

Для литых колес значения $[\sigma_0]$, полученные по формуле, следует уменьшить на 4 %, для катаных – увеличить на 3 %. Значения для некоторых марок сталей, применяемых для изготовления колес, приведены в табл.6.

Таблица 6 – Значения допускаемых напряжений

Вид заготовки	Марка материала	Вид термообработки, твердость по Бринеллю	$[\sigma_0]$, МПа
Поковка	Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	Нормализация HB 200	610
	Сталь 50 ГОСТ 1050-2013	Закалка, отпуск HB 240	700
	Сталь 75 и 65Г ГОСТ 14959-2016	Закалка, отпуск HB 300	800
	То же	HB 330	860
	– « –	HB 350	890
Прокат	Сталь 75 и 65Г ГОСТ 14959-2016	Закалка, отпуск HB 350	920
	Сталь ГОСТ 10791-2004	Закалка, отпуск HB 320	860
Отливка	Сталь 55 Л ГОСТ 977-88	Отжиг HB 190	560
	Сталь 35 Л ГОСТ 977-88	Отжиг HB 210	600

Приведенное число оборотов колеса за срок службы

$$N = \theta N_c,$$

где N_c – полное число оборотов колеса за срок службы, определяется по формуле:

$$N_c = 3600 \frac{v_c}{\pi D} T_{\text{маш}};$$

D – диаметр колеса, м;

v_c – усредненная скорость передвижения колеса, м/с, определяемая по формуле:

$$v_c = \beta v.$$

Здесь β – коэффициент, зависящий от пробега крана или от отношения времени неустановившегося движения t_n (суммарное время разгона и торможения) к полному времени передвижения. Ориентировочные значения β приведены в табл. 7. $T_{\text{маш}}$ – ресурс колеса (машинное время работы колеса в часах в сутки за срок его службы); задается при проектировании на основании технико-экономического анализа.

Таблица 7 – Значения коэффициента β

Ориентировочное значение пробега крана, м	Св. 80	80	40	20	до 20
Значение t_n/t	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Значение β	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

Для ориентировочных расчетов значения $T_{\text{маш}}$ рекомендуется принимать в зависимости от группы режима работы по табл. 8, в которой приведены справочные значения, соответствующие среднестатистической долговечности по дорожке катания обода, которую в настоящее время имеют колеса, изготовленные по ГОСТ 28648-90.

Таблица 8 – Справочные значения $T_{\text{маш}}$

Характеристика срока службы	Группа режима работы механизмов по ГОСТ 25835-83		
	1М, 2М	3М, 4М	5М, 6М
$T_{\text{маш}}$, ч	1600	3200	12500
Ориентировочный срок службы, лет	12	8	4–5

θ – коэффициент приведенного числа оборотов определяется по формуле:

$$\theta = \sum_{i=1}^n \frac{N_i}{N_c} \left(\frac{P_i}{P} \right)^3,$$

где N_1, N_2, \dots, N_n – число оборотов колеса под нагрузкой P_1, P_2, \dots, P_n .

Так как при проектировании крана исходные данные по нагрузке колеса, т.е. значения P_1, P_2, \dots, P_n и N_1, N_2, \dots, N_n известны не всегда, допускается пользоваться приближенным расчетом, полагая, что в пределах от максимальной до минимальной все другие нагрузки равнозначны.

Тогда значение θ будет определяться в зависимости от отношения минимальной нагрузки на колесо P_{\min} к максимальной нагрузке P по формуле:

$$\theta = \frac{5\gamma^3 + \gamma^2 + \gamma + 1}{8},$$

где $\gamma = P_{\min}/P$.

При отсутствии исходных данных по нагрузке колеса значения θ можно принять в зависимости от отношения минимальной нагрузки на колесо P_{\min} к максимальной нагрузке P . В табл. 9 приведены наиболее типичные значения θ в зависимости от отношения P_{\min}/P для существующих кранов.

Таблица 9 – Значения θ для существующих кранов

P_{\min}/P	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
θ	0,16	0,19	0,24	0,30	0,38	0,49	0,63

Значение P_{\min} определяют путем расчета в случае, когда тележка без груза находится со стороны кабины моста крана.

При использовании механизмов передвижения с центральным приводом и двумя ведущими ходовыми колесами последние рекомендуется выполнять с коническим ободом и устанавливать так, чтобы вершины конусов находились вне пролета. В этом случае следует применять подкрановые рельсы типа КР или Р, имеющие скругленную головку. Ведомые колеса крана выполняют с цилиндрическим ободом.

Выбрав типоразмер рельса, необходимо выписать условное обозначение его типоразмера и следующие параметры: номинальную ширину головки и радиус головки.

Для установки опор ходовых колес кранов и грузовых тележек и крепления их к мостам и рамам служат буксы. Наибольшее распространение получила установка колес на угловых неразъемных буксах (рис. 4).

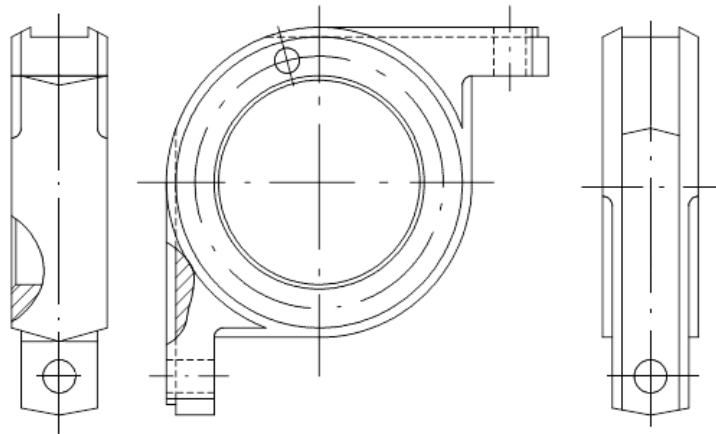


Рис. 4. Угловая неразъемная букса

Буксы закрепляют болтами на раме тележки, концевой балки или балансира. Опорные поверхности букс имеют пазы, в которые входят пластики, приваренные к металлоконструкции. Пластики предохраняют буксы от смещения, обеспечивают взаимозаменяемость букс и сокращают трудоемкость при замене колес за счет уменьшения времени на выверку их положения. Установка ходовых колес на угловых буксах (рис. 5) позволяет выкатывать при ремонте ходовые колеса вместе с подшипниками, что значительно облегчает работу. Недостатки угловых букс – трудоемкость изготовления, необходимость механической обработки рам. Поэтому применяют и упрощенные буксовые узлы (с цилиндрическими буксами, сварные буксы с косым разъемом и т.д.).

При группах режима работы М4...М6 рекомендуется применять только унифицированные колесные установки со сферическими роликоподшипниками. Существующий ОСТ 22.09.09-75 различает два типа двухребордных колесных установок: К2РП – с приводным колесом; К2РН – с неприводным колесом. Тип К2РП может иметь три исполнения: исполнение 1-е одним концом вала со шпонкой; исполнение 2-е двумя концами вала (один – со шпонкой, второй – со шлицами); исполнение 3-е – одним концом вала со шлицами.

Типоразмер колесной установки выбирается по диаметру ходового колеса. После выбора колесной установки выписывается ее условное обозначение и основные параметры (диаметр колеса, диаметр цапфы, ширина дорожки катания и т.д.).

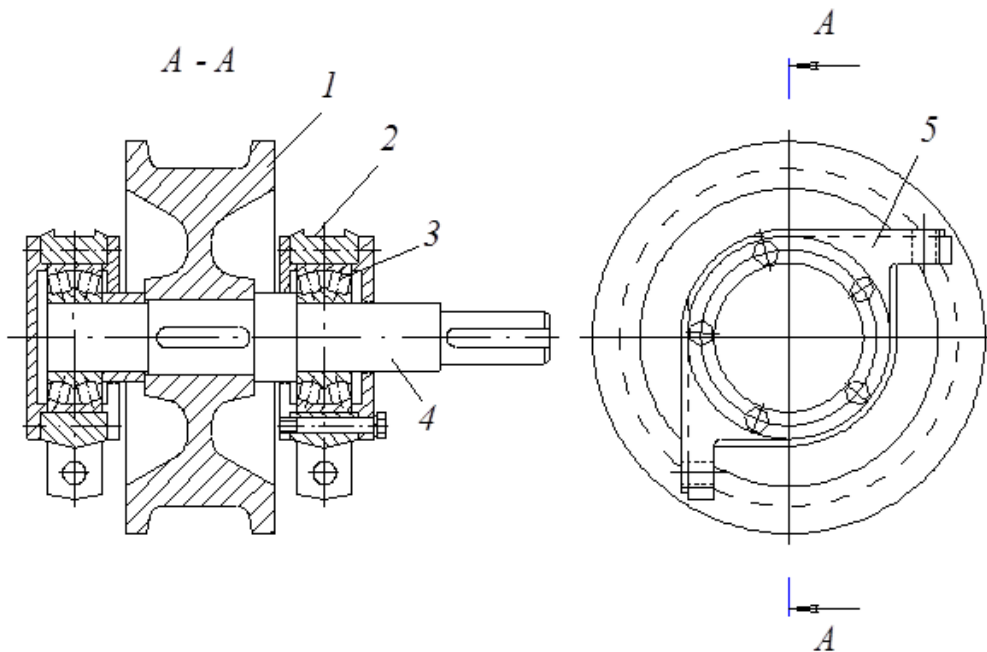


Рис. 5. Установка приводного кранового колеса на угловых буксах:
 1 – колесо; 2 – направляющий паз под пластик; 3 – подшипник качения;
 4 – вал ходового колеса

4. Определяется сопротивление передвижению крана. При расчете механизма передвижения крана учитывают три силы: сопротивление передвижению от сил трения в ходовых колесах, уклона рельсовых путей, ветровой нагрузки. Ветровая нагрузка учитывается только для кранов на открытом воздухе.

Полное статическое сопротивление передвижению крана

$$W_c = W_{тр} + W_y + W_v, \quad (1)$$

где $W_{тр}$ – полное сопротивление трения; для крана с ребордными ходовыми колесами

$$W_{тр} = (G + G_{кр})f_{тяг}K_p, \quad (2)$$

где G – вес груза и грузозахватного органа;

$G_{кр}$ – вес крана;

$f_{тяг}$ – коэффициент тяги ходовых колес

$$f_{тяг} = \frac{fd + 2k}{D_k};$$

k – коэффициент трения качения (табл. 10);

f – приведенный коэффициент трения в цапфах ходовых колес (табл. 11);

d – диаметр цапф ходовых колес;

K_p – коэффициент трения реборд (табл. 12).

Таблица 10 – Коэффициент трения качения стальных колес по рельсу

Тип рельса	Коэффициент трения качения k , мм при диаметре ходового колеса, D_k , мм							
	200	320	400	560	630	700	800	900
С плоской головкой	0,3		0,5		0,6		0,65	0,7
С выпуклой головкой	0,4		0,6		0,8		1,0	1,2

Таблица 11 – Коэффициент трения в подшипниках ходовых колес

	Тип подшипника и род смазки			
	Подшипники скольжения		Подшипники качения	
	консистентная смазка	жидкая смазка	радиальные	радиально-упорные
Коэффициент f	0,1	0,08	0,015	0,02

Таблица 12 – Коэффициент, учитывающий трение о реборды K_p

Механизм	Тип привода	Профиль колеса	Вид токоподвода	K_p
Передвижения крана	Центральный	конический	–	1,2
		цилиндрический	–	1,5
	Раздельный	цилиндрический ребордный	–	1,5
		безребордный (с горизонтальными роликами)	–	1,1
Передвижения тележки	Центральный	–	жесткий	2,5
		–	кабельный	2,0

Согласно ГОСТ 1451-77 ветровая нагрузка определяется по формуле:

$$W_b = pA, \text{ Н}$$

где A – площадь парусности, м^2 ;

p – давление на конструкции грузоподъемного и груза, Па.

Давление ветра рассчитывается по формуле:

$$p = qk_{bc}c_b n_1,$$

где q – давление ветра на высоте 10 м, Па;

k_{bc} – коэффициент высоты;

c_b – коэффициент лобового сопротивления;

n_1 – коэффициент нагрузки.

Давление ветра на высоте 10 м равно

$$q = \frac{\rho v_B^2}{2},$$

где ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,225$ кг/м³;

v_B – скорость ветра у земли, м/с.

Различают максимальную ветровую нагрузку в рабочем и нерабочем состоянии крана $W_{ВII}$ и $W_{ВIII}$ (II и III – расчетные случаи нагружения), а также среднюю нагрузку ветра рабочего состояния W_{BI} для определения мощности электродвигателя привода механизма и принимаемую равной $W_{BI} = 0,6 W_{ВII}$.

Для рабочего состояния грузоподъемных механизмов, используемых во всех зонах, кроме морских побережий, принимается $q = 125$ Па. Соответственно коэффициенты равны: $k_{bc} = 1,25$; $c_b = 1$; $n_1 = 1$. Таким образом расчетное давление от ветра принимается $p = 160$ Па и

$$W_{ВII} = 160A, \text{ Н}; \quad W_{BI} = 96A, \text{ Н}.$$

Для нерабочего состояния динамическое давление ветра на высоте 10 м принимается $q = 450$ Па (при условии, что район установки крана точно не известен).

Площадь парусности грузоподъемного механизма (тележки и моста) с достаточной точностью можно принять

$$A = 0,8 \sqrt[3]{G_K}.$$

Площадь парусности груза может быть определена по формуле:

$$A_{гр} = 0,2 \sqrt[3]{Qg}.$$

Сопротивление, обусловленное уклоном пути равно:

$$W_y = \alpha(G + G_{кр}),$$

где α – уклон пути; для мостовых кранов $\alpha = 0,001$.

5. Определяется необходимая мощность двигателя и выбирается двигатель.

Статическая мощность двигателя определяется по формуле:

$$P_{ст} = \frac{W_c v_{кр}}{60 \cdot 1000 \eta_m}, \text{ кВт}, \quad (3)$$

где W_c – сопротивление передвижению крана, Н;

$v_{кр}$ – скорость передвижения крана, м/мин;

η_m – общий КПД механизма передвижения крана, $\eta_m = 0,7 \dots 0,85$.

При больших силах инерции (больших скоростях) и малых сопротивлениях мощность двигателя предварительно определяют по формуле:

$$P = \frac{W_c + (1,1 \dots 1,3) F_{и}}{60 \cdot 1000 \psi \eta_{мех}} v_{кр}, \text{ кВт}, \quad (4)$$

где $F_{и}$ – сила инерции, Н

$$F_{и} = m_{кр} \frac{v_{кр}}{t_{п}};$$

$m_{кр}$ – масса крана, кг;

$t_{п}$ – время разгона до номинальной скорости, с (для приводов с двигателями с фазным ротором рекомендуется $t_{п} \leq 6$ с, для приводов с короткозамкнутыми двигателями $t_{п} \leq 3$ с);

ψ – кратность среднего пускового момента двигателя.

Для механизма передвижения с отдельным приводом статическая мощность $P_{ст}$, соответствующая общему сопротивлению передвижения крана, рассматривается в виде суммарной мощности двигателей обоих приводов. Статическая мощность одного двигателя с учетом возможности несимметричного распределения нагрузки, как правило, не превышает $0,6P_{ст}$.

Первым этапом выбора электродвигателя кранового механизма является установление номинальной частоты вращения. Для механизмов передвижения всех режимных групп оптимальная синхронная частота вращения электродвигателя с фазным ротором 1000 мин^{-1} . Для механизмов передвижения режимных групп 2М, 3М оптимальная частота вращения короткозамкнутых двигателей 3000 мин^{-1} . Если эта частота вращения электродвигателя не может быть реализована, следует применять электродвигатель с синхронной частотой вращения 1500 мин^{-1} . Для механизмов передвижения режимных групп 3М, 4М оптимальная синхронная частота вращения двухскоростных короткозамкнутых электродвигателей – 1500 мин^{-1} .

По каталогу выбирается крановый двигатель с короткозамкнутым ротором типа МТКФ, МТКН, 4МТКФ (Н) с номинальной мощностью больше найденных значений. Кроме крановых электродвигателей для механизмов передвижения групп режимов работы 3М, 4М можно использовать двигатели с повышенным скольжением серии АИРС.

6. Выбирается и рассчитывается передаточный механизм. Определяется частота вращения ходовых колес и передаточное число привода.

Частота вращения ходового колеса определяется по формуле:

$$n_{к} = \frac{60v}{\pi D_{к}},$$

где v – скорость передвижения крана, м/с;

Требуемое передаточное число привода определяем по формуле:

$$u = \frac{n_{дв}}{n_{к}},$$

где $n_{дв}$ – номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин.

При выборе редуктора учитываем передаточное число, расчетную мощность, режим работы, частоту вращения быстроходного вала (равная частоте вращения вала электродвигателя).

Для механизмов передвижения кранов с центральным приводом применяют горизонтальные цилиндрические редукторы; для механизмов с раздельным приводом – вертикальные редукторы типа ВК, ВКУ, ВКН; навесные редукторы типа ЦЗВК (ЦЗВКф). Навесные редукторы обеспечивают наиболее компактную компоновку механизма.

7. Определяется тормозной момент и выбирается тормоз. Согласно [2], тормоза в механизмах передвижения нужно устанавливать в случаях, если:

- а) кран работает на открытом воздухе;
- б) кран работает в помещении и перемещается по пути, уложенному на полу;
- в) кран перемещается по надземному рельсовому пути со скоростью более 32 м/мин.

Тормозной момент на валу двигателя при движении по ветру и под уклон по прямой определяется по формуле [4]:

$$T_T = (W_{вп} + W_y - W_{тр}^{min}) \frac{D_K \eta}{2u} + \frac{n_{дв}}{t_T} \left[\frac{\beta(I_p + I_M)}{9,55} + \frac{(G + G_{кр}) D_K^2 \eta}{375 u^2} \right], \quad (5)$$

где $W_{тр}^{min}$ – сопротивление от трения в ходовых частях на прямолинейном участке пути при $K_p = 1$

$$W_{тр}^{min} = G_{кр} f_{тяг};$$

β – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфты), $\beta = 1,1 \dots 1,25$;

I_p – момент инерции ротора двигателя, кг·м²;

I_M – момент инерции муфты, соединяющей валы двигателя и редуктора и тормозного шкива, кг·м².

В формулу (5) входят пока еще неизвестные величины t_T и I_M . Время торможения t_T для механизма передвижения можно определить из условия отсутствия юза при торможении, которое может быть записано в виде

$$a_{т.макс} \leq \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\varphi_{сц}}{k_{сц}} - f_{ц} \frac{d_{ц}}{D_K} \right) + f_{тяг} - \alpha - \frac{W_{вп}}{G_{кр}} \right] g, \quad (6)$$

где m – число приводных колес;

n – общее число ходовых колес;

G_T – вес тележки.

Тогда минимально допустимое время торможения будет:

$$t_T = \frac{v}{a_{T.макс}}$$

Можно также задаться временем торможения и в зависимости от типа электродвигателя принять $t_T = 3 \dots 6$ с. Второй неизвестной величиной I_M необходимо предварительно задаться.

Подставив значение t_T в уравнение для T_T , определяем величину тормозного момента, по которой выбираем тормоз с ближайшим меньшим тормозным моментом.

При раздельном приводе для обеспечения достаточного сцепления колес наименее нагруженной опоры A при незагруженном кране и при нахождении тележки в крайнем положении у опоры B (см. рис.2а) максимально возможное ускорение при торможении при работе на открытом воздухе определяется по формуле:

$$a_{T.макс} \leq \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\varphi_{сц}}{k_{сц}} - f_{ц} \frac{d_{ц}}{D_K} \right) + f_{тяг} - \alpha - \frac{W'_{ВII}}{G_{кр}} \right] g, \quad (7)$$

где $W'_{ВII} \cong 0,5W_{ВII}$.

Минимальное время торможения опоры A в этом случае из условия отсутствия юза будет:

$$t_{T.min 1} = \frac{v}{a_{T.макс}}$$

Допускаемая величина тормозного пути

$$s_T = \frac{v^2}{\xi},$$

где ξ - коэффициент, зависящий от соотношения количества приводных колес к общему количеству ходовых колес m/n и от коэффициента сцепления $\varphi_{сц}$ (табл. 13).

Таблица 13 – Рекомендуемая минимальная длина пути торможения s_T [3]

Отношение числа затормаживаемых ходовых колес к общему их количеству, %	Длина пути торможения s_T , м
25	$2v^2/k$
50	v^2/k
100	$v^2/2k$

Примечание. При коэффициенте сцепления $\varphi_{сц} = 0,2$ (работа в помещении) $k = 1,5$; при $\varphi_{сц} = 0,12$ (работа на открытом воздухе) $k = 0,9$.

Минимально допустимое время торможения

$$t_{T.min 2} = \frac{2s_T}{v}.$$

Статический момент сопротивления, приведенный к валу двигателя при торможении привода опоры A при незагруженном кране

$$T_{CT}^T = \frac{W_{CT}^T D_K \eta_M}{2u},$$

где

$$W_{CT}^T = R_{min}^A \frac{2k + fd}{D_K}.$$

Приведенный к валу двигателя момент инерции

$$I_{пр}^T = \beta I_{рм} + \frac{R_{min}^A D_K^2 \eta_M}{8gu^2}.$$

Тормозной момент на валу двигателя

$$T_T = I_{пр}^T \frac{\omega_{ДВ}}{t_T} - T_{CT}^T,$$

где $t_T = \max\{t_{T.min 1}; t_{T.min 2}\}$.

По этой величине тормозного момента выбирается тормоз, который регулируется на найденную величину тормозного момента.

Для мостовых кранов, работающих на открытом воздухе и не имеющих противоугонных устройств, при достаточном сцеплении приводных колес с рельсами при ветре нерабочего состояния $W_{ВП}$ необходимо выполнение условия

$$T_T \geq 1,2(W_{ВП} + W_y - W_{тр}^{min}) \frac{D_K \eta}{2u}.$$

8. Определяются расчетные моменты соединительных муфт и выбираются муфты.

В механизмах передвижения наибольшее применение находят зубчатые муфты и муфты упругие втулочно-пальцевые.

Для выбора муфт в общем случае необходимо знать:

- диаметры и типы концов соединяемых валов;
- величины вращающего номинального момента T_n и максимального момента при кратковременной перегрузке T_m , передаваемых муфтой, Н·м;
- величину максимального расчетного вращающего момента, наибольшего из длительно действующих T_p на соединяемых валах, Н·м;

- величину максимального расчетного вращающего момента, определяющего максимальную допускаемую перегрузку T_{max} , Н·м;
- требуемую компенсационную способность (осевое, радиально и угловое смещения);
- демпфирующую способность;
- компоновочное решение механизма.

Муфты выбираются в соответствии с запасами прочности K и по максимальному моменту [4].

Запас прочности определяется

$$K = K_1 K_2 K_3 \leq \frac{T_H}{T_P},$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности присоединяемой передачи (табл. 14);

K_2 – коэффициент, учитывающий условия работы муфты (табл.15);

K_3 – коэффициент углового смещения, для выбора зубчатых муфт принимается по табл. 16, для остальных типов соединительных муфт $K_3 = 1$.

Проверка по максимальному моменту $T_{max} \leq T_H$.

Таблица 14 – Значения коэффициента K_1

Механизм	Коэффициент ответственности передачи
Передвижения	1,1
Подъема	1,3...1,5

Таблица 15 – Значения коэффициента K_2

Механизм	Коэффициент условий работы		
	1М...3М	4М, 5М	6М
Передвижения	1,1	1,2	1,3
Подъема	1,3	1,4	1,5

Таблица 16 – Значения коэффициента K_3

Угол перекоса вала, град.	Коэффициент углового смещения
0,25	1
0,5	1,25
1	1,5
1,5	1,75

Зубчатые муфты отличаются высокой несущей способностью. Основные параметры и размеры зубчатых муфт должны соответствовать ГОСТ 5006-96.

Диапазон паспортных величин моментов $T_H = 1000 \dots 63000$ Н·м.

Компенсационная способность:

- угловое смещение $1,5^\circ$,
- осевое смещение до 2 мм,
- радиальное смещение не допустимо.

Для компенсации радиального смещения используются две муфты с промежуточным валом.

Иногда одну из полумуфт заменяют тормозным шкивом (рис. 6) Такое соединение хорошо работает при легких и средних режимах (1М...4М).

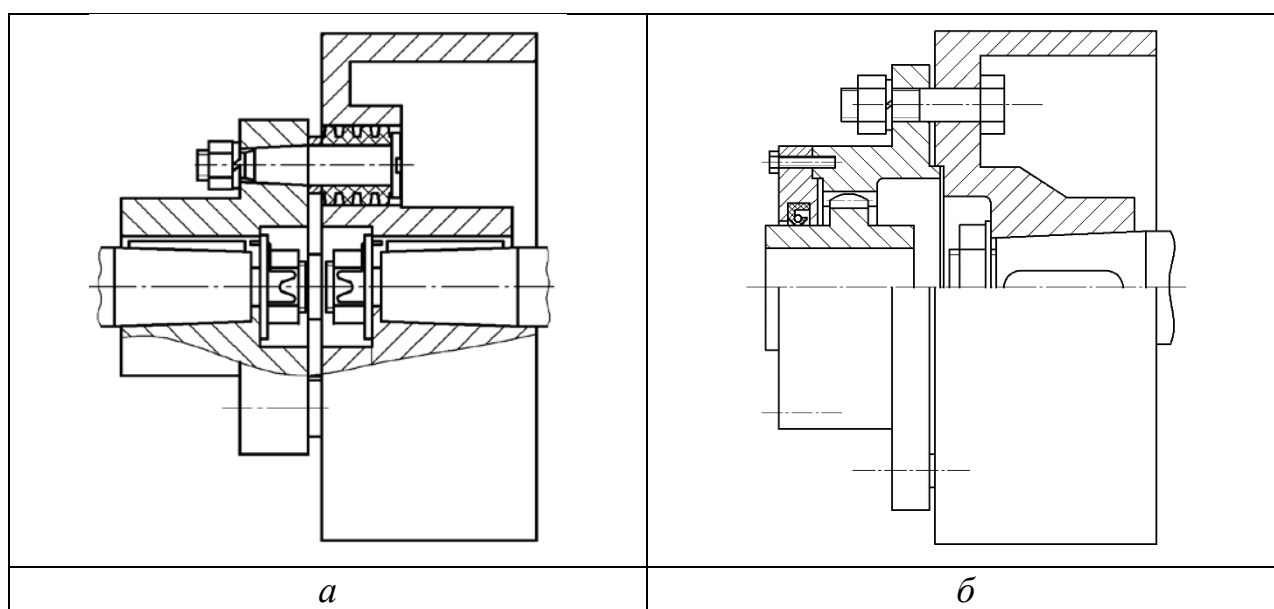


Рис. 6. Муфты с тормозным шкивом:
a – упругая втулочно-пальцевая; *б* – зубчатая

Демпфирующей способностью зубчатые муфты не обладают (жесткие муфты). Диапазон внешних температур определяется материалом уплотнений и смазкой.

Выбор типоразмера муфты осуществляется по запасу прочности и проверке по максимальному моменту

$$T_{max} \leq T_M = 2T_H$$

Упругие втулочно-пальцевые муфты, способные смягчать динамические нагрузки, широко используют в местах установки тормозов. Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры муфт должны соответствовать ГОСТ 21424-93.

Диапазон паспортных величин моментов $T_H = 6,3 \dots 16000$ Н·м.

Компенсационная способность:

- угловое смещение $0,5 \dots 1,5^\circ$,
- радиальное смещение $0,2 \dots 0,6$ мм,
- осевое смещение $1 \dots 2$ мм.

Демпфирующая способность в зависимости от жесткости резиновых втулок – $1 \dots 2^\circ$.

Выбор типоразмера муфты осуществляется по запасу прочности K и проверке по максимальному моменту.

Запас прочности определяется

$$K = K_1 K_2 \leq \frac{T_H}{T_p}$$

Проверка максимального момента

$$T_{max} \leq T_M = 2T_H$$

9. Предварительно выбранный двигатель проверяют:

1) на время разгона t_p крана до номинальной скорости вверх по уклону против ветра с давлением $p_{вн}$

$$t_p = \frac{n_{дв}}{T_{ср.п} - \frac{W_c D_k}{2u\eta}} \left[\frac{\beta(I_p + I_M)}{9,55} + \frac{(Q + m_{кр})D_k^2}{38,2u^2\eta} \right], \quad (8)$$

где $T_{ср.п}^n$ – средний пусковой момент двигателя, который определяется по формуле:

$$T_{ср.п} = \psi T_{ном},$$

где ψ – кратность среднего пускового момента;

$T_{ном}$ – номинальный момент двигателя, Н·м.

Для двигателей с короткозамкнутым ротором

$$\psi = 0,85^2 \frac{\psi_{п} + \psi_{max}}{2},$$

где $\psi_{п}$ – кратность пускового момента двигателя (принимается по каталогу);

ψ_{max} – максимальная кратность пускового момента

$$\psi_{max} = T_{max} / T_{ном};$$

T_{max} – максимальный пусковой момент двигателя, Н·м;

$0,85^2$ – коэффициент, учитывающий возможность работы при падении напряжения в сети до 85 % от номинального.

Для электродвигателей с короткозамкнутым ротором можно принимать $T_{ср.п} = (0,7 \dots 0,8) T_{max}$.

Время пуска не должно превышать 6 с для приводов с электродвигателями с фазным ротором и 3 с – для приводов с короткозамкнутыми двигателями.

2) на кратковременную перегрузку при возросших статических сопротивлениях в условиях установившегося движения

$$T_{дв}^{max} > \frac{(W_{тр} + W_y + W_{вп})D_k}{2u\eta},$$

где $T_{дв}^{max}$ – максимальный момент двигателя, ограниченный электрической защитой.

3) на нагрев.

Для проверки используем метод номинального режима работы, т. е. метод отнесения крановых механизмов к группам режима работы.

Коэффициент перегрузки двигателя при номинальной нагрузке

$$\alpha = T_{ст}/T_{ном}.$$

Перегрузочная способность двигателя

$$\lambda = T_{max}/T_{ном}.$$

Значения λ приводятся в каталогах электродвигателей.

Отношение времени пуска к среднему времени рабочей операции

$$\beta = t_{п}/t_{р}.$$

Так как среднее время рабочей операции неизвестно, для предварительных расчетов используем табл. 17.

Требуемая эквивалентная мощность двигателя для рабочей части цикла

$$P_э = \gamma P_{ст},$$

где γ — вспомогательный коэффициент, определяется по графику влияния пусковых режимов на эквивалентную мощность (рис. 7).

Таблица 17 – Ориентировочное значение коэффициента β

Наименование механизмов	β
Механизмы подъема крюковых и грейферных кранов, работающих в цехах и на складах	0,1
Механизмы передвижения кранов, работающих в цехах	0,2
Механизмы передвижения кранов, работающих на складах	0,1
Механизмы поворота стреловых кранов, работающих на складах и на строительстве	0,3...0,4
Механизмы передвижения тележек рудных и угольных перегружателей	0,3...0,4
Механизмы подъема, передвижения и поворота монтажных кранов	0,2...0,3

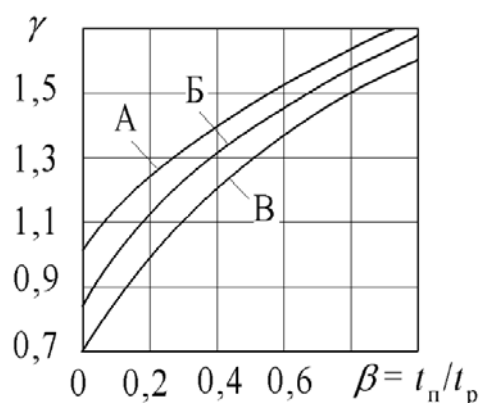


Рис. 7. График зависимости эквивалентной мощности от отношения времени пуска к среднему времени рабочей операции для механизмов: *A* – передвижения мостов кранов, передвижения магнитных и грейферных кранов, поворота стреловых кранов; *Б* – передвижения тележек крюковых кранов, подъема магнитных и грейферных кранов; *В* – подъема крюковых кранов

Требуемая мощность двигателя по условиям нагрева с учетом пауз в течение цикла

$$P_{ПВ} = kP_3,$$

где k — коэффициент, учитывающий номинальную относительную продолжительность включения (ПВ), характерную для данного номинального режима работы (табл. 18).

Таблица 18 – Значения коэффициента k

Режим работы	Значение коэффициента k при ПВ	
	25%	40%
1М...3М	0,5	0,35
4М	0,75	0,5
5М	1,0	0,75
6М	1,5	1,0

Необходимо обеспечить условие $P_{ПВ} \leq P_{ном}$.

10. Производится проверка ходовых колес на отсутствие буксования при пуске. В механизмах с отдельным приводом проверяется запас сцепления $k_{сц}$ для случая, когда не работает один привод, а тележка без груза располагается с его стороны.

Для обеспечения нормальной работы механизма передвижения необходимо обеспечить рекомендуемое сцепление колес с рельсами. Минимальное

значение коэффициента сцепления при разгоне на подъем против ветра (при работе на открытой площадке) определяется по следующей формуле [5]:

$$k_{\text{сц}} = \frac{\Delta G (\varphi_{\text{сц}} + w_{\text{min}})}{F_{\text{и}} + W_{\text{с}}} \geq [k_{\text{сц}}], \quad (9)$$

где $[k_{\text{сц}}]$ – допускаемый коэффициент запаса сцепления ($[k_{\text{сц}}] = 1,2$ при работе без ветровой нагрузки и $[k_{\text{сц}}] = 1,1$ при работе с ветровой нагрузкой);

ΔG – сцепной вес (нагрузка на приводные колеса)

$$\Delta G = \frac{m}{n};$$

$\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления приводных колес с рельсом (для кранов, работающих на открытом воздухе $\varphi_{\text{сц}} = 0,12$; в закрытых помещениях $\varphi_{\text{сц}} = 0,2$);

w_{min} – минимальное значение коэффициента сопротивления передвижению при $K_{\text{р}} = 1$

$$w_{\text{min}} = f_{\text{тяг}} K_{\text{р}};$$

$F_{\text{и}}$ – сила инерции масс тележки

$$F_{\text{и}} = \frac{m_{\text{кр}} v_{\text{кр}}}{t_{\text{р}}};$$

$W_{\text{с}}$ – статическое сопротивление движению при разгоне

$$W_{\text{с}} = W_{\text{тр}}^{\text{max}} + W_{\text{у}} + W_{\text{вI}}.$$

Если запас сцепления окажется меньше рекомендуемого, то необходимо взять следующий, меньший по мощности двигатель или увеличить число приводных колес.

Рассмотрим отдельный привод. Поскольку опоры крана нагружены неравномерно, необходимо, чтобы сцепление ведущего колеса с рельсом у менее нагруженного привода было достаточным. При положении тележки без груза около левой опоры крана (см. рис. 2а) наименее нагруженной будет правая опора. Реакция на правой опоре в этом случае будет:

$$R'_{\text{min}} = \frac{G_{\text{каб}} L_{\text{каб}} + G_{\text{Т}} L_1 + 0,5 G_{\text{м}} S}{S}.$$

Сцепная сила будет при одном ведущем и одном холостом колесах на правой стороне моста крана

$$\frac{1}{2} R'_{\text{min}} \varphi_{\text{сц}}.$$

11. Проверяется выполнение условия отсутствия юза при торможении крана. Минимальное значение коэффициента сцепления при торможении определяется по следующей формуле:

$$k_{\text{сц}} = \frac{\Delta G(\varphi_{\text{сц}} - w_{\text{min}})}{F_{\text{и}} - W_{\text{торм}}} \geq [k_{\text{сц}}], \quad (10)$$

где $W_{\text{торм}}$ – сопротивление при торможении крана

$$W_{\text{торм}} = W_{\text{тр}}^{\text{min}} - W_{\text{у}} - W_{\text{вп}};$$

$F_{\text{и}}$ – сила инерции масс крана при торможении.

2. Особенности расчета механизмов передвижения козловых кранов

В козловых кранах обычно применяют типовые приводы, электрооборудование и кабины управления, разработанные применительно к мостовым кранам. Однако не всегда учитывают специфику козловых кранов, обусловленную преимущественно работой их на открытом воздухе, наличием консолей у мостов значительной длины и большой ветровой нагрузкой на кран, а также повышенным расположением центров давления и масс.

Механизмы передвижения козловых кранов выполняют только с раздельным приводом. Необходимости применения каких-либо синхронизирующих устройств у кранов общего назначения не имеется. Это объясняется также и относительной сложностью и низкой надежностью таких устройств [6].

Характерной особенностью работы механизмов передвижения козловых кранов являются значительные ветровые нагрузки.

Для ориентировочной оценки ветровой нагрузки на кран без груза при динамическом давлении $q = 125$ Па может быть использована эмпирическая формула

$$W_{\text{в}} = k_{\text{к}} S H,$$

где $k_{\text{к}}$ – коэффициент, зависящий от типа конструкции крана:

с трубчато-балочным мостом и электроталью.....	12,0
с решетчатым мостом из профильной стали.....	17,5
с решетчатым трубчатым мостом.....	8,0
с двухбалочным сплошностенчатым листовым мостом...	17,5
с однобалочным сплошностенчатым листовым мостом...	20,0;

S – пролет крана, м;

H – высота подъема, м.

Другой особенностью механизмов передвижения козловых кранов является значительная (в 2...3 раза и более) разница между вертикальными нагрузками на противоположные опоры, что обусловлено наличием консолей пролетного строения.

Исходя из этого следует в первую очередь выбирать число приводных колес; оно должно быть всегда не менее половины общего числа колес.

По конструктивным соображениям для механизмов передвижения козловых кранов преимущественно применяется отдельный привод. Количество приводных колес при этом определяется, как известно, по условию сцепления колес с рельсами и составляет от 1/4 до 1/2 общего числа ходовых колес крана.

При расчете опор кранов, а также механизмов их передвижения необходимо знание величин максимальных нагрузок. Максимальная нагрузка на опору имеет место при расположении тележки с грузом над опорой или на консоли для кранов с консолями.

На кран действуют нагрузки (рис. 8):

- вес тележки с грузом $(Q + m_T)g$;
- вес металлоконструкции крана G_M (для кранов с двумя жесткими опорами сила G_M приложена в середине пролета, для других кранов необходимо определять центр тяжести металлоконструкции, нагрузка на опоры при этом будет различной);
- горизонтальная сила инерции $W_{и}$, возникающая от торможения тележки или от ее удара об ограничитель передвижения тележки;
- ветровая нагрузка на кран $W_{в кр}$ рабочего состояния, приложенная к центру симметрии крана;
- ветровая нагрузка на груз $W_{в гр}$ рабочего состояния, приложенная к барабану механизма подъема, поскольку груз подвешен на гибком канате.

Из схемы следует, что наибольшая нагрузка действует на опору A , наименьшая – на опору B . Из суммы моментов относительно оси кранового рельса на опоре $B \Sigma M_B = 0$ определяем максимальную нагрузку на опору A

$$R_A = (Q + m_T)g \frac{c + L}{L} + \frac{W_{в кр} h_2}{L} + \frac{(W_{и} + W_{в гр}) h_1}{L} + \frac{G_M b}{L}.$$

Необходимо также определить и наименьшую нагрузку на опору (при данной схеме нагружения – на опору B) для проверки условия достаточности сцепления ходовых колес с рельсами и отсутствия буксования колес.

Минимальная нагрузка, действующая на опору B , находится из суммы моментов относительно опоры A

$$R_B = -(Q + m_T)g \frac{c}{L} - \frac{W_{в кр} h_2}{L} - \frac{(W_{и} + W_{в гр}) h_1}{L} + \frac{G_M a}{L}.$$

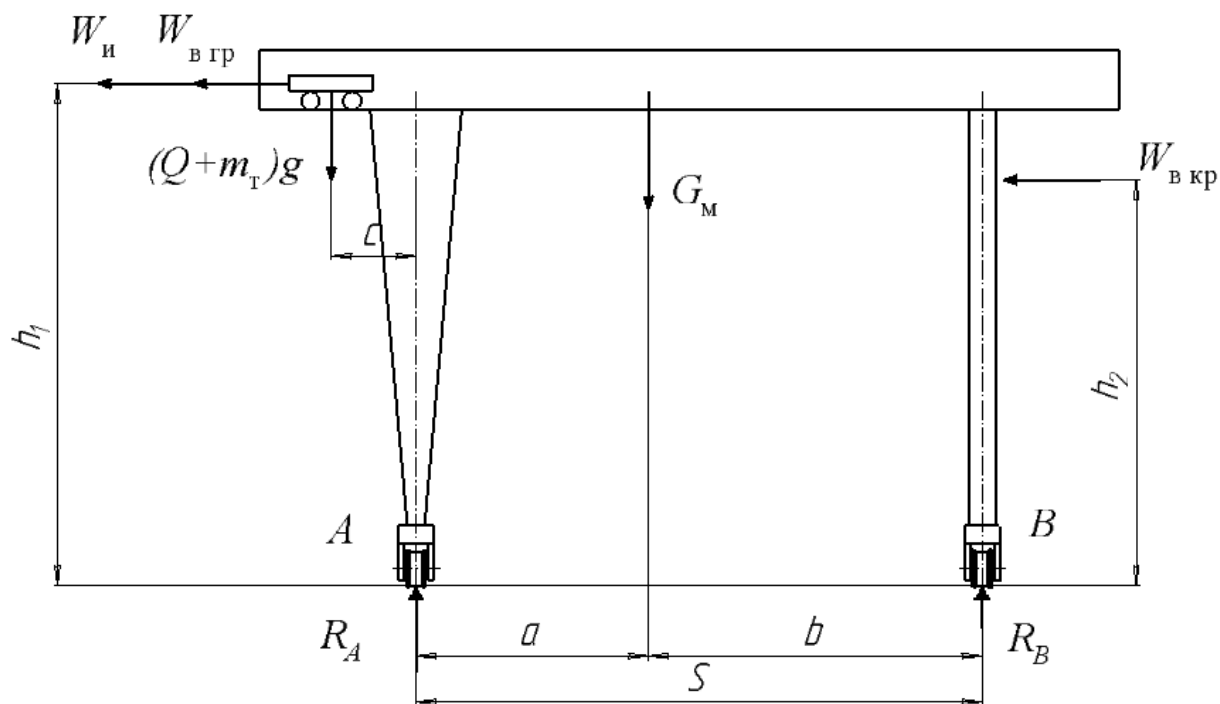


Рис. 8. Расчетная схема к определению нагрузок на опоры козлового крана

3. Особенности расчета механизмов передвижения консольных кранов

Механизм передвижения консольных однорельсовых кранов может иметь как центральное расположение привода, так и отдельный привод. При центральном приводе механизм передвижения устанавливается на продольной балке относительно кранового рельса.

Центральный механизм передвижения консольного и велосипедного кранов (рис. 9) состоит из двигателя 1, тормоза 2, двухступенчатого редуктора 3, трансмиссионного вала 4, пары конических зубчатых передач 5, пары цилиндрических зубчатых колес 6, двух ходовых колес 7. С целью повышения тяговой способности оба ходовых колеса выполнены приводными.

Статические нагрузки на колеса и опорные ролики определяются в зависимости от типа крана (поворотная или неподвижная стрела) и с учетом того, что наибольшая сила, по которой подбираются ролики, получается на максимальном вылете. Для поворотных кранов усилие на ходовое колесо будет зависеть также от угла между стрелой и рельсовым путем. Оно будет максимальным при расположении стрелы вдоль рельсового пути.

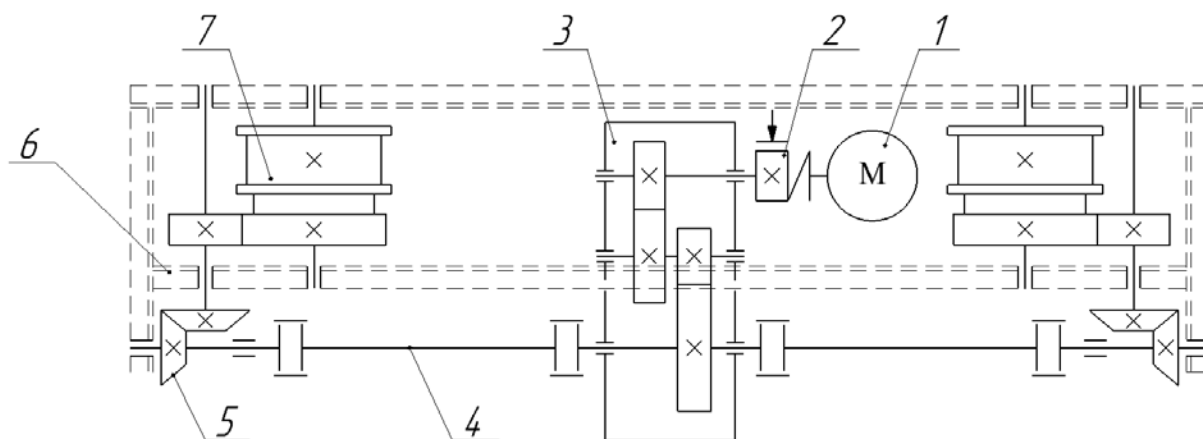


Рис. 9. Механизм передвижения консольного крана с двумя приводными ходовыми колесами

Формулы для предварительного определения масс кранов и крановых тележек:

Настенно-поворотные краны:

- с тележкой

$$m_{кр} = 2,0 + 0,15QL_{max}$$

- с постоянным вылетом

$$m_{кр} = 1,5 + 0,04QL$$

Поворотные краны на колонне:

- стреловые без противовеса

$$m_{кр} = 3,0 + 0,07QL_{max}$$

- с тележкой (поворотная часть без противовеса)

$$m_{пов} = 3,0 + 0,2QL_{max}$$

Велосипедные краны без противовеса:

- общая масса

$$m_{кр} = 0,4 + 0,3QL$$

- поворотная часть крана

$$m_{пов} = 3,0 + 0,07QL$$

Условные обозначения: $m_{кр}$, $m_{пов}$ соответственно массы крана и его поворотной части; Q – грузоподъемность крана, т; L – вылет стрелы, м.

Дальнейший расчет ведется аналогично расчету механизма передвижения кранов мостового типа.

Консольный кран с неповоротной стрелой. Схема крана дана на рис. 10. Будем рассматривать случай, когда все ходовые колеса являются приводными и кран работает в помещении.

Сила

$$V = G + G_{кр} + G_T,$$

где $G_{кр}$ – вес крана;

G_T – вес тележки.

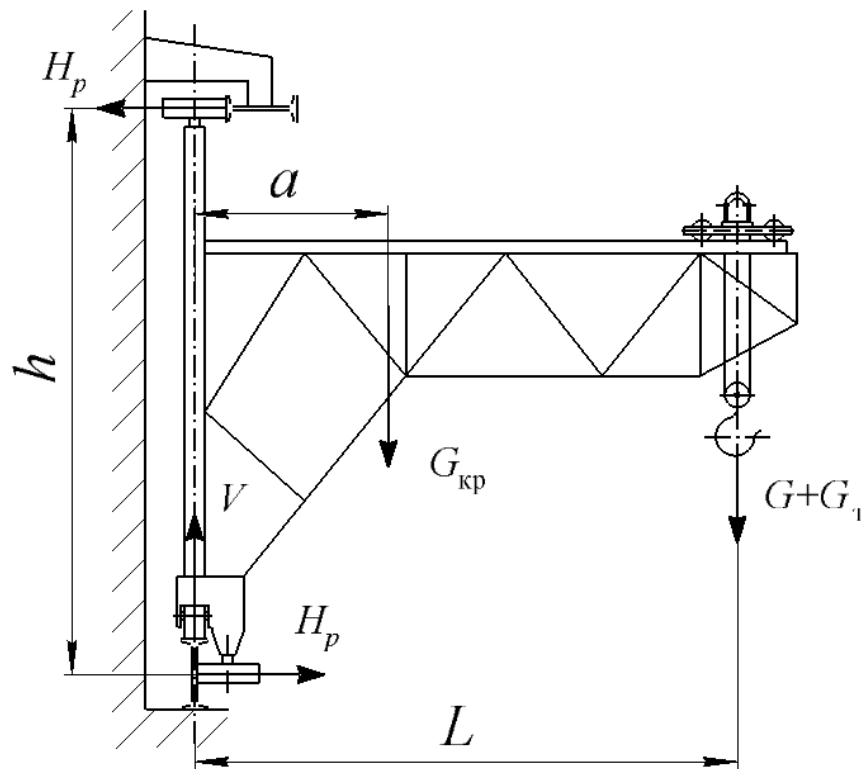


Рис. 10. Схема консольного крана с тележкой

Наибольшая сила тяжести на одно вертикальное ходовое колесо равна V/n_k (n_k – число ходовых колес). По этой величине выбирается диаметр ходового колеса и тип рельса.

Горизонтальная сила на опорные ролики

$$H_p = \frac{(G + G_T)L + G_{кр}a}{h}. \quad (11)$$

Отсюда следует, что сила H_p изменяется при передвижении тележки по консоли. Наибольшая сила, по которой подбираются ролики, получается на максимальном вылете и равна:

$$H_{max} = \frac{2H_p}{n_{o.p}},$$

где $n_{o.p}$ – общее число опорных роликов.

С учетом максимального вылета определяется полная сила сопротивления передвижению крана

$$W_c = V(f_{тяг}K_p + \alpha) + 2H_p f_{тяг.p}, \quad (12)$$

где α – уклон рельсового пути;

$f_{тяг.p}$ – коэффициент тяги опорных роликов

$$f_{\text{тяг.р}} = \frac{f_p d_p + 2k_p}{D_p};$$

f_p – приведенный коэффициент трения в цапфах опорных роликов;
 k_p – коэффициент трения качения между роликом и опорной поверхностью;

d_p – диаметр цапфы ролика;

D_p – диаметр ролика.

При уточненных расчетах рекомендуется вводить коэффициент запаса, учитывающий поперечное скольжение ходовых колес и опорных роликов. Коэффициент запаса принимается 1,1...1,3 при рассмотрении процесса пуска и 1,0 – при торможении.

Статическая мощность при передвижении крана

$$P_{\text{ст}} = \frac{W_c v_{\text{кр}}}{60 \cdot 1000 \eta_m},$$

где η_m – КПД механизма передвижения, предварительно $\eta_m = 0,8...0,9$.

При отдельном приводе установочная мощность одного двигателя принимается равной:

$$P_{\text{уст}} = 0,6 P_{\text{ст}}.$$

По данной мощности выбирается электродвигатель с учетом группы режима работы механизма и желаемой частоте вращения вала двигателя.

Частота вращения ходовых колес определяется по формуле:

$$n_k = \frac{v_{\text{кр}}}{\pi D_k}.$$

Далее определяется передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k}$$

и выбирается крановый редуктор (при центральном приводе – горизонтальный цилиндрический, при отдельном – вертикальный).

Уточняется скорость передвижения крана и КПД механизма.

Тормозной момент на валу двигателя при движении под уклон определяется по формуле:

$$T_T = (W_y - W_{\text{тр}}^{\text{min}}) \frac{D_k \eta}{2u} + \frac{n_{\text{дв}}}{t_T} \left[\frac{\beta(I_p + I_m)}{9,55} + \frac{(G_{\text{кр}} + G_T) D_k^2 \eta}{375 u^2} \right], \quad (13)$$

где $W_{\text{тр}}^{\text{min}}$ – сопротивление от трения в ходовых частях на прямолинейном участке пути при $K_p = 1$

$$W_{\text{тр}}^{\text{min}} = G_{\text{кр}} f_{\text{тяг}} + 2H_p' f_{\text{тяг.р}};$$

$$H'_p = \frac{G_T L + G_{кр} a}{h}.$$

Время торможения t_T находим из условия отсутствия юза при торможении; максимально возможное замедление

$$a_{T \max} \leq \left(\frac{\varphi_{сц}}{k_{сц}} - \frac{fd}{D_K} - \alpha + f_{тяг} + \frac{2H_p}{V} f_{тяг.р} \right) g. \quad (14)$$

Тогда минимально допустимое время торможения будет:

$$t_T = \frac{v}{a_{T.макс}}.$$

Неизвестной величиной I_M необходимо предварительно задаться.

Подставив значение t_T в уравнение для T_T , определяем величину тормозного момента, по которой выбираем тормоз с ближайшим меньшим тормозным моментом и муфту с тормозным шкивом. Далее уточняется момент инерции муфты, время торможения и ускорение при торможении.

Время пуска $t_{п}$ крана до номинальной скорости вверх по уклону определяется при центральном приводе по формуле:

$$t_{п} = \frac{n_{дв}}{T_{ср.п} - \frac{W_c D_K}{2u\eta}} \left[\frac{\beta(I_p + I_M)}{9,55} + \frac{(G + G_{кр} + G_T) D_K^2}{375u^2\eta} \right], \quad (15)$$

и при раздельном – по формуле

$$t_{п} = \frac{n_{дв}}{T_{ср.п} - \frac{W_c D_K}{2u\eta}} \left[\frac{2\beta(I_p + I_M)}{9,55} + \frac{(G + G_{кр} + G_T) D_K^2}{375u^2\eta} \right], \quad (16)$$

где W_c – сопротивление передвижению крана, Н, определяемое по формуле (9).

Коэффициент запаса сцепления при пуске

$$k_{сц} = \frac{\varphi_{сц}}{\frac{v_{кр}}{gt_{п}} + f_{тяг} K_p - \alpha - \frac{fd}{D_K} + \frac{2H_p}{V} f_{тяг.р}} \geq [k_{сц}]. \quad (17)$$

Величина коэффициента сцепления зависит от дроби

$$\frac{2H_p}{V} f_{тяг.р}.$$

Сила V остается постоянной при изменении L , поэтому в обоих случаях (с грузом и без) рассматривается тележка на наибольшем вылете. В таком положении создается наибольшая сила сопротивления передвижению крана.

При работе с грузом отношение H_p/V больше отношения H'_p/V' при передвижении крана без груза. Поэтому расчетным для консольного крана с

тележкой следует считать его работу с грузом при положении тележки на максимальном вылете. Величина коэффициента сцепления при этом будет наименьшей.

Коэффициент запаса сцепления при торможении

$$k_{\text{сц}} = \frac{\varphi_{\text{сц}}}{\frac{v}{gt_{\text{т}}} - f_{\text{тяг}} + \alpha + \frac{fd}{D_{\text{к}}} - \frac{2H_{\text{р}}}{V} f_{\text{тяг.р}}} \geq [k_{\text{сц}}], \quad (18)$$

Проверка двигателей на нагрев выполняется по описанной выше методике.

Консольный кран с вращающейся стрелой. Расчетная схема крана приведена на рис. 11. Стрела вращается, образуя угол $\alpha_{\text{к}}$ относительно рельсового пути.

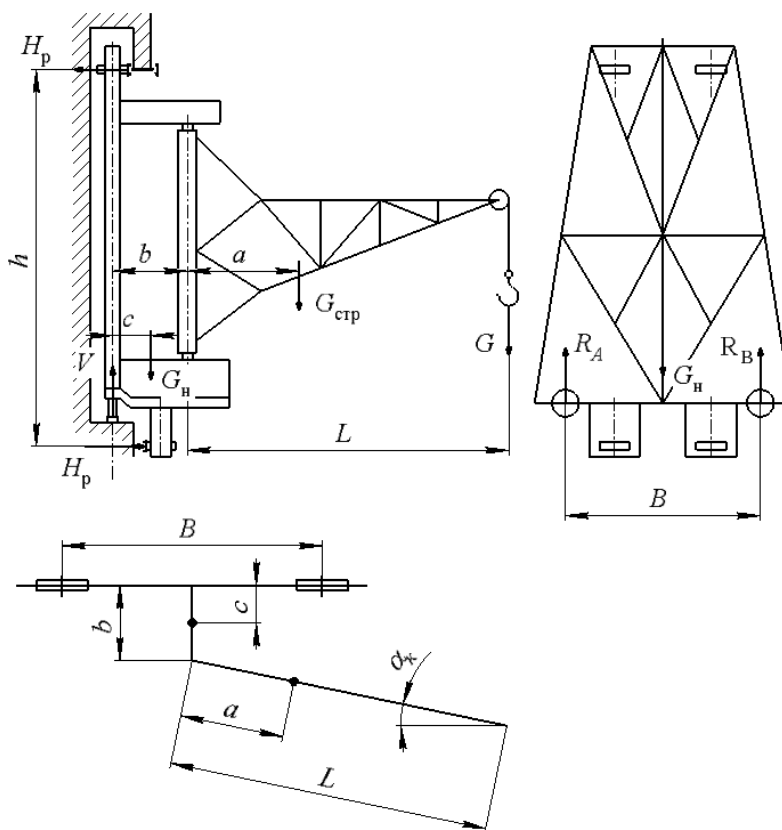


Рис. 11. Схема консольного крана с вращающейся стрелой

В общем случае силы, действующие на ходовые колеса и опорные ролики, определяются по формулам:

$$R_A = \frac{0,5G_{\text{н}}c + G_{\text{стр}}(0,5B - a\cos\alpha_{\text{к}}) - G(L\cos\alpha_{\text{к}} - 0,5B)}{B}; \quad (19)$$

$$R_B = G + G_{стр} + G_H - R_A; \quad (20)$$

$$H_p = \frac{G_H c + G_{стр}(b + a \sin \alpha_k) + G(b + L \sin \alpha_k)}{h}, \quad (21)$$

где G_H – вес неповоротной части крана;

$G_{стр}$ – вес стрелы крана.

При применении двух ведущих колес суммарная сцепная сила остается неизменной. Расчетное положение стрелы в этом случае принимается при $\alpha_k = 90^\circ$. В этом случае силы, действующие на ходовые колеса и опорные ролики, определяются по формулам:

$$R_A + R_B = G + G_T + G_H + G_{стр} = G + G_T + G_{кр},$$

где $G_{кр} = G_H + G_{стр}$ – вес крана.

При $\alpha_k = 90^\circ$ сила H_p будет иметь наибольшее значение силы

$$H_{p \max} = \frac{G_H c + G_{стр}(b + a) + G(b + L)}{h}.$$

При этом положении стрелы создается наибольшая сила сопротивления движению крана

$$W_c = (R_A + R_B)(f_{тяг} K_p + \alpha) + 2H_{p \max} f_{тяг.p}. \quad (22)$$

Мощность, необходимая для передвижения крана

$$P_{кр} = \frac{W_c v}{60 \cdot 1000 \eta_m},$$

где η_m – КПД механизма передвижения крана.

По найденному значению мощности выбирается электродвигатель.

Силы, действующие на горизонтальные ролики при $\alpha_k = 90^\circ$ и отсутствии груза, будут равны:

$$H'_p = \frac{G_H c + G_{стр}(b + a)}{h}.$$

Тормозной момент на валу двигателя при движении под уклон определяется по формуле:

$$T_T = (W_y - W_{тр}^{min}) \frac{D_K \eta}{2u} + \frac{n_{дв}}{t_T} \left[\frac{\beta(I_p + I_M)}{9,55} + \frac{G_{кр} D_K^2 \eta}{375 u^2} \right], \quad (23)$$

где $W_{тр}^{min}$ – сопротивление от трения в ходовых частях на прямолинейном участке пути при $K_p = 1$ и расположении стрелы параллельно рельсовому пути

$$W_{тр}^{min} = G_{кр} f_{тяг}.$$

Время торможения находится так же, как и для консольного крана с неповоротной стрелой.

По найденной величине T_T выбирается тормоз и муфта с тормозным шкивом, уточняется момент инерции муфты, время торможения и ускорение при торможении.

Время пуска $t_{\text{п}}$ крана до номинальной скорости вверх по уклону определяется при центральном приводе по формуле:

$$t_{\text{п}} = \frac{n_{\text{дв}}}{T_{\text{ср.п}} - \frac{W_c D_{\text{к}}}{2u\eta}} \left[\frac{\beta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}})}{9,55} + \frac{(G + G_{\text{кр}})D_{\text{к}}^2}{375u^2\eta} \right],$$

и при раздельном – по формуле:

$$t_{\text{п}} = \frac{n_{\text{дв}}}{2T_{\text{ср.п}} - \frac{W_c D_{\text{к}}}{2u\eta}} \left[\frac{2\beta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}})}{9,55} + \frac{(G + G_{\text{кр}})D_{\text{к}}^2}{375u^2\eta} \right],$$

где W_c – сопротивление передвижению крана, Н, определяемое по формуле (22).

Коэффициент запаса сцепления при пуске

$$k_{\text{сц}} = \frac{\varphi_{\text{сц}}}{\frac{v_{\text{кр}}}{gt_{\text{п}}} + f_{\text{тяг}}K_{\text{р}} - \alpha - \frac{fd}{D_{\text{к}}} + \frac{2H_{\text{р}}}{V}f_{\text{тяг.р}}} \geq [k_{\text{сц}}].$$

Величина коэффициента сцепления зависит от дроби

$$\frac{2H_{\text{р}}}{V}f_{\text{тяг.р}}.$$

Максимально допускаемое ускорение при пуске для произвольного положения стрелы при работе крана в помещении

$$a_{\text{п.макс}} = \left[\left(\frac{\varphi_{\text{сц}}}{k_{\text{сц}}} + f \frac{d}{D_{\text{к}}} \right) - (f_{\text{тяг}}K_{\text{р}} + \alpha) - \frac{2H'}{G_{\text{кр}}}f_{\text{тяг.р}} \right] g$$

Минимальное время пуска будет равно:

$$t_{\text{п}} = \frac{v}{60a_{\text{п.макс}}}.$$

Потребный динамический момент на первом валу при пуске с грузом

$$T_{\text{дин.п}} = \frac{\beta(I_{\text{р}} + I_{\text{м}})n_{\text{дв}}}{9,55t_{\text{п}}} + \frac{(G_{\text{кр}} + G)D_{\text{к}}^2n_{\text{дв}}}{375u^2t_{\text{п}}\eta_{\text{м}}}.$$

Потребный среднепусковой момент электродвигателя

$$T_{\text{ср.п}} = T_{\text{дин.п}} + \frac{W_c D_{\text{к}}}{2u_{\text{м}}\eta_{\text{м}}}.$$

Сравниваем полученное значение с величиной среднепускового момента выбранного ранее двигателя. Если среднепусковой момент двигателя окажется больше потребного среднепускового момента, то необходимо выбрать двигатель меньшей мощности.

Велосипедный кран. В конструкции велосипедного крана (рис. 12) предусматривается установка противовеса весом $G_{пр}$. Вес противовеса определяется из условия равнопрочности неподвижной колонны (вес механизма подъема здесь и далее не учитываем):

$$G_{пр} = \frac{G_1 a + 0,5GL}{c}, \quad (24)$$

где G_1 – равнодействующая всех сил тяжести поворотной части крана (стрелы, противовесной консоли и др.);

G – вес груза и подвески.

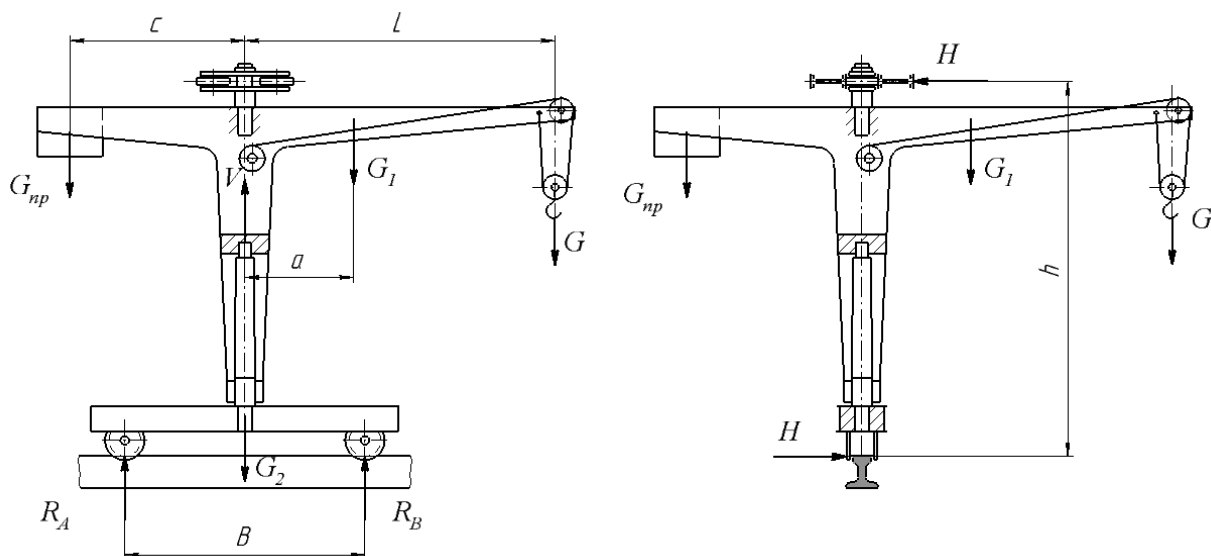


Рис. 12. Расчетная схема велосипедного крана

Высота h принимается примерно равной вылету L . Расстояние B рассчитывается из условий устойчивости крана. Коэффициент грузовой устойчивости крана может быть принят 1,4, если в числителе дроби записать сумму моментов в статическом состоянии крана без учета уклона, а в знаменателе – момент силы тяжести груза:

$$k_{гр} = \frac{G_1(0,5B - a) + 0,5G_2B + G_{пр}(c + 0,5B)}{G(L - 0,5B)} = 1,4, \quad (25)$$

где G_2 – вес неповоротной части крана.

Отсюда определяется расстояние B

$$B = \frac{1,4GL + G_1 a - G_{пр} c}{0,5(G_1 + 1,4G + G_2 + G_{пр})} \quad (26)$$

Далее принимается схема механизма передвижения с отдельным приводом на оба ходовых колеса.

Рассчитываются реакции R_A и R_B при положении стрелы вдоль рельсового пути

$$R_A = \frac{G_1(0,5B - a) + 0,5G_2B + G_{\text{пр}}(c + 0,5B) - G(L - 0,5B)}{B};$$

$$R_B = G_{\text{пр}} + G_1 + G_2 + G - R_A.$$

В этом случае R_B будет максимальной, а R_A – минимальной. По этой величине R_B выбираем диаметр ходового колеса и тип рельса.

При таком расположении стрелы реакции на горизонтальные направляющие ролики равны $H = 0$.

При расположении стрелы перпендикулярно рельсовому пути реакции R_A и R_B будут равны:

$$R_A = R_B = 0,5(G_1 + G_2 + G_{\text{пр}} + G).$$

Горизонтальные реакции на направляющие ролики

$$H = \frac{G_1 a + GL - G_{\text{пр}} c}{h}.$$

Наибольшее сопротивление передвижению крана

$$W_{c \max} = (G_1 + G_2 + G_{\text{пр}} + G)(f_{\text{тяг}} + \alpha) + H f_{\text{тяг.р}}. \quad (27)$$

Мощность для передвижения крана можно рассчитать по формуле:

$$P_{\text{кр}} = \frac{W_{c \max} v}{60 \cdot 1000 \eta_{\text{м}}}.$$

Установочная мощность одного двигателя будет равна:

$$P_{\text{дв}} = 0,6 P_{\text{кр}}.$$

По данной мощности выбирается электродвигатель с учетом группы режима работы механизма и желаемой частоты вращения вала двигателя.

Частота вращения ходовых колес определяется по формуле:

$$n_{\text{к}} = \frac{v_{\text{кр}}}{\pi D_{\text{к}}}.$$

Далее определяется передаточное число редуктора

$$u_{\text{р}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к}}}$$

и выбирается вертикальный крановый редуктор. Уточняется скорость передвижения крана и КПД механизма.

Определяется максимально допустимое замедление при отсутствии проскальзывания заторможенных колес (рассматриваем случай положения стрелы вдоль рельсового пути).

$$a_{\text{т. max}} = \left(\frac{\varphi_{\text{сц}}}{k_{\text{сц}}} - \frac{fd}{D_{\text{к}}} + f_{\text{тяг}} - \alpha \right) g, \quad (28)$$

Принимается время торможения (обычно $t_{\text{т}} = 5 \dots 8$ с) и определяется ускорение при торможении

$$a_T = \frac{v_{кр}}{60t_T}$$

Должно выполняться условие $a_T \leq a_{T.max}$.

Динамический момент при торможении

$$T_{дин.т} = \frac{2\beta(I_p + I_M)n_1}{9,55t_T} + \frac{(G_{кр} + G_T + G)D_K^2 n_{дв} \eta_M}{375u^2 t_{п}}$$

где I_p – момент инерции ротора двигателя;

I_M – момент инерции муфты с тормозным шкивом. Этой величиной надо предварительно задаться;

$m_{кр}$ – масса крана, включающая соответственно массы груза, поворотной части, противовеса, неповоротной части, механизмов крана.

Минимальный статический момент сопротивления передвижению при стреле, параллельной рельсовому пути

$$T_{ст.min} = \frac{W_{c min} D_K \eta_M}{2u_p}$$

где

$$W_{c min} = (G_1 + G_2 + G_{пр})(f_{тяги} - \alpha).$$

Необходимый тормозной момент

$$T_T = T_{дин.т} - T_{ст.min}.$$

По величине тормозного момента выбирается тормоз, далее выбирается муфта с тормозным шкивом, уточняется момент инерции муфты, время торможения и ускорение при торможении.

Предварительно принимается время пуска ($t_{п} = 5 \dots 6$ с). Потребный динамический момент при пуске

$$T_{дин.п} = \frac{2\beta(I_p + I_M)n_{дв}}{9,55t_{п}} + \frac{(G_{кр} + G_T + G)D_K^2 n_{дв}}{375u^2 t_{п} \eta_M}.$$

Потребный средний пусковой момент двух двигателей

$$T_{ср.п} = T_{дин.п} + T_{ст.п},$$

где $T_{ст.п}$ – полный момент статического сопротивления передвижению крана при стреле, установленной перпендикулярно рельсовому пути

$$T_{ст.п} = \frac{W_{c max} D_K}{2u_p \eta_M}.$$

Минимальный пусковой момент двух двигателей должен быть определен при условии трогания крана с места под нагрузкой

$$T_{п.min} = 1,1T_{ст.п}.$$

Необходимый максимальный момент двигателей

$$T_{п.max} = 2T_{ст.п} - T_{п.min}.$$

При этом должно выполняться условие

$$2T_{max}^{ДВ} \cdot 0,8 > T_{п. max}.$$

Фактическое ускорение при пуске

$$a_{п}^{\phi} = \frac{v_{кр}}{60t_{п}}.$$

Коэффициент запаса сцепления

$$k_{сц} = \frac{\varphi_{сц}}{\frac{a_{п}^{\phi}}{g} + f_{тяг}K_p + \alpha - \frac{f_{ц}d_{ц}}{D_k} + \frac{H}{G_1 + G_2 + G_{пр}} f_{тяг.р}} \geq [k_{сц}].$$

Проверка двигателей на нагрев выполняется по описанной выше методике.

4. Механизм передвижения тележки с приводными колесами

В общем случае механизм передвижения тележки состоит из электродвигателя, ходовой части с колесами (катками), тормоза и системы передач.

Чаще всего механизмы передвижения тележек имеют центральный привод с тихоходным трансмиссионным валом. Пример такой схемы показан на рис. 13а. Предпочтительно расположение редуктора посередине, между приводными ходовыми колесами. При этом обе половины трансмиссионного вала закручиваются под нагрузкой на одинаковый угол, что способствует одновременному началу движения приводных колес и ликвидации перекосов во время пусков и торможений.

Тем не менее в тележках применяется и схема с боковым расположением редуктора (рис. 13б), достоинством которой является удобство монтажа редуктора.

Схемы механизма передвижения, показанные на рис. 13а и 13б, выполнены с независимой установкой всех ходовых колес тележки, которые смонтированы в буксах, вследствие чего их легко можно выкатить из-под рамы тележки для замены или ремонта.

В схемах с боковым расположением редуктора используют обычно навесные редукторы.

В механизме, схема которого показана на рис. 13в, ходовые колеса напрессованы на хвостовики одного вала, который при помощи зубчатой муфты соединяется с выходным валом редуктора. Каждое колесо в этом случае опирается на один подшипник. При такой компоновке механизм получается легче и проще (два подшипника и одна муфта), однако в случае ремонта необходимо снимать вал с двумя колесами.

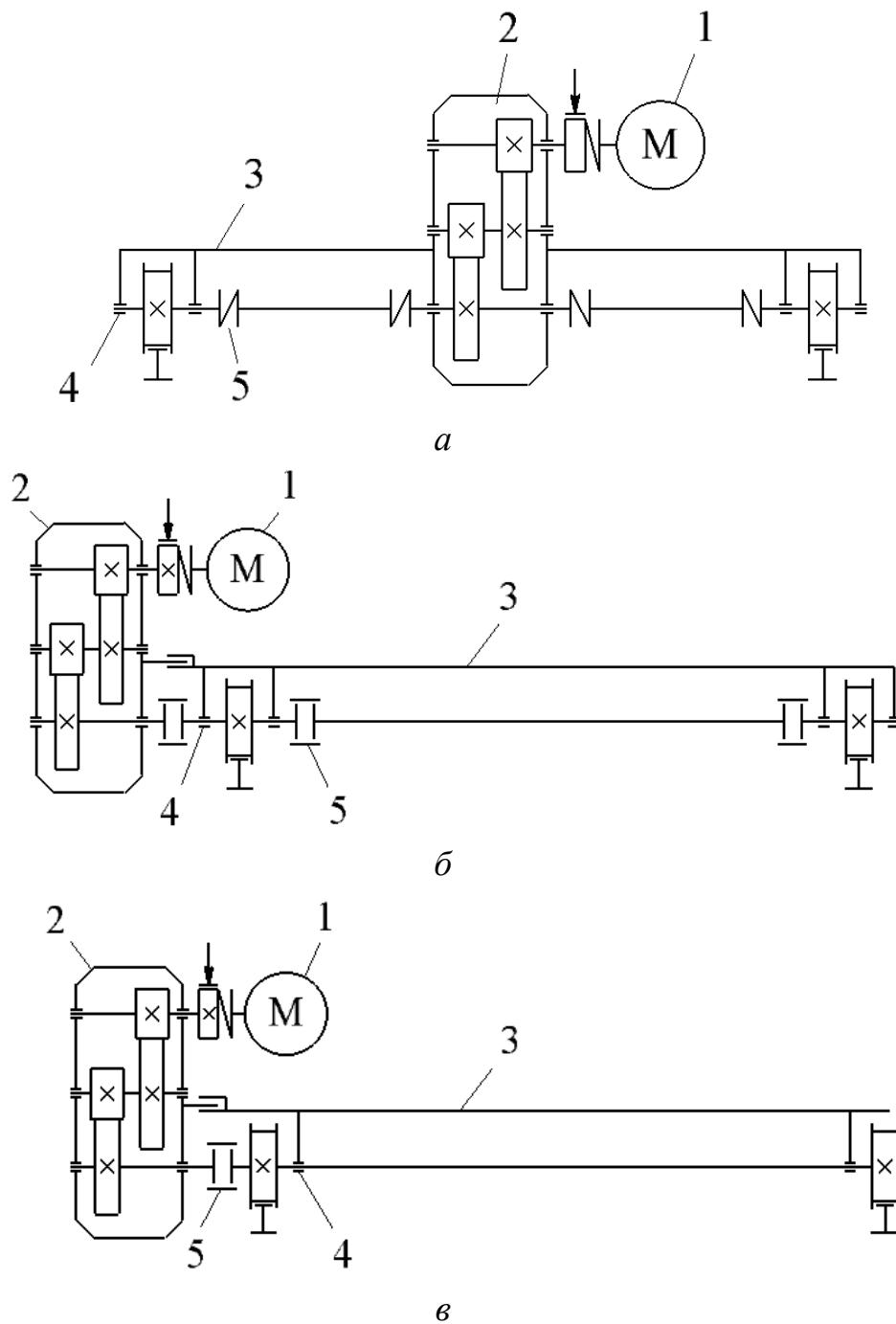


Рис. 13. Схемы механизмов передвижения тележки: *а* — с центральным приводом; *б* — с консольным расположением привода; *в* — с общим проходным валом; *1* — электродвигатель; *2* — редуктор; *3* — рама тележки; *4* — букса; *5* — муфта

При установке навесного редуктора реактивный момент, возникающий при движении тележки, воспринимается через корпус редуктора упорными болтами или пальцами. Для механизма передвижения с навесным редуктором не требуются специальные опорные стойки на раме тележки под редуктор и

электродвигатель. Кроме того, этот механизм передвижения отличается компактностью и простотой установки. Однако при замене приводных колес на этом механизме необходимо демонтировать редуктор, что усложняет ремонт. Применение механизмов с навесным редуктором нецелесообразно для тележек большой грузоподъемности (более 20 т), так как в этом случае размеры и масса навесного редуктора возрастают непропорционально и становятся неприемлемыми.

Все ходовые колеса тележек выполняют с цилиндрическим ободом.

Последовательность расчета механизма передвижения тележки с приводными колесами такая же, как и последовательность расчета механизма передвижения мостового крана. При выборе диаметра ходовых колес принимается, что нагрузка на колеса распределяется равномерно. При работе крана на открытой площадке необходимо учитывать ветровую нагрузку.

5. Механизм передвижения тележки с канатной тягой

Тележки с канатной тягой применяются с целью уменьшить (за счёт переноса с тележки на неповоротную часть крана механизмов подъёма и передвижения) нагрузку на стрелу, следовательно, уменьшить массу стрелы, поворотной части, противовеса. Широко применяются эти тележки в козловых кранах – кранах пролётного типа.

По ссылке в задании на тип крана принимается конструктивное исполнение тележки, запасовка канатов, размещение механизма передвижения тележки. На основании данных технической литературы принимаются конструктивные размеры тележки.

В механизме передвижения с канатной тягой (рис. 14) тележка представляет собой жесткую раму 1 с двумя неподвижно закрепленными на ней осями 2. На осях свободно вращаются ходовые колеса 3 и блоки 4 каната 5 механизма подъема, один конец которого закреплен на металлоконструкции, а второй — на барабане механизма подъема. Канат огибает блок 8 крюковой подвески. Тяговый канат (или цепь) 7, огибающий в конце хода тележки стационарный блок 9, состоит из двух ветвей: верхней и нижней, которые прикреплены к раме тележки и к барабану 6 с двумя рабочими участками. При вращении барабана одна из ветвей наматывается на барабан, а другая сматывается с него, что обеспечивает перемещение тележки.

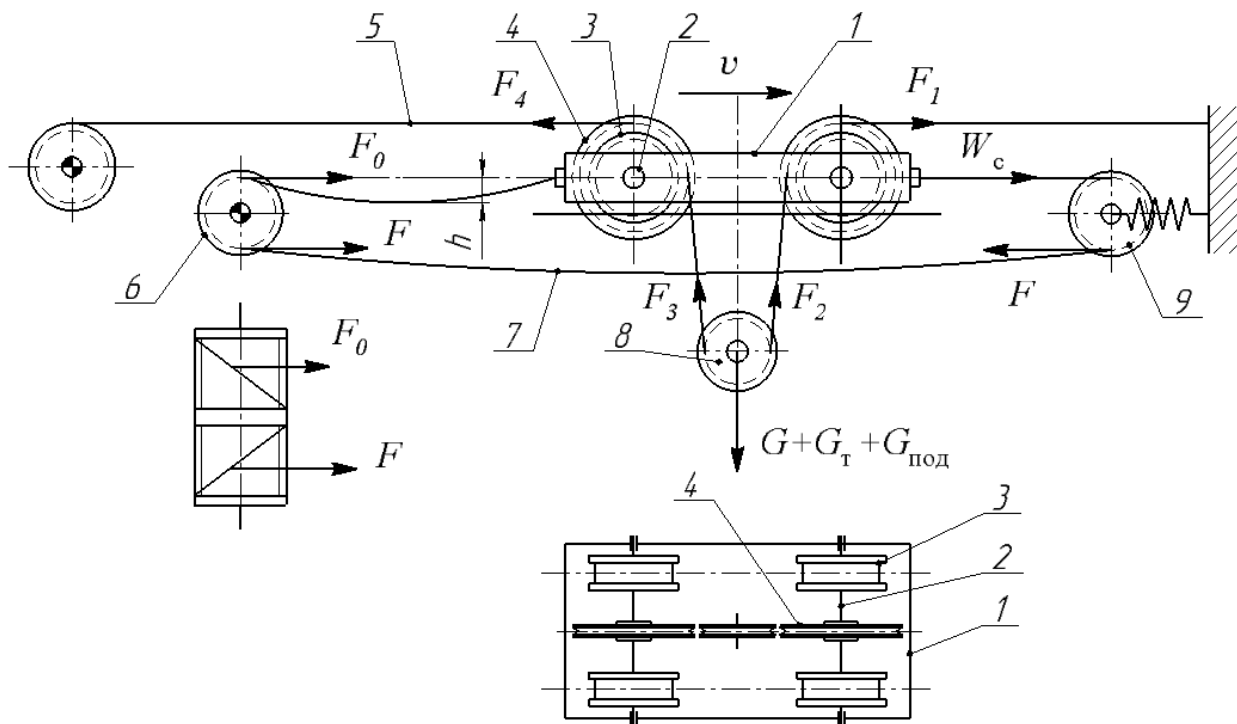


Рис. 14. Схема механизма передвижения тележки с канатной тягой: 1 — рама тележки; 2 — ось блоков и ходовых колес; 3 — ходовое колесо; 4 — блок механизма подъема; 5 — подъемный канат; 6 — барабан механизма передвижения; 7 — тяговый канат; 8 — блок подвески; 9 — обводной блок

Схема запасовки тягового каната может быть выполнена по двум вариантам. В первом случае (рис. 15) оба конца тягового каната закрепляют на барабане, а его середина закреплена на грузовой тележке. При включении лебедки один канат наматывается на барабан, а другой — сматывается с него, передвигая грузую тележку.

По другому варианту оба конца тягового каната закрепляют на грузовой тележке, а средняя часть каната обвивает тяговый барабан двумя–тремя витками (рис. 16). Во всех случаях должно быть предусмотрено устройство для обеспечения оптимального натяжения тягового каната.

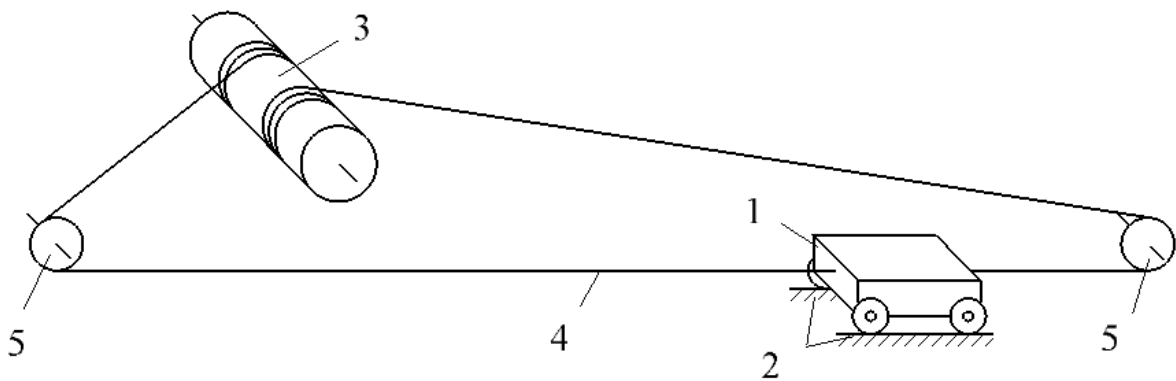


Рис. 15. Схема запасовки тягового каната с закреплением концов каната на барабане: 1 – тележка; 2 – подтележный рельс; 3 – барабан тягового каната; 4 – тяговый канат; 5 – обводные блоки

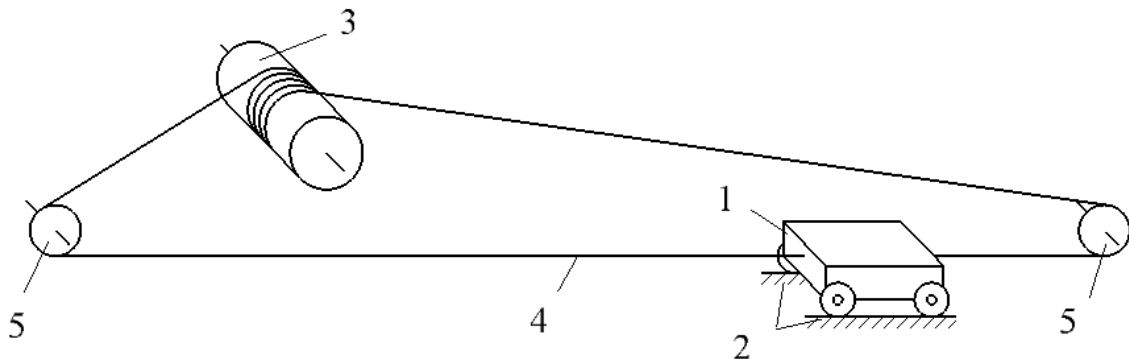


Рис. 16. Схема запасовки тягового каната с закреплением концов каната на грузовой тележке: 1 – тележка; 2 – подтележный рельс; 3 – барабан тягового каната; 4 – тяговый канат; 5 – обводные блоки

Для расчета механизма передвижения задают скорость передвижения, массу тележки (или крана), грузоподъемность, пролет, группу режима работы. Для кранов, работающих на открытом воздухе, должна быть предварительно определена наветренная площадь.

Последовательность расчета механизма передвижения тележки с канатной тягой.

1. Определяется нагрузка на ходовые колёса тележки, определяется их диаметр D_k и подбираются колёса. Массу тележки можно ориентировочно принять равной $m_t = 0,1Q$. Принимается подтележечный рельс, определяется диаметр цапф d_c ($d_c \approx (0,2 \dots 0,25)D_k$), конструкция подшипников, коэффициент трения в цапфах, коэффициент трения качения по рельсу, реборд о головку рельса, принимается уклон.

2. Определяется сила сопротивления передвижению тележки.

Тележка с канатной тягой имеет относительно небольшие массу и габаритные размеры, а поэтому в режимах разгона и торможения возникают незначительные инерционные нагрузки, которыми в расчетах можно пренебречь. Силы инерции учитывают лишь при высоких скоростях передвижения (более 2,5 м/с).

Натяжение левой нерабочей ветви тягового каната, приложенное к тележке, требует увеличения силы W_c на значение F_0 , с другой стороны, эта же сила F_0 через барабан 6, нижнюю ветвь каната и обводной блок 9 прикладывается к тележке, уменьшая необходимую силу W_c на величину $F_0 \eta_{\text{бар}} \eta_{\text{бл}}$, где $\eta_{\text{бар}}$ – КПД барабана 6; $\eta_{\text{бл}}$ – КПД обводного блока 9.

Натяжение в свободной ветви тягового каната

$$F_0 = \frac{q_k l^2}{8h},$$

где q_k – вес 1 м тягового каната;

l – максимальная длина свободно висящего тягового каната при расположении грузовой тележки в конечном положении;

h – стрела провеса тягового каната, $h = (0,001 \dots 0,003)l$ (обычно $h = 0,1 \dots 0,15$ м).

Тогда общее сопротивление W_c передвижению тележки равно сумме сопротивлений от сил трения в ходовой части $W_{\text{тр}}$, ветровой нагрузки $W_{\text{в}}$, уклона балки $W_{\text{у}}$, от перемещения грузового каната F_k по блокам тележки и натяжения свободной ветви $F_0(1 - \eta_{\text{бар}} \eta_{\text{бл}})$ тягового каната

$$W_c = W_{\text{тр}} + W_{\text{в}} + W_{\text{у}} + F_k + F_0(1 - \eta_{\text{бар}} \eta_{\text{бл}})$$

Для тележек, имеющих ходовые колеса с ребордами, сопротивления, создаваемые силами трения, определяют по формуле:

$$W_{\text{тр}} = (gQ + G_{\text{т}})f_{\text{тяг}} K_p.$$

Сопротивление перемещению грузового каната

$$F_k = F_4 - F_1$$

Натяжение в ветвях каната:

$$F_1 = F_2 \eta; F_2 = F_3 \eta; F_3 = F_4 \eta;$$

$$F_2 + F_3 = gQ.$$

Отсюда следует, что

$$F_k = \frac{gQ(1 - \eta^3)}{\eta(1 + \eta)}.$$

При подвесе груза на m ветвях каната

$$F_k = \frac{gQ(1 - \eta^{m-1})(1 - \eta)}{\eta(1 - \eta^m)},$$

где η – КПД блока грузового каната.

Окружная сила, создаваемая тяговым канатом на барабане, равна:

$$F = \frac{W_c}{\eta_{\text{бл}}}$$

Вращающий момент на барабане

$$T_{\text{бар}} = \frac{F D_{\text{бар}}}{2\eta_{\text{бар}}}$$

Статический момент сопротивления, приведенный к валу двигателя, будет равен:

$$T_{\text{ст}} = \frac{T_{\text{бар}}}{u\eta}$$

где u – передаточное число редуктора;

η – КПД редуктора.

Применяют также фрикционный привод (см. рис.16), где тяговый канат не закреплен на барабане, а усилие передается за счет сил трения. В этом случае должно соблюдаться условие

$$F \leq F_0 e^{f\alpha},$$

где f – коэффициент трения каната по барабану (блоку);

α – угол обхвата барабана (блока) канатом.

Необходимая для определения ветровой нагрузки площадь тележки A_T , равная проекции на плоскость, перпендикулярную направлению скорости ветра, определяется по формуле:

$$A_T = l_k l_h,$$

где l_k – ширина колеи, м;

l_h – высота тележки, м.

Ширина колеи и высота тележки могут быть ориентировочно определены по табл. 19 [7].

Таблица 19 – Ориентировочные габаритные размеры тележки

Группа режима работы	Расчетная формула при грузоподъемности Q , т	
1М...3М	$l_k = 2,44 + 1,5 \cdot 10^{-2} Q$	$l_h = 0,676 + 10^{-2} Q$
4М	$l_k = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-2} Q$	$l_h = 0,835 + 10^{-2} Q$
5М, 6М	$l_k = 2,80 + 1,5 \cdot 10^{-2} Q$	$l_h = 1,0 + 10^{-2} Q$

3. Принимается ориентировочное значение КПД механизма и рассчитывается статическая мощность, потребная для передвижения тележки с номинальным грузом.

Статическая мощность двигателя при установившемся режиме движения

$$P_c = \frac{W_c v_T}{\eta_{бл} \eta},$$

где v_T – скорость передвижения тележки, м/с;

$\eta = 0,8 \dots 0,9$ – КПД механизма передвижения;

$\eta_{бл}$ – КПД обводного блока.

По найденному значению мощности выбирается электродвигатель типа МКТФ (Н) или АИРС и выписываются его основные параметры.

Проверка двигателя на нагрев и перегрузку выполняется ранее изложенным методом.

4. Определяется сила натяжения тягового каната, принимается коэффициент запаса прочности и рассчитывается разрывное усилие, на основании которого выбирается тяговый канат.

Тяговые канаты механизмов передвижения тележек проверяют по разрывному усилию каната при действии максимального рабочего усилия S_{max} по уравнению

$$S_{разр} \geq S_{max} Z,$$

а также при действии S'_{max} – максимального натяжения каната, определенно-го с учетом динамических явлений при пуске тележки и при действии S''_{max} при ударе тележки о концевые буферные упоры.

Наименьшие значения коэффициентов запаса прочности для этих случаев принимают по рекомендациям (табл.20).

Таблица 20 – Коэффициенты запаса прочности для тяговых канатов

Группа режима работы механизма	Коэффициенты запаса прочности	
	при действии S_{max}	при действии S'_{max} и S''_{max}
1М	4,0	2,0
2М	4,0	2,0
3М	4,5	2,25
4М	5,0	2,25
5М	5,5	2,5
6М	6,0	2,5

Максимальное натяжение каната при пуске

$$S'_{max} = \frac{4T_{пуск}}{D_0} + S_0,$$

где $T_{пуск}$ – расчетный пусковой момент электродвигателя привода, приведенный к тяговому барабану;

D_0 – диаметр барабана тяговой лебедки по средней линии навитого каната;

S_0 – расчетное начальное натяжение тягового каната, определяемое допускаемой величиной провисания.

Максимальное натяжение каната при ударе тележки о концевые буферные упоры

$$S''_{max} = \sqrt{m_{\Sigma} v_T^2 C_{\Sigma}},$$

где m_{Σ} – суммарная масса ротора двигателя, тормозного шкива и муфты, приведенная к тяговому канату

$$m_{\Sigma} = \frac{4 \sum I u^2 \eta}{D_0^2},$$

$\sum I$ – суммарный момент инерции ротора двигателя, тормозного шкива и муфты;

u – передаточное число механизма;

η – КПД механизма;

v_T – максимальная скорость тележки в момент удара о концевые буферные упоры;

C_{Σ} – эквивалентная суммарная жесткость буфера и участка каната, нагруженного тяговым усилием.

Максимальное натяжение каната, равное усилию в набегающей на барабан ветви $S_{нб}$, равно:

$$S_{max} = S_{нб} = F = \frac{W_c}{\eta_{бл}},$$

где F – усилие в тяговой ветви каната;

$\eta_{бл}$ – КПД обводного блока.

5. Определяется диаметр барабана тягового каната и отклоняющих блоков.

Определяются геометрические размеры барабана тягового каната. Минимальный диаметр барабана по центру навиваемого каната рассчитываем по формуле:

$$D_1 = h_1 d_k,$$

где h_1 – минимальный коэффициент выбора диаметров барабана (табл. 21).

Таблица 21 – Коэффициенты выбора диаметра барабана h_1

Группа режима работы механизма по ГОСТ 34017-2016	Коэффициент выбора диаметра
	h_1
1М (при общем времени работы до 200 ч)	11,2
1М (при общем времени работы от 200 до 400 ч)	12,5
1М (при общем времени работы от 400 до 800 ч)	14,0
2М	16,0
3М	18,0
4М	20,0
5М	22,4
6М	25,0

Определив D_1 , следует найти диаметр барабана по дну канавок

$$D_{10} = D_1 - d_k.$$

Полученное значение D_{10} следует округлить в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда диаметров: 160; 200; 250; 320; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900 и 1000 мм. Затем следует уточнить значение D_1 .

Отличие расчета барабана механизма передвижения тележки с канатной тягой от расчета механизма подъема состоит в том, что в механизмах с канатной тягой необходимая длина барабана выбирается с учетом рабочей длины каната, равной полезному вылету.

При запасовке тягового каната по схеме, показанной на рис.16, канат не закрепляется на барабане планками, а удерживается силами трения, т.е. применяется фрикционный барабан.

Поэтому необходимо найти число витков каната $n_{\text{вит}}$, обхватывающих барабан, необходимое для создания требуемого тягового усилия

$$n_{\text{вит}} \geq \frac{1}{f} \ln \frac{F}{F_0}.$$

6. Определяется частота вращения барабана тягового каната и передаточное число привода механизма, после чего выбирается редуктор.

Частота вращения барабана

$$n_{\text{бар}} = \frac{60 \cdot 10^3 v}{\pi D_1}, \text{ об/мин,}$$

где v – скорость передвижения тележки, м/мин;

D_1 – диаметр барабана по средней линии каната, мм.

Передаточное число редуктора

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{бар}}},$$

где $n_{\text{дв}}$ – вращения вала двигателя.

Редуктор выбирается с учетом группы работы механизма, передаточного числа и допускаемого момента на тихоходном валу. В механизмах передвижения с канатной тягой применяют горизонтальные цилиндрические редукторы типа Ц2, Ц2У, 1Ц2У и др.

7. Выбирается тормоз. При подъеме или опускании груза на тележку действует усилие [8]

$$F_1 = W_{\text{в}} + W_{\text{у}} + F_{\text{к}} + F_0(1 - \eta_{\text{бар}}\eta_{\text{бл}}) - W'_{\text{тр}}$$

где $W'_{\text{тр}}$ - сила сопротивления передвижению тележки, определяемая по формуле

$$W_{\text{тр}} = (gQ + G_{\text{т}}) \frac{2k + fd}{D_{\text{к}}}.$$

Для удержания тележки в неподвижном состоянии механизм передвижения должен иметь тормоз. Сила натяжения нижней ветви тягового каната механизма при удержании тележки в неподвижном состоянии

$$F_{\text{т}} = F_1 \eta_{\text{бл}}.$$

Вращающий момент, возникающий на барабане механизма передвижения при подъеме или опускании груза

$$T_{\text{бар}} = (F_{\text{т}} - F_0) \frac{D_1}{2} \eta_{\text{бар}}.$$

Тормозной момент механизма передвижения определяют с учетом коэффициента запаса торможения $T_{\text{т}} = 1,2T'_{\text{бар}}$, где $T'_{\text{бар}}$ – момент $T_{\text{бар}}$, приведенный к валу, на котором установлен тормоз.

Время пуска механизма передвижения определяется аналогично определению времени пуска механизма с приводными колесами.

Все ходовые колеса ведомые, поэтому не рассматриваются процессы пробуксовывания при пуске, а также проскальзывания при торможении колес.

Библиографический список

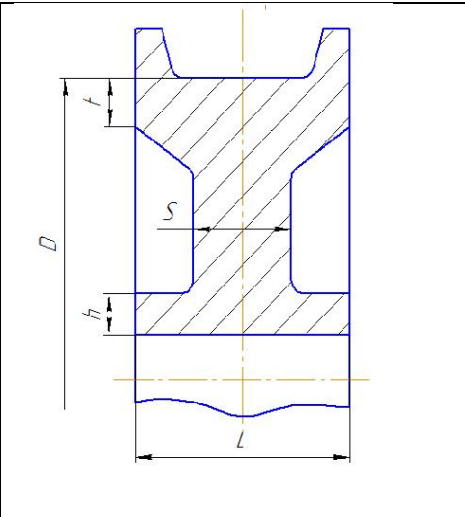
1. Расчёты крановых механизмов и их деталей: В 2 т. Т.2. – Изд. 4-е, переработанное и дополненное (ротап rintное). - М.: ВНИИПТМаш, 1993. – 163.
2. ГОСТ 33166.1-2014 «Краны грузоподъемные. Требования к механизмам. Часть 1. Общие положения» [Текст]. Межгосударственный стандарт – Дата введения 2016–01–01 – Изд. официальное – М.: Стандартинформ, 2015. – 31 с.
3. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин [Текст] / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – Минск: Высшая школа, 1983. – 272 с.
4. Расчёты крановых механизмов и их деталей: В 2 т. Т.1. – Изд. 4-е, переработанное и дополненное (ротап rintное). М.: ВНИИПТМаш, 1993. – 187 с.
5. Справочник по кранам [Текст] / под ред. М.М. Гохберга.– Л.: Машиностроение, 1988. Т.2. – 569 с.
6. Абрамович, И. И. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник [Текст] / И.И. Абрамович, В.Н. Березин, А.Г. Яуре. – М.: Машиностроение, 1989. – 360 с.
7. Зырянова, А.Б. Расчеты механизмов кранов для лесных грузов [Текст]: учеб. пособие / А.Б. Зырянова, Е.Г. Кучумов, Е.Н. Корепанова. – Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2009. 120 с.
8. Александров, М.П. Грузоподъемные машины [Текст]: учебник для вузов / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана; Высшая школа, 2000. – 552 с.

Приложение А Колеса крановые

Колеса крановые в основном изготавливаются двух типов: К2Р — двухребордные, К1Р — однорребордные и в отдельных случаях — безребордные.

Ходовые колеса кранов и крановых тележек, как правило, проектируют и изготавливают двухребордными.

Таблица А1 – Основные размеры и масса двухребордных колес типа К2Р

	<i>D</i>	<i>h</i>	<i>S</i>	<i>t</i>	<i>L</i>
		200	15	18	12,5
	250	15	18	15	110
	320	25	20	22,5	110
	400	27,5	20	22,5	120
	500	30	30	22,5	135
	560	30	30	25	130
	630	32,5	30	30	140
	710	32,5	30	30	150
	800	37,5	35	35	150
	900	45	40	35	170
	1000	60	60	55	230

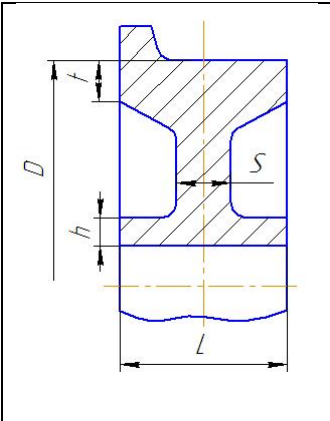
Пример условного обозначения: колесо двухребордное приводное диаметром 200 мм, исполнение 1:

Колесо К2РП-200-1

то же, не приводное:

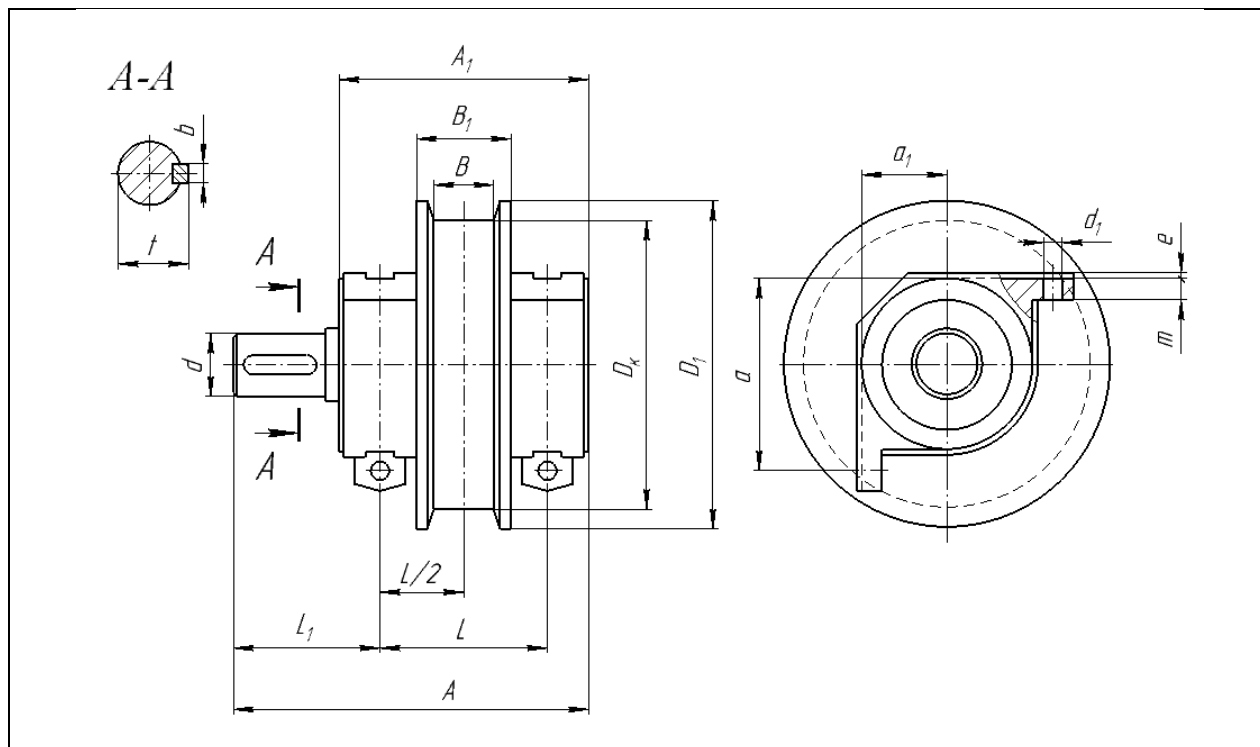
Колесо К2РН-200-1.

Таблица А2 – Основные размеры и масса однорребордных колес типа К1Р

	<i>D</i>	<i>h</i>	<i>S</i>	<i>t</i>	<i>L</i>
		200	12,5	18	12,5
	250	12,5	18	15	90
	320	15	18	17,5	100
	400	22,5	20	20	130
	500	25	28	22,5	150

Приложение Б

Основные размеры приводных и неприводных ходовых колес на угловых буксах



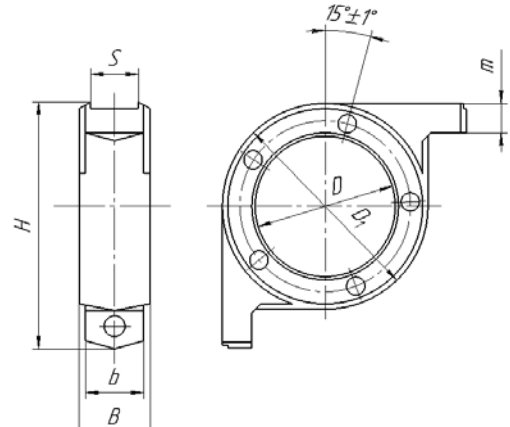
Размеры

D_k	D_1	B	B_1	A	A_1	L	L_1	b	t	$du8$	l	d_1	a	a_1	m	e	S
200	230	50	80	353	226	150	167	12	43	40	82	13	150	68	20	4	30
250	290	70	110	376	271	185	152	14	48	45	82	17	175	75	20	5	30
320	360	80	120	414	292	200	172	16	59	55	82	17	200	80	20	5	30
400	450	80	130	491	340	230	210	22	90	85	130	22	270	120	30	5	40
500	550	100	150	542	405	265	220	28	106	100	165	26	330	150	46	6	50
560	600	90	130	631	462	300	255	28	116	110	165	26	350	160	50	6	50
630	680	100	150	614	449	280	255	28	116	110	165	33	400	180	50	8	60

Приложение В

Буксы угловые для крановых колес

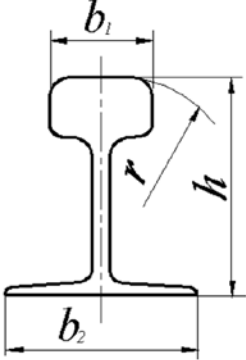
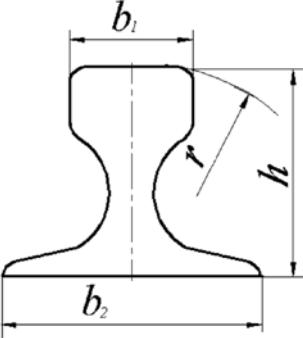
Размеры угловых букс для колес диаметром 250...800 мм



Диаметр ходового колеса (ориентировочно), мм	D , мм	D_1 , мм	H , мм	B , мм	S , мм	m , мм	b , мм
250	110	160	200	50	30	25	40
320	130	185	230	56	30	25	46
400	190	250	300	74	50	35	66
500	240	315	365	90	50	51	80
560	260	335	385	100	50	56	80
630	280	380	440	105	60	58	85
710	280	380	440	105	60	58	85
800	320	438	500	120	60	62	100

Приложение Г

Профили подкрановых рельсов

	Тип Р (ГОСТ 6368-82)		Тип КР (ГОСТ 4121-76)	
				
Тип рельса	b_1	r	b_2	h
КР-70	70	400	120	120
Р11	32	95	66	80,5
Р15	37	146	76	91,5
Р24	51	200	92	108
Р38	68	300	135	114

Пример условного обозначения:

Рельс КР-70 ГОСТ 4121-76

Рельс Р 24 $\frac{\text{ГОСТ 6368 - 82}}{\text{Ст 3 ГОСТ 535 - 88}}$

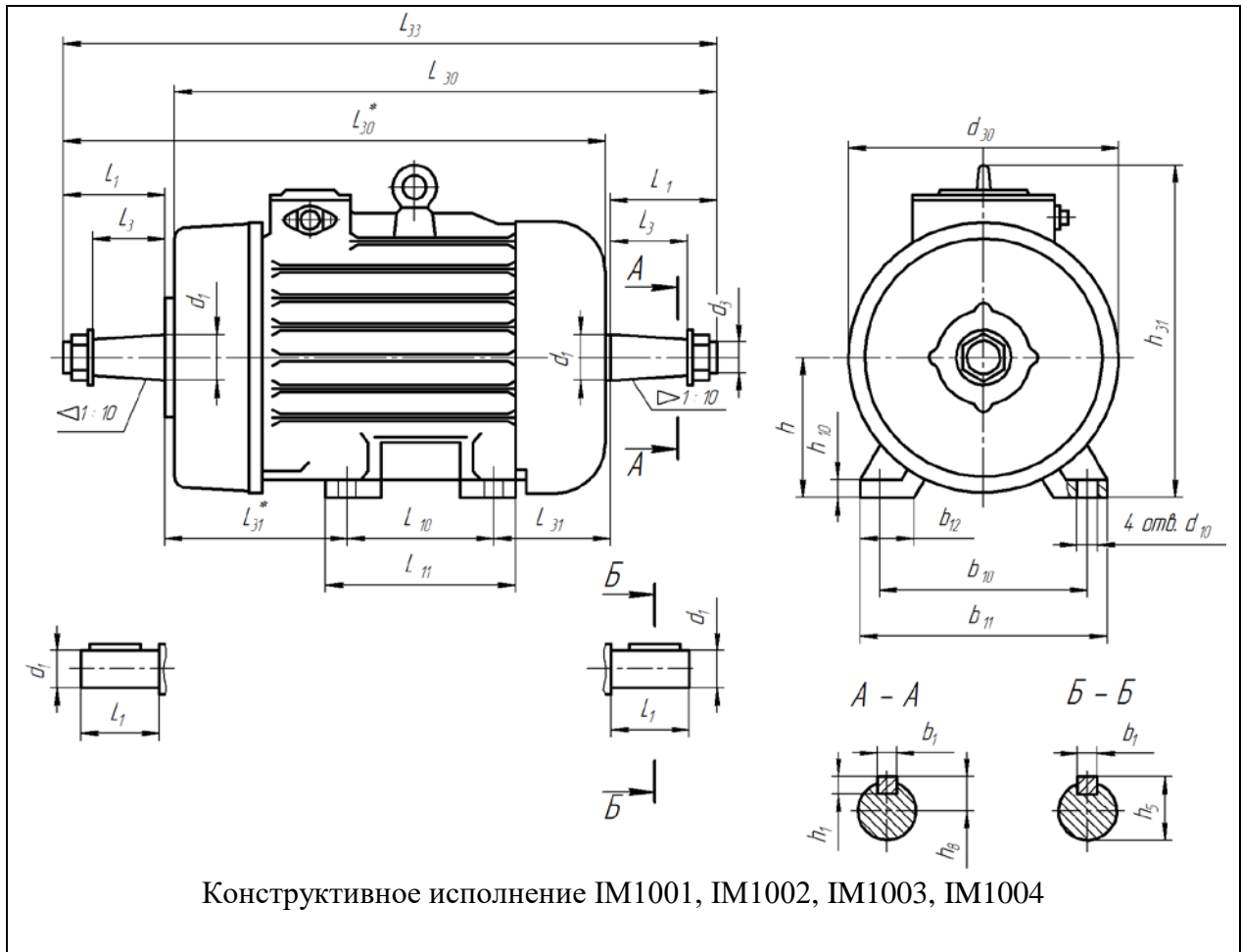
Приложение Д

Основные технические характеристики крановых электродвигателей с короткозамкнутым ротором

Таблица Д.1 – Технические данные крановых электродвигателей с короткозамкнутым ротором в режиме S3 при напряжении 380 В и частоте 50 Гц (синхронная частота вращения 1000 мин^{-1}) (по данным ООО «НПО Сибэлектромотор»)

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт, при ПВ			Частота вращения, мин^{-1}	Максимальный момент, Н·м	Пусковой момент, Н·м	Момент инерции ротора, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$
	15 %	25 %	40 %				
МТКН011-6	2,0	1,7	1,4	870	41	41	0,016
				900			
				920			
МТКН012-6	3,1	2,7	2,2	865	64	64	0,021
				890			
				915			
МТКН111-6	4,5	4,1	3,5	810	106	106	0,0375
				835			
				865			
МТКН112-6	7,0	6,0	5,0	825	180	180	0,051
				860			
				890			
4МТН132LA6 МТКН211A6	7,7	6,6	5,5	840	181	181	0,062
				870			
				900			
4МТКН132LB6 МТКН211B6	10,5	9,0	7,5	810	270	270	0,076
				845			
				880			
МТКН311-6	14	13	11	850	385	385	0,281
				870			
				900			
МТКН312-6	19,5	17,5	15	885	564	564	0,371
				900			
				915			
4МТКН200LA6 МТКН411-6	31	27	22	920	735	735	0,52
				935			
				945			

Таблица Д.2 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры двигателей с короткозамкнутым ротором



Тип двигателя	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм					
	d_{30}	L_{30}	L_{33}	h_{31}	b_1	b_{10}	d_1	d_3	d_{10}	L_1
МТКН 011-6	246	440	504	275	8	180	28	-	12	60
МТКН 012-6	246	440	504	275	8	180	28	-	12	60
МТКН 111-6	288	512	592	318	10	220	35	-	15	80
МТКН 112-6	288	512	592	318	10	220	35	-	15	80
4МТКН132LA6	288	578	692	318	12	216	42	-	12	110
4МТКН132LB6	288	578	692	318	12	216	42	-	12	110
МТКН211A6	288	578	692	346	12	245	40	-	15	110
МТКН211B6	288	578	692	346	12	245	40	-	15	110
МТКН311	422	625	745	480	14	280	50	-	24	110
МТКН312	422	690	810	480	14	280	50	-	24	110
4МТК(М)200L	422	760	910	500	16	318	65	M42×3	19	140
4МТКМ225M	465	795	942	545	18	356	70	M48×3	19	140
4МТКМ225L	465	905	1052	545	18	356	70	M48×3	19	140
МТКН411	422	760	910	525	16	330	65	M42×3	28	140

Тип двигателя	Установочные и присоединительные размеры, мм							Справочные размеры, мм		
	L3	L10	L31	h	h1	h5	h8	b11	L11	h10
МТКН 011-6	-	150	132	112	7	31	-	230	230	14
МТКН 012-6	-	190	127	112	7	31	-	230	230	14
МТКН 111-6	-	190	140	132	8	38	-	290	280	16
МТКН 112-6	-	235	135	132	8	38	-	290	280	16
4МТКН132LA6	-	203	89	132	8	45	-	270	250	16
4МТКН132LB6	-	203	89	132	8	45	-	270	250	16
МТКН211А6	-	243	150	160	8	43	-	320	355	28
МТКН211В6	-	243	150	160	8	43	-	320	355	28
МТКН311	-	260	155	180	9	53,5	-	350	320	21,5
МТКН312	-	320	170	180	9	53,5	-	350	380	21,5
4МТК(М)200L	105	305	133	200	-	-	33,9	400	350	24
4МТКМ225М	105	311	149	225	-	-	36,4	435	370	24
4МТКМ225L	105	356	149	225	-	-	36,4	435	410	24
МТКН411	105	335	175	225	-	-	33,9	440	435	25/49*

* Двигатель МТКН 411 имеет высоту лап $h_{10}=25$ мм со стороны коробки выводов и $h_{10}=49$ мм со стороны вентилятора.

Приложение Е

Редукторы цилиндрические трехступенчатые вертикальные крановые типа ЦЗВК

Цилиндрический вертикальный крановый трехступенчатый редуктор ЦЗВК работает на основе конически-цилиндрической передачи вращательного движения. Редукторы цилиндрические вертикальные крановые трехступенчатые типов ЦЗВК-100, ЦЗВК-125 ЦЗВК-160, ЦЗВК-200, ЦЗВК-250 используются в составе механизма передвижения грузоподъемного крана вместе с крановыми электродвигателями и крановых тележек.

Таблица Е.1 –Технические характеристики редукторов ЦЗВК

Типоразмер редуктора	Номинальный момент на тихоходном валу, кН·м										
	Передаточное отношение										
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100
ЦЗВК-100	2,61	2,09	1,63	1,3	1,04	0,83	0,65	–	–	–	–
ЦЗВК-125	5,23	4,18	3,27	2,61	2,09	1,66	1,3	1,04	–	–	–
ЦЗВК-160	10,46	8,37	6,54	5,23	4,18	3,32	2,61	2,09	1,66	1,3	–
ЦЗВК-200	20,09	16,74	13,08	10,46	8,37	6,64	5,23	4,18	3,32	2,61	2,06
ЦЗВК-250	–	33,48	26,16	20,93	16,74	13,28	10,46	8,37	6,64	5,23	4,18

При работе в повторно-кратковременных режимах допускается увеличение крутящих моментов с коэффициентом K :

Режим работы	K
непрерывный (Н) ПВ=100%	1,0
5М ПВ=40%	1,25
4М ПВ=25%	1,6
1М...3М ПВ=15%	2,0

Таблица Е.2 – Габаритные и присоединительные размеры редукторов ЦЗВК-100, ЦЗВК-125, ЦЗВК-160, ЦЗВК-200, ЦЗВК-250

Типоразмер редуктора	a_w	a_{wT}	a_{w6}	B	B_1	D_3	L	L_1
ЦЗВК-100	280	100	80	174	200	18	531	85
ЦЗВК-125	330	125	80	204	244	18	603	92
ЦЗВК-160	420	160	100	236	304	22	751	111
ЦЗВК-200	485	200	125	240	392	26	848	108
ЦЗВК-250	610	250	160	286	472	30	1047	126

Окончание таблицы Е.2

Типоразмер редуктора	L_2	L_3	L_4	l_1	l_2	l_3	h	h_1
ЦЗВК-100	297	118	231	170	113	23	40	135
ЦЗВК-125	326	140	262	185	113	23	40	180
ЦЗВК-160	356	171	293	215	138	28	50	220
ЦЗВК-200	402	210	314	100	123	32	60	200
ЦЗВК-250	457	248	360	163	154	38	80	200

Таблица Е.3 – Размеры концов быстроходного вала редукторов ЦЗВК-100, ЦЗВК-125, ЦЗВК-160, ЦЗВК-200, ЦЗВК-250

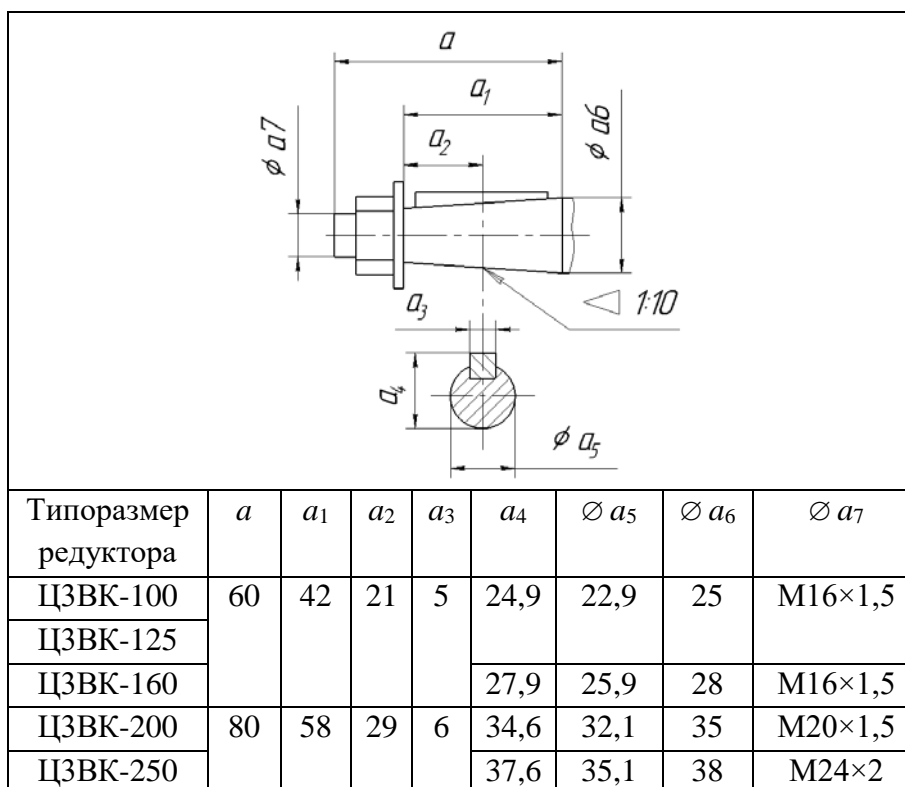


Таблица Е.4 – Размеры тихоходного шлицевого вала редукторов ЦЗВК-100, ЦЗВК-125, ЦЗВК-160, ЦЗВК-200, ЦЗВК-250

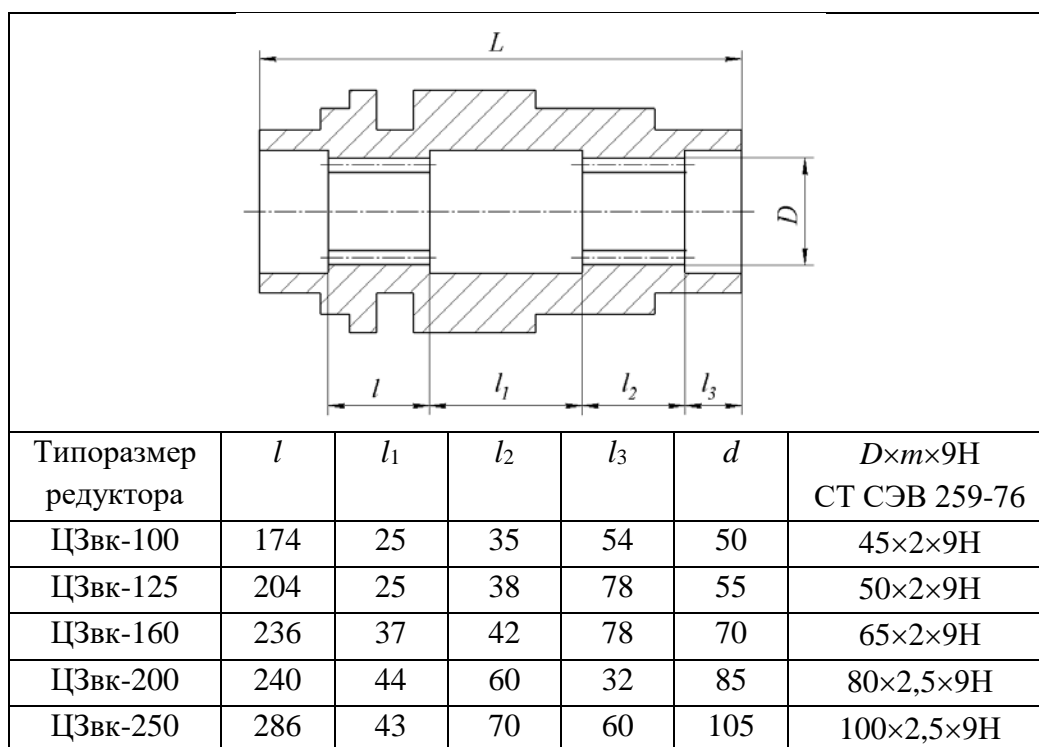
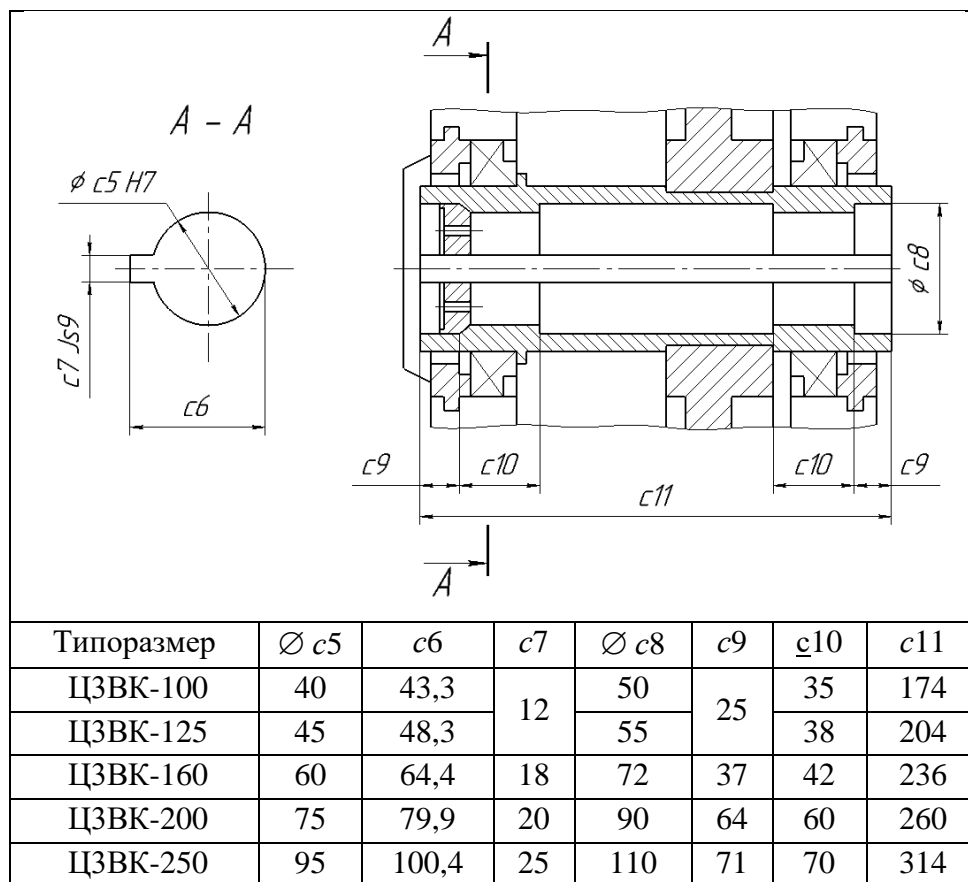


Таблица Е.5 – Размеры тихоходного шпоночного вала редукторов
ЦЗВК-100; ЦЗВК-125; ЦЗВК-160; ЦЗВК-200; ЦЗВК-250



ЦЗВК 200-10-13-К_{вх}-К_{вых}-УЗ

ЦЗВК – тип редуктора (цилиндрический трехступенчатый)

200 – межосевое расстояние тихоходной ступени

10 – передаточное число

13 – вариант сборки

К_{вх} – конический входной вал

К_{вых} – конический выходной вал

УЗ – климатическое исполнение

Приложение Ж

Редукторы крановые цилиндрические трехступенчатые вертикальные типа В-400

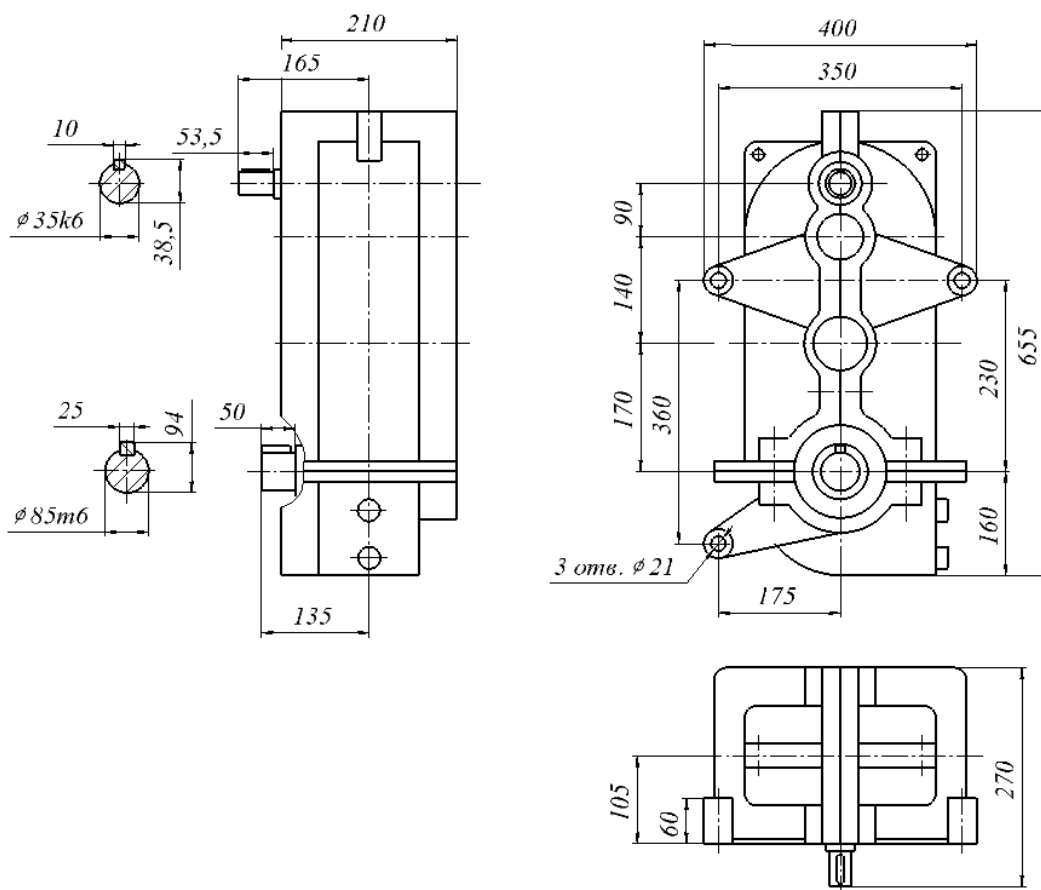


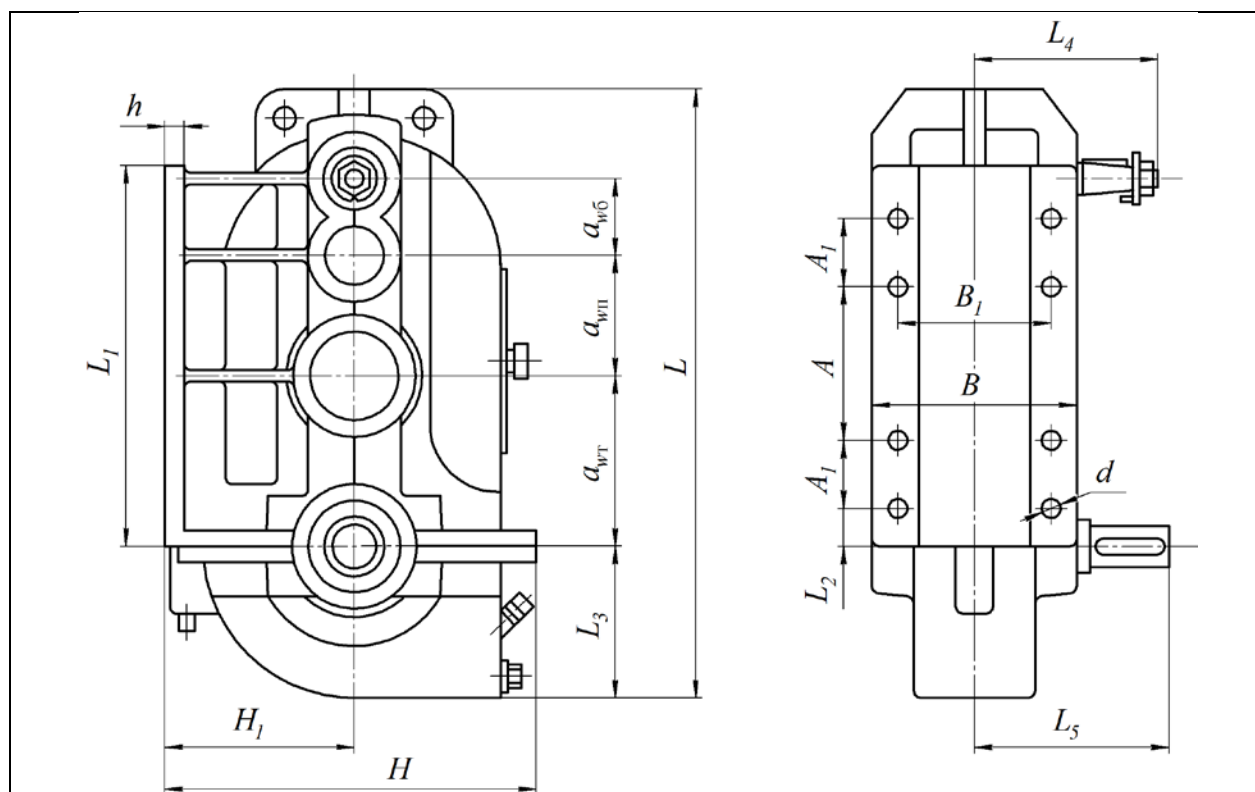
Рис. Ж.1 – Габаритные и присоединительные размеры

Таблица Ж.1 – Мощность (в кВт) на выходном валу редукторов В-400

Скорость вращения входного вала, об /мин	Режим работы ПВ %	Передаточные числа (ном/факт.)				
		18	20	28	40	50
		17,45	20,59	26,4	38,11	52,85
750	15	18,5	15,7	12,5	8,5	7,2
	25	6,15	5,95	4,8	3,4	2,85
	40	4,75	4,6	3,7	2,5	2,1
	60	4,45	4,25	3,5	2,3	1,95
1000	15	21	18,1	16,5	11,5	9,15
	25	7,5	7	6	3,95	3,5
	40	6,25	5,55	4,6	3,1	2,7
	60	5,6	4,95	4,15	2,75	2,55

Приложение И
**Редукторы цилиндрические трехступенчатые вертикальные
 специальные крановые ВК**

Таблица И.1 – Габаритные и присоединительные размеры редуктора
 ВК-350...ВК-550, мм



Редуктор	a_{wt}	$a_{wп}$	$a_{wб}$	A	A_1	B	B_1	H	H_1
ВК-350	130	130	90	185	–	220	185	298	160
ВК-475	210	160	105	200	80	250	215	458	220
ВК-550	220	190	140	320	70	280	245	488	235
Редуктор	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	d	h	Масса, кг
ВК-350	558	280	50	132	197,5	180	17	25	77
ВК-475	790	482	50	200	243	260	17	25	215
ВК-550	880	557	50	215	258	280	17	25	279

Условное обозначение редуктора

Редуктор ВК-550-31,5-33-У3

ВК – Тип редуктора

550 – Суммарное межосевое расстояние, мм

31,5 – Передаточное число

33 – Схема сборки

У3 – Климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150-69

Таблица И.2 – Присоединительные размеры концов входных и выходных валов редукторов ВК-350, ВК-475, ВК-550

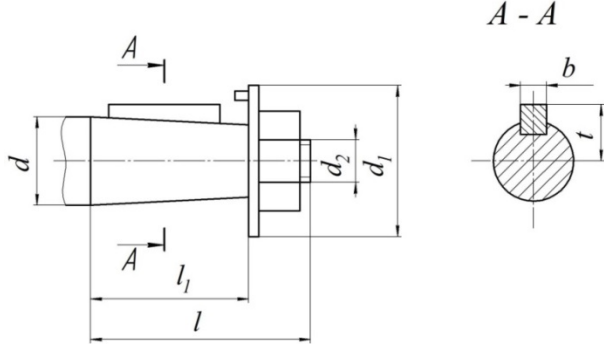
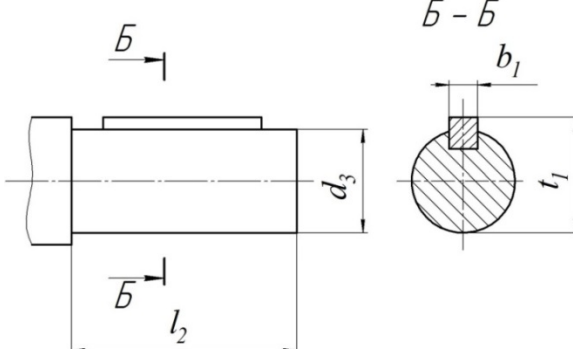
											
Входной вал редуктора ВК-350...ВК-550 исполнение К (конический вал)						Выходной вал для редуктора ВК-350...ВК-550 исполнение Ц (цилиндрический конец)					
Редуктор	d , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l , мм	l_1 , мм	b , мм	t , мм	d_3 , мм	l_2 , мм	b_1 , мм	t_1 , мм
ВК-350	30	45	M20×1,5	80	60	8	16,5	35	55	10	38,5
ВК-475	40	50	M24×2	110	82	10	20,95	65	110	18	69
ВК-550								80	110	22	85

Таблица И.3 – Технические характеристики редукторов ВК

Тип	Передаточное число		Номинальный вращающий момент на выходном валу, кН·м						КПД	Масса, кг
	Ном.	Факт.	Группа режима работы 1М...3М	Группа режима работы 4М	Группа режима работы 5М					
			при частоте вращения входного вала							
			750	1000	750	1000	750	1000		
ВК-350	10	10,69	497	449	433	382	369	325	0,91	77
	14	14,67	570	535	499	468	410	401		
	31,5	30,56	642	0,632	562	541	481	481		
	50	49,49	687	621	573	573	478	478		
ВК-475	20	19,68	2000	1700	1700	1500	1450	1300	0,91	215
	28	29,6	2600	2400	2150	2150	1950	1800		
	50	52,92	2300	21500	2000	1850	1600	1600		
	112	109,61	2300	2300	2000	2000	1700	1700		
ВК-550	18	17,72	3000	2900	2600	2600	2200	2150	0,91	279
	31,5	32,90	3000	2800	2600	2400	2200	2000		
	71	68,28	3200	3150	2800	2700	2400	2300		
	125	126,78	3200	3200	2800	2800	2400	2400		

