

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет**

МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА

Методические указания к курсовой работе

Составитель В. В. Ярошик



© Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Волгоградский государственный
архитектурно-строительный университет», 2015

**Волгоград
ВолгГАСУ
2015**

УДК 621.86(076.5)
ББК 38.6-5я73
М55

Механизация и автоматизация строительства [Электронный ресурс] : методические указания к курсовой работе / М-во образования и науки Рос. Федерации, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т ; сост. В. В. Ярошик. — Электронные текстовые и графические данные (512 Кбайт). — Волгоград : Волг-ГАСУ, 2015. — Учебное электронное издание сетевого распространения. — Систем. требования: PC 486 DX-33; Microsoft Windows XP; Internet Explorer 6.0; Adobe Reader 6.0. — Официальный сайт Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Режим доступа: <http://www.vgasu.ru/publishing/on-line/> — Загл. с титул. экрана.

Содержит методику расчета механизмов грузоподъемных машин и деталей общего назначения и требования к оформлению курсовой работы.

Для студентов направления «Строительство» всех форм обучения

УДК 621.86(076.5)
ББК 38.6-5я73

Оглавление

1. Цель работы
 2. Объем курсовой работы
 3. Исходные данные для выполнения курсовой работы
 4. Методика выполнения курсовой работы
 5. Выбор материала зубчатых передач. Определение допускаемых напряжений. Расчет зубчатых передач редуктора
 6. Расчет валов
 7. Выбор подшипников
 8. Расчет муфты и шпонок
- Приложение 1. Техническое задание № 1, 2, 3
- Приложение 2. Справочные таблицы
- Пример выполнения технического задания № 1
- Список рекомендуемой литературы

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Курсовая работа позволяет закрепить и расширить теоретические знания, ознакомить учащихся с конструкциями узлов и деталей строительных машин, привить навыки самостоятельного решения инженерно-технических задач, умения рассчитать и сконструировать механизмы и детали общего назначения. Работа позволяет студентам ознакомиться с принципом выбора материала деталей машин, шероховатости поверхности, допусков и насадок, техники расчета и оформления чертежей.

2. ОБЪЕМ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графического материала формата А-1 – одного листа, А-4 – одного листа.

Графический материал содержит:

- чертеж общего вида проектируемой строительной машины или его отдельного узла формата А-1 в двух проекциях; размеры, предельные отклонения и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сборочному чертежу, номера позиций составных частей, текстовую часть.

- рабочий чертеж детали привода (зубчатое или червячное колесо, вал и т.п.) формата А-4; он содержит изображение детали с нанесенными размерами, предельные отклонения размеров, допуски формы и расположения, параметры шероховатости, технические требования, основную надпись.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах формата А-4. Она начинается с титульного листа и должна включать:

- а) краткое описание всего устройства;
- б) кинематическую схему привода грузоподъемной машины с числовыми данными;
- в) исходные данные для выполнения курсовой работы;
- г) определение мощности и частоты вращения двигателя;
- д) определение передаточного числа привода и его ступеней;
- е) определение силовых и кинематических параметров привода;
- ж) выбор материала зубчатых передач; определение допускаемых напряжений; расчет зубчатых передач редуктора;
- з) расчет валов;
- и) выбор подшипников;
- к) расчет муфты и шпонок;

Расчетно-пояснительная записка должна быть иллюстрирована схемами и эскизами рассчитываемых узлов и деталей. Они выполняются с применением чертежных инструментов, с проставлением необходимых

обозначений и размеров. В конце – список использованной литературы и оглавление. Объем пояснительной записки 15-25 страниц рукописного текста. Оформление графического материала и расчетно-пояснительной записки должны соответствовать требованиям ЕСКД.

3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Каждое из трех заданий всех типов курсовой работы содержит 10 вариантов. Для выполнения работы обязательным является номер технического задания, который выдает преподаватель, номер варианта задания соответствует последней цифре зачетной книжки.

4. МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Перед началом выполнения курсовой работы рекомендуется ознакомиться и внимательно изучить вопросы организации, последовательности выполнения работы, подобрать нужную литературу. Рекомендуемая литература дана в приложении. Все расчеты выполняются в единицах СИ. Точность расчетов зависит от определяемой величины и не превышает одного, двух знаков после запятой. Расчетные значения размеров деталей и параметров исследуемых передач рекомендуется свести в таблицы. Для удобства расчетов в приложении приведены таблицы с характеристиками материалов, рекомендуемыми значениями коэффициентов запаса прочности, полезного действия, значения передаточных чисел и т.д.

4.1. Краткое описание строительной машины.

Необходимо привести назначения, область применения, принцип работы и устройство проектируемой машины.

4.2. Кинематическая схема привода башенного крана.

Схема выполняется в соответствии с техническим заданием. Условные графические изображения в этой схеме должны соответствовать ГОСТ 2.721-74, 2770-68.

4.3. Определение мощности и частоты вращения двигателя.

Определяют мощность на входном валу привода строительной машины, затем общий коэффициент полезного действия привода (см. табл.2,3).

$$\eta = \eta_{з.п.} * \eta_{о.п.} * \eta_{н.},$$

$\eta_{з.п.}$ – КПД закрытой передачи (редуктора);

$\eta_{о.п.}$ – КПД открытой передачи (ременная, цепная, зубчатая);

$\eta_{н.}$ – КПД соединительных муфт.

Требуемая мощность двигателя определяется как частное от деления мощности на входном валу привода строительной машины на коэффициент полезного действия привода.

$$N_{\text{дв.}} = N_{\text{р.н.}} / \eta \text{ (кВт)}$$

Далее по каталогу (см. табл.4) выбирают электродвигатель с номинальной мощностью, превышающей на небольшую величину расчетную. Необходимо иметь в виду, что тихоходный электродвигатель при равной мощности более металлоемок, чем быстроходный, однако быстроходный имеет более низкий ресурс работы.

Требования к крановому электроприводу

Выбор систем электропривода и режимы его работы в значительной степени определяются статической нагрузкой, создаваемой механизмом на валу приводного двигателя. На крановых установках допускается применять рабочее напряжение до 660 В. Поэтому крановые механизмы снабжают электрооборудованием на 220; 380; 660 В переменного тока и 220 и 440 В постоянного тока. Для монтажа строительных конструкций и деталей наряду с большими рабочими скоростями при опускании порожнего крюка (до 60 м/мин) необходимы и весьма малые скорости (0,5 м/мин) при опускании груза во время установки конструкций. При опускании грузов, электропривод может работать в режимах противовключения, генераторном и динамическом торможении.

Двигатели и аппаратура в электроприводе кранов работают в циклическом режиме при большой частоте пусков. Предусматривается четыре режима работы кранов: Л – легкий, С – средний, Т – тяжелый, ВТ – весьма тяжелый, которые определяются нагрузкой механизмов, количеством часов использования их в течение суток, температурой окружающей среды и относительной продолжительностью включения ПВ (15, 25, 40, 60).

Наиболее рациональной для электропривода механизма подъема является гиперболическая характеристика, свойственная электродвигателю постоянного тока с последовательным возбуждением, при которой скорость подъема зависит от веса поднимаемого груза, что позволяет наиболее полно использовать установленную мощность электропривода.

При выборе электродвигателя необходимо сочетать скоростные параметры соответствующего механизма крана с частотой вращения электродвигателя, т.е. должно соблюдаться условие:

$$n_{\text{дв.}} = v \cdot 60 \cdot i / (\pi \cdot D),$$

i – передаточное отношение механизма и канатных передач;

D – диаметр барабана;

v – скорость подъема груза.

При выборе электродвигателя переменного тока, следует ориентироваться на реализацию наибольшей линейной скорости при наименьшем числе полюсов данной модели. Электродвигатель постоянного

тока должен обеспечить наибольшую скорость подъема или спуска при наибольшей допустимой частоте вращения для данной модели электродвигателя. В механизмах грузоподъемных машин применяют электродвигатели с учетом надежности эксплуатации по основным признакам: роду тока, номинальному напряжению, номинальному мощности, пусковым и тормозным свойствам, виду естественной характеристики. Рекомендуются использовать асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором МТК, МТКН, МТКФ. Двигатели асинхронные с фазным ротором: МТ, МВТ, МТФ, МТН.

4.4. Определение передаточного числа привода и его ступеней

Общее передаточное отношение привода определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя к частоте вращения приводного вала разрабатываемой строительной машины.

$$i = n_{\text{ном.эл.дв.}} / n_{\text{р.м.}}$$

Затем определяют передаточные числа ступеней привода. Их выбирают в соответствии с рекомендованными значениями (см. табл.5), чтобы габариты передач не были чрезмерно большими.

$$i = i_{3.п.} * i_{о.п.},$$

где $i_{3.п.}$ и $i_{о.п.}$ соответственно передаточные числа редуктора закрытой и открытой передач.

4.5. Определение силовых и кинематических параметров привода

Определяем мощность, вращающий момент, частоту вращения и угловую скорость на соответствующих валах привода, при этом учитывают потери мощности (КПД см. в табл.2,3) при передачи вращения от одной ступени к другой.

$$N_2 = N_1 * r_1 \text{ (кВт)},$$

N_2 – мощность на соответствующем валу;

N_1 – мощность на предыдущем валу;

r_1 – потери мощности при передачи вращения (учитывают КПД подшипников, зубчатого зацепления и т.д.)

Частоту вращения и угловую скорость соответствующего вала определяют как отношение частоты вращения или угловой скорости предыдущего вала к передаточному отношению между этими валами.

$$n_2 = n_1 / i_1 \text{ (об/мин)}; \omega_2 = \omega_1 / i_1 \text{ (1/с)};$$

n_2, ω_2 - частота вращения и угловая скорость соответствующего вала;

n_1, ω_1 – частота вращения и угловая скорость предыдущего вала.

Вращающий момент электродвигателя определяется как отношение мощности электродвигателя к его номинальной угловой скорости.

$$T_{\text{дв.}} = N_{\text{дв.}} / \omega_{\text{ном.}}$$

Вращающий момент соответствующего вала передачи:

$$T_2 = T_1 * r_1,$$

T_2 – вращающий момент соответствующего вала;
 T_1 – вращающий момент предыдущего вала;
 r_1 – потери (КПД) при передаче вращения.

5. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

Наиболее распространенный материал зубчатых колес — сталь и низколегированная сталь. Для передачи малой и средней мощности рекомендуемые марки сталей: сталь 35, 40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ. Для равномерного изнашивания зубьев, твердость после термообработки шестерни обычно назначается больше, чем у колеса на $HВ = 20...50$.

Рекомендуемая обработка: улучшение или улучшение + закалка ТВЧ.

5.1. Определение допускаемых напряжений

Расчет выполняют на выносливость по контактным напряжениям и расчет зубьев – по напряжениям изгиба. Для этого сначала определяют расчетные значения этих напряжений и затем их сравнивают с допускаемыми. Более подробно методика изложена в [2;3].

6. РАСЧЕТ ВАЛОВ

Валы при работе испытывают сложную деформацию – изгиб и кручение. Расчет валов начинают с выбора материала вала. Рекомендуется, валы изготавливать из стали 45; 40Х. Проектирование вала ведут в два этапа. На первом этапе проводят ориентировочный расчет конца выходного вала из расчета на чистое кручение:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k * 10^3}{0,2 * [\tau]_k}} \text{ (мм)},$$

M_k – крутящий момент на валу (Н * м);

$[\tau]_k$ – допускаемые напряжения на кручение;

$[\tau]_k = 10 - 20$ Н/мм.

Остальные размеры ступеней валов рекомендуется выбирать в соответствии с табл. 7.1 [2].

На втором этапе, после того как установлены основные размеры ступеней валов, завершена конструктивная компоновка, проводят проверочный расчет на прочность по напряжениям изгиба и кручения, определяя расчетные коэффициенты n для опасных сечений.

$$n = n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}$$

n_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

n_σ – коэффициент запаса прочности нормальным напряжениям.

При этом расчетный коэффициент запаса прочности должен быть больше допускаемого ($n \geq [n]$, $[n] = 1.7 - 2.5$).

Более подробную информацию по расчету валов можно посмотреть в [2;3].

7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

7.1. В соответствии с характером работы и геометрическими размерами предварительно определяется тип, серия и класс точности подшипников, а также динамическая C_r и статическая C_{r0} грузоподъемность по ГОСТ 8338-75, ГОСТ 831-75, ГОСТ 333-79.

7.2. Составляется схема нагружения подшипников, где указывается направление и величина осевых R_a , радиальных R_r и комбинированных нагрузок каждого подшипника [2].

7.3. Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности $C_{r_{расч}}$ с базовой C_r , при этом должно соблюдаться условие $C_{r_{расч}} < C_r$.

Расчетный срок службы $L_{h_{расч}}$ при этом должен быть больше базового $L_{h_{расч}} > L_h$.

7.4. Определяется эквивалентная динамическая нагрузка R_e , она зависит от сравнения отношения R_a / VR_r с коэффициентом влияния осевого нагружения e .

Коэффициент e и коэффициент осевой нагрузки Y определяются из соотношения $R_a / C_{ог}$.

Если соотношение $R_a / VR_r > e$, то эквивалентная динамическая нагрузка определяется по формуле:

$$R_e = (X * V * R_r + Y * R_a) * K_\sigma * K_T, (H),$$

X – коэффициент радиальной нагрузки;

V – коэффициент вращения;

R_r – радиальная нагрузка подшипника (Н);

R_a – осевая нагрузка подшипника (Н);

Y – коэффициент осевой нагрузки;

K_σ – коэффициент безопасности;

K_T – температурный коэффициент.

Если отношение $R_a / VR_r < e$, то эквивалентная динамическая нагрузка определяется по формуле:

$$R_e = V * R_r * K_\sigma * K_T,$$

7.5. Определяется расчетная динамическая грузоподъемность.

$$C_{r_{расч}} = R_e \sqrt[3]{573\omega Lh/10^6},$$

ω - угловая скорость соответствующего вала (1/с);

L_h – требуемая долговечность подшипника.

Полученное значение $C_{r_{расч}}$ сравнивают с базовым C_r .

Если оно больше базового C_r , то необходимо перейти на более тяжелую серию данного типа подшипника, или изменить тип подшипника, или увеличить диаметр посадочного места вала соответствующего подшипника.

7.6. Расчетный срок службы подшипника определяется:

$$L_{h_{расч}} = 10^6 * (C_r / Re)^3 / 573 * \omega.$$

При этом должно быть выполнено условие: $L_{h_{расч}} > L_h$.

8. РАСЧЕТ МУФТЫ И ШПОНОК

8.1. Муфты выбирают по диаметру вала и по величине расчетного момента:

$$M_{расч} = k * M_{ном} < [M],$$

$M_{ном}$ – вращающий момент на соответствующем валу редуктора;

k – коэффициент режима нагрузки;

$[M]$ – вращающий момент, установленный стандартом.

Если в процессе монтажа и эксплуатации соосность соединяемых валов выдерживается, то можно применить жесткие муфты. При небольшой соосности валов и в приводах испытывающих ударные нагрузки следует применить упругие муфты.

8.2. Шпоночное соединение выбирается исходя из условия прочности на смятие и срез.

Допускаемый момент исходя из условия прочности шпоночного соединения на смятие:

$$M_1 = [\sigma]_{см} * d * k * l_p / 2,$$

$$[\sigma]_{см} = 100 - 150 \text{ Н/мм};$$

d – диаметр вала, на котором находится шпонка;

k – справочный размер, выбираемый по ГОСТу в соответствии с принятым типоразмером.

$$l_p = l - b,$$

l и b – длина и ширина шпонки соответственно.

Допускаемый момент, исходя из условия прочности на срез:

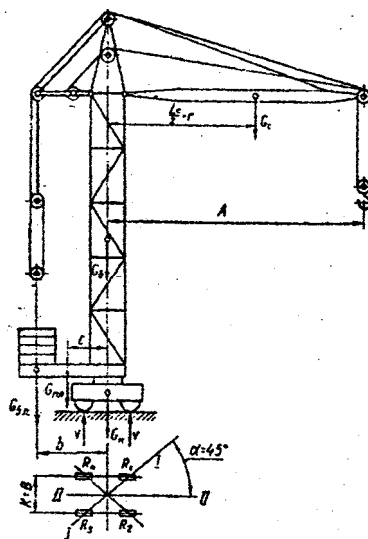
$$M_1 = [\tau]_{ср} * d * b * l_p / 2,$$

$$[\tau]_{ср} = 60 - 90 \text{ Н/мм}.$$

Из двух найденных моментов берется наименьший.

Рекомендуется проверочный расчет выполнить на компьютере в соответствии с [4].

«Расчет механизма передвижения башенного крана с вращающейся башней»

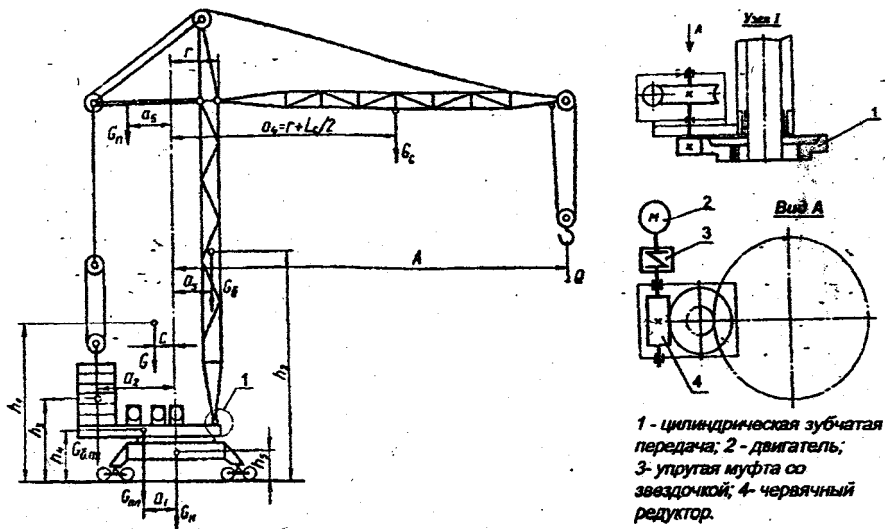


ДЛЯ ВСЕХ ВАРИАНТОВ: Скорость передвижения равна 0,33 м/с; $b_{(база)} = k_{(колея)} = 6$ м.

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вес стрелы G_c , т	1,8	1,85	1,9	1,95	2,0	1,9	1,8	1,75	1,7	1,8
Вес балласта на поворотной платформе $G_{б.п.}$, т	22	25	22	23	23	25	22,5	24	22,5	24
Вес поворотной платформы $G_{пл.}$, т	12,5	12,0	13	13,5	12	13	12	12,5	12,5	13,5
Вес башни $G_{б.}$, т	2,5	2,7	2,8	2,9	3	2,8	2,5	2,7	3	2,8
Вес не поворотной части крана G_n , т	19	20	21	20	19	20	21	19	20	21
Плечо действия силы от оси вращения до стрелы A , м	10	11	10	11	10	11	10	11	10	11
Плечо действия силы от оси вращения до балласта b , м	3,8	3,9	3,8	3,9	3,8	3,8	3,8	3,9	3,8	3,8
Плечо действия силы от оси вращения до платформы c , м	2,9	2,9	2,9	3	2,9	2,9	2,8	3	2,85	3

Техническое задание №2

«Расчет механизма поворота башенного крана с вращающейся башней»

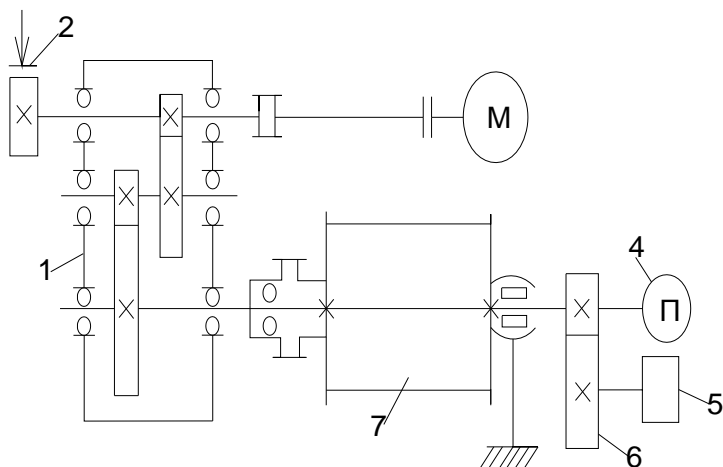


ДЛЯ ВСЕХ ВАРИАНТОВ: Грузоподъемность $Q = 10$ т; число оборотов крана $n_{кр.} = 1$ об/мин; вес подстрелка и стрелового полиспаста $G_{п} = 1$ т; $a_3 = 1$ м; $a_4 = 12$ м; $a_5 = 1$ м. Ветровая нагрузка, совпадающая по направлению с действующим моментом от груза, $W_{в} = 2,5$ т.

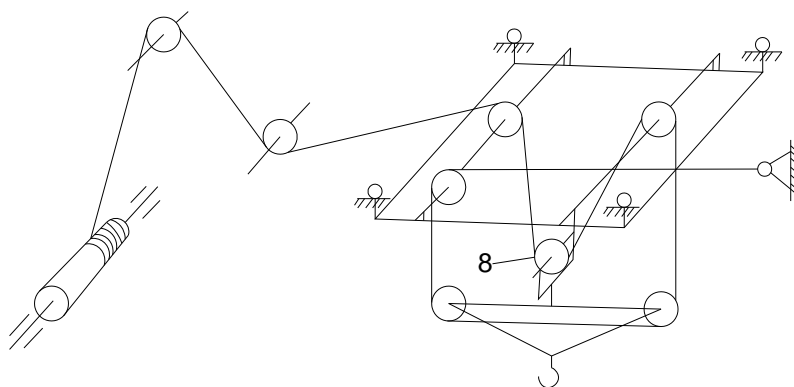
Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вес стрелы G_c , т	1,8	1,85	1,9	1,95	2,0	1,9	1,8	1,75	1,7	1,8
Вес балласта на поворотной платформе $G_{б.п.}$, т	22	25	22	23	23	25	22,5	24	22,5	24
Вес поворотной платформы $G_{пл.}$, т	12,5	12,0	13	13,5	12	13	12	12,5	12,5	13,5
Вес башни $G_{б.}$, т	2,5	2,7	2,8	2,9	3	2,8	2,5	2,7	3	2,8
Вес не поворотной части крана $G_{н.}$, т	19	20	21	20	19	20	21	19	20	21
Плечо действия силы от оси вращения до стрелы A , м	10	11	10	11	10	11	10	11	10	11
Плечо действия силы от оси вращения до балласта a_2 , м	3,8	3,9	3,8	3,9	3,8	3,8	3,8	3,9	3,8	3,8
Плечо действия силы от оси вращения до платформы a_1 , м	2,9	2,9	2,9	3	2,9	2,9	2,8	3	2,85	3

Техническое задание №3

«Расчет механизма подъема башенного приставного крана»



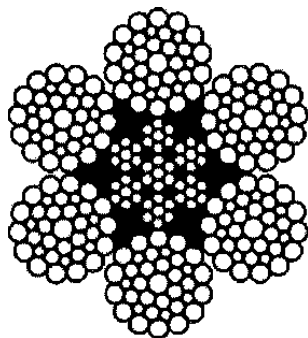
Кинематическая схема механизма подъема



Запасовка механизма подъема

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, G , т	5	6	7	8	9	10	5	6	7	8
Высота башенного крана h , м	60	55	50	45	60	55	50	45	50	60
Длина стрелы L , м	60	55	50	45	40	60	55	50	40	45
Скорость подъема груза, м/с	0,2	0,19	0,18	0,17	0,2	0,19	0,18	0,17	0,2	0,19
Режим работы крана	Л	Ср	Т	Л	Ср	Т	Л	Ср	Т	Ср
Длина контр.стрелы a , м	10	9	8	7	10	8	7	7	7	10

Канат типа ЛК-РО с металлическим сердечником (ГОСТ 7669-80)



Конструкция каната: 6*36 (1+7+7/7+14) + 7*7(1+6)

Технические характеристики

Таблица 1.

Диаметр, мм	Масса 1000м смазанного каната, кг	Маркировочные группы, Н/мм ² (кгс/мм ²)					
		1570 (160)	1670 (170)	1770 (180)	1860 (190)	1960 (200)	2060 (210)
		Разрывное усилие каната, кН					
10,5	482	66,1	70,4	71,8	75,8	77,4	84,5
13,0	733	100	106	108	115	118	-
14,5	906	120	128	130	138	141	-
16,0	1145	152	162	165	175	178	-
17,5	1360	181	193	196	209	213	-
19,5	1630	224	238	242	258	263	-
21,0	1950	267	284	289	307	313	-
23,0	2290	315	334	341	362	368	-
25,0	2660	366	389	396	417	429	-
26,5	2975	410	436	444	472	480	-
28,0	3395	467	497	506	538	547	-
30,0	3890	535	568	579	615	627	-
32,5	4445	611	649	661	703	716	-
35,5	5290	727	772	787	835	852	-
36,5	5895	810	861	877	930	950	-
39,0	6530	898	954	972	1025	1045	-
41,0	7265	994	1055	1075	1145	1170	-
42,0	7965	1050	1115	1140	1215	1235	-
45,5	9045	1235	1315	1340	1425	1455	-
49,0	10600	1455	1545	1575	1640	1705	-
52,0	11850	1625	1730	1765	1840	1905	-
57,0	13900	1905	1950	2000	-	-	-
60,5	15240	2090	2140	2205	-	-	-
61,5	16250	2230	2280	2350	-	-	-
64,0	17148	2350	2435	2530	-	-	-
68,0	18775	2575	2665	2775	-	-	-
72,0	21125	2900	3000	3125	-	-	-

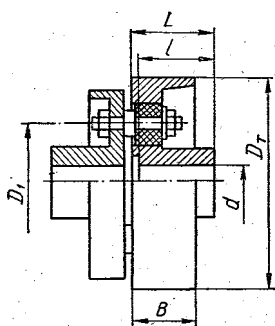
Коэффициенты полезного действия η крановых передач. Таблица 2.

Передача	η при опорах	
	скольжения	качения
открытые зубчатые: цилиндрические конические	0,93-0,95	0,95-0,96
	0,92-0,94	0,93-0,95
закрытые цилиндрические зубчатые передачи (редукторы)	0,95-0,97	0,97-0,98
червячные передачи: при однозаходном червяке при двухзаходном червяке	0,5-0,75	0,5-0,75
	0,75-0,80	0,75-0,80
блоки и барабаны для стальных канатов	0,94-0,96	0,96-0,98
зубчатые муфты	0,99	0,99
механизмы подъема груза: с цилиндрическими зубчатыми колесами с червячной передачей	0,75-0,80	0,80-0,85
	0,65-0,70	0,65-0,70
механизмы передвижения кранов и тележек: с цилиндрическими зубчатыми колесами с червячной передачей	0,75-0,85	0,80-0,90
	0,65-0,75	0,65-0,75
механизмы поворота: с передачей зубчатыми колесами с червячной и зубчатой передачами	0,70-0,80	0,75-0,85
	0,50-0,70	0,50-0,70

Рекомендуемые значения передаточных чисел для различных понижающих передач

Таблица 3.

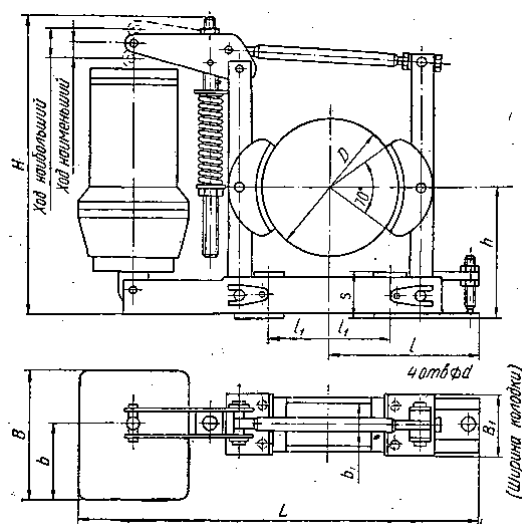
Тип передачи	Среднее значение	Наибольшее значение	Тип передачи	Среднее значение	Наибольшее значение
Зубчатая передача редуктора: а) с цилиндрическими колесами: прямозубыми косозубыми шевронными б) коническими колесами	3 – 4 3 – 5 4 – 6 2 – 3 4 – 6	12,5 12,5 12,5 6 20	Червячная: а) редуктора	8 – 40	90
			б) открытая	15 – 60	100
			Цепная	3 – 4	8
			Ременная: а)	2 – 4	10
			б) плоскоремennая открытая	3 – 5	15
Открытая зубчатая передача цилиндрическими колесами			б) плоскоремennая с натяжным роликом		
			в) клиноремennая	2 – 4	10



Габаритные размеры мм и техническая характеристика упругих втулочно-пальцевых муфт с тормозным шкивом

Таблица 4.

Диаметр тормозного шкива Dт, мм	B	d	D1	L	l	Число пальцев	Вес, кг	Маховой момент GD ² _M , кг*м	Момент инерции I _M , кг*м*с ²
200	70	40	115	100	80	4	7,6	0,3	0,00763
250	90	40	135	100	80	4	14,0	0,7	0,0178
300	90	50	170	130	110	6	21,5	1,4	0,0356
400	120	60	210	160	110	6	41,0	5,0	0,1275



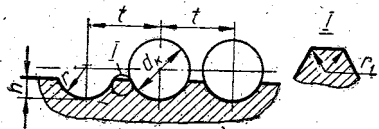
Колодочные тормоза типа ТТ переменного тока. Характеристика и размеры

Таблица 5.

Типоразмер тормоза	Тормозной момент наибольший, кГ*см	Тормозной шкив		Отход колодки наибольший, мм	Время, сек			Допустимые		Вес, кг
		Диаметр, мм	Ширина, мм		затормаживания, наименьшее	растормаживания, наименьшее	затормаживания и растормаживания, наибольшее	Число включений в час	Продолжительность включения	
ТТ-160	1000	160	75	1,0	0,2	0,2	2	720	100%	18,8
ТТ-200	2000	200	95	1,3	0,4	0,2	8			35,5
ТТ-250	4000	250	105	1,2	0,25	0,4	4			72,2
ТТ-320	8000	320	135	1,65	0,4	0,25	4			89,0

Гидротолкатель

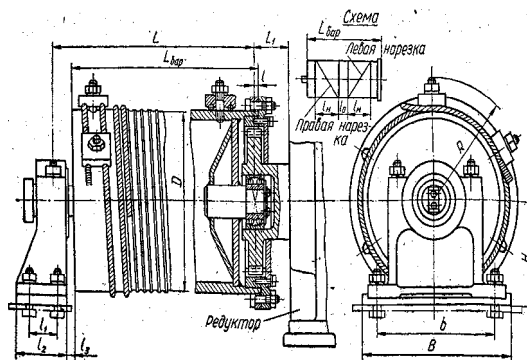
Типоразмер тормоза	Тип	Тяговое усилие, наибольшее, кГ	Ход поршня, мм	Электродвигатель			
				Тип	Мощность	Число оборотов в минуту	Род тока и напряжение
ТТ-160	ТЭГ-16	16	25	ДГТ 200	200	2850	Трехфазный 220/380 В
ТТ-200	ТЭГ-25	25	32	ДГТ 200	200	2850	
ТТ-250	ТЭГ-25	25	50	ДГТ 200	200	2850	
ТТ-320	ТГ-50	50	50	АМ	200	2850	



Профили канавок барабанов

Таблица 6.

Размеры, мм					
Диаметр каната, d	r (допускаемое отклонение по A7)	r1 (допускаемое отклонение ±0,1)	h (допускаемое отклонение ±0,1)	t	
				номинальное	допускаемое
От 7,4 до 8	4,5	0,5	2,5	9	±0,2
Св. 8 – 9	5	0,5	3	10	
9 – 10	5,5	1	3	11	
10 – 11	6	1	3,5	12,5	
11 – 12	6,5	1	3,5	13,5	
12 – 13	7	1,5	4	15	
13 – 14	7,5	1,5	4,5	16	
14 – 15	8,5	1,5	4,5	17	
15 – 16	9	1,5	5	18	
16 – 17	9,5	1,5	5,5	19	
17 – 18	10	1,5	5,5	20	
18 – 19	10,5	1,5	6	22	
19 – 20	11	2,5	6	23	
20 – 21,5	12	2,5	6,5	24	
21,5 – 23	12,5	2,5	7	26	
23 – 24,5	13,5	2,5	7,5	28	
24,5 – 26	14	2,5	8	29	
26 – 27,5	15	2,5	8,5	32	
27,5 – 29	16	2,5	9	34	
29 – 31	17	4	9,5	36	
31 – 33	18	4	10	38	
33 – 35	19	4	10,5	40	
35 – 37,5	21	4	11,5	42	
37,5 – 40	22	4	12	44	
40 – 42,5	23	4	13	48	
42,5 – 45,5	25	4	14	50	



Бараны крановые типа БК. Технические данные

Таблица 7

Обозначение барабана	D, мм	Диаметр каната d, мм	Высота подъема наибольшая, м	Размеры, мм												Вес, кг	
				Lбар	Iн	I	H	Rнаиб	B	b	L	L1	I	II	I2		I3
БК 260	260	10,5	10	1300	330	200	150	176	265	210	1327	55	8	55	90	18	146
		10,5	14		450	200											146
		10,5	18		560	25											146
		13,5	10		490	25											144
		13,5	14		560	25											144
БК 335	335	12	8	1420	225	250	190	220	330	260	1452	65	8	60	100	11	297
		12	12,5		330	250											297
		12	16		420	250											297
		14	8		225	200											293
		14	12,5		380	200											293
		14	16		480	200											293
		17	8		325	50											290
		17	12,5		480	50											290
17	16	610	50	290													
БК 400	400	10,5	8	1200	170	80	235	265	390	320	1241	72	10	80	130	16	328
		10,5	12		255	80											328
		10,5	16		340	80											328
		13,5	8		215	170											334
		13,5	12		325	170											334
		13,5	16		425	170											334
		16,5	8		280	50											338
		16,5	12		390	50											338
		16,5	16		510	50											338
		19,5	8		325	170											341
		19,5	12		450	170											341
БК 510	510	17	8	2300	420	270	300	340	410	390	2320	90	17	80	130	16	835
		17	12,5		630	270											835
		20	8		485	270											825
		20	12,5		730	270											815
		23	8		625	270											815
		23	12,5		900	270											815

Технические характеристики крановых короткозамкнутых двигателей

Таблица 8.

Тип двигателя	Мощн. при ПВ 40%, кВт	Частота вращ., об/мин	Масса для IM1001,1003, кг	Ток статора при U=380В, А	Отнош. макс. момен. к номин.	КПД, %	Коэффициент мощн.	Высота оси вращ., мм	Класс нагревостойкости
ДМТКФ 011-6	1,4	875	47	5,2	2,8	70,5	0,67	112	F
МТКН 011-6	1,4	920	45,5	4,5	2,8	70,5	0,67	112	H
ДМТКФ 012-6	2,2	880	54	7,2	2,8	73,5	0,70	112	F
МТКН 012-6	2,2	915	49,5	6,5	2,8	73,5	0,70	112	H
МТКН 111-6	3,5	865	77	8,9	2,75	74,5	0,8	132	H
МТКН 112-6	5	890	85	12,8	3,35	76	0,78	132	H
ДМТКФ 111-6	3,5	900	78	9,9	2,7	72,0	0,79	132	F
ДМТКН 111-6	3,0	910	78	9,5	2,7	68,0	0,70	132	H
ДМТКФ 112-6	5,0	910	92	14	3,2	74,0	0,74	132	F
ДМТКН 112-6	4,5	900	92	12,7	4,1	71,5	0,75	132	H
АМТКФ 132 М6	5,0	905	103	12,6	2,1	87,0	-	132	F
АМТКН 132 М6	4,5	905	103	11,7	2,3	87,0	-	132	H
АМТКФ 132 L6	7,5	905	120	18,5	1,4	87,0	-	132	F
АМТКН 132 L6	7,0	900	120	18,5	2,3	87,0	-	132	H
МТКИ 160 М6	7,0	905	131	-	3,5	78,0	0,77	160	H
МТКИ 160 М8	5,0	675	131	-	3,0	77,0	0,68	160	H
МТКИ 160 L6	10,0	915	159	-	4,0	83,0	0,76	160	H
МТКИ 160 L8	7,0	680	159	-	2,8	80,0	0,69	160	H
МТКФ 311-6	11,0	910	155	28,5	2,9	77,5	0,76	180	F
МТКН 311-6	11,0	915	185	26,7	2,9	81,0	0,77	180	H
МТКФ 311-8	7,5	690	155	21,8	2,7	73,5	0,71	180	F
МТКН 311-8	7,5	695	185	21	2,7	78,5	0,69	180	H
МТКФ 312-6	15,0	930	195	36	3,2	81,0	0,78	180	F
МТКН 312-6	15,0	925	205	35	3,2	83,0	0,78	180	H
МТКФ 312-8	11,0	700	195	29	2,9	78,0	0,74	180	F
МТКН 312-8	11,0	700	205	29,2	2,9	81,5	0,70	180	H
МТКФ 411-6	22,0	935	255	51	3,3	82,5	0,79	225	F
МТКН 411-6	22,0	935	255	51	3,3	82,5	0,79	225	H
МТКФ 411-8	15,0	695	255	40	3,2	80,0	0,71	225	F

МТКН 411-8	15,0	695	255	40	3,2	80,0	0,71	225	Н
МТКФ 412-6	30,0	935	315	70	3,3	83,5	0,78	225	Ф
МТКН 412-6	30,0	935	315	70	3,3	83,5	0,78	225	Н
МТКФ 412-8	22,0	700	315	60	3,2	80,5	0,69	225	Ф
МТКН 412-8	22,0	700	315	60	3,2	80,5	0,69	225	Н
4МТКМ 200 LA6	22,0	935	253	48	3,3	87,0	0,80	200	Н
4МТКМ 200 LA8	15,0	705	260	40	3,2	83,0	0,70	200	Н
4МТКМ 200 LB6	30,0	945	279	61	3,3	87,5	0,85	200	Н
4МТКМ 200 LB8	22,0	700	290	54	3,2	83,0	0,75	200	Н
4МТКМ 225 M6	37,0	930	360	77	3,0	85,0	0,86	225	Н
4МТКМ 225 M8	30,0	700	360	72	2,8	84,0	0,75	225	Н
4МТКМ 225 L6	55,0	925	460	112	3,4	86,0	0,87	225	Н
4МТКМ 225 L8	37,0	700	450	85	2,8	85,0	0,78	225	Н
МТКН 511-6	37,0	930	360	77	3,0	85,0	0,86	250	Н
МТКН 511-8	30,0	700	360	72	2,8	84,0	0,75	250	Н
МТКН 512-6	55,0	925	460	112	3,4	86,0	0,87	250	Н
МТКН 512-8	37,0	700	450	85	2,8	85,0	0,78	250	Н

Технические характеристики крановых двигателей с фазным ротором

Таблица 9.

Тип двигателя	Мошн. при ПВ 40%, кВт	Частота вращ., об/мин	Масса для IM1001,1003, кг	Ток статора при U=380В, А	Ток ротора, А	Отнош. макс. момен. к номин.	КПД, %	Кoeffициент мощн.	Высота оси вращ., мм	Класс нагревостойкости
ДМТФ 011-6	1,4	880	56	5,2	9,0	2,5	89,0	0,66	112	Ф
ДМТФ 012-6	2,2	895	63	7,5	11,5	2,3	87,0	0,68	112	Ф
ДМТФ 111-6	3,5	900	92	18,7	15,0	2,2	86,0	-	132	Ф
МТН 011-6	1,4	890	60	4,9	8,8	2,6	65	0,67	112	Н
МТН 012-6	2,2	895	68	6,9	11	2,7	70	0,69	112	Н
МТН 111-6	3,5	900	91	9,7	14,3	2,3	75	0,73	132	Н
МТН 112-6	5	930	101	13,7	15,7	2,7	79	0,7	132	Н
ДМТН 111-6	3,0	890	92	18,2	15,0	2,5	88,0	-	132	Н
ДМТФ 112-6	5,0	925	110	25,4	15,7	2,6	87,0	-	132	Ф
ДМТН 112-6	4,5	900	110	24,0	15,6	2,4	88,0	-	132	Н
АМТФ 132 М6	5,0	905	120	11,0	15,2	2,2	87,0	-	132	Ф

AMTH 132 M6	4,5	925	123	12,9	14,3	2,3	87,0	-	132	H
AMTF 132 L6	7,5	900	140	16,0	18,8	2,2	87,0	-	132	F
AMTH 132 L6	7,0	925	140	19,1	20,7	2,4	87,0	-	132	H
MTH 160 M6	7,0	930	138	-	18,7	3,0	81,0	0,69	160	H
MTH 160 M8	5,0	965	138	-	16,9	2,5	78,0	0,64	160	H
MTH 160 L6	10,0	950	166	-	24,7	3,5	84,0	0,69	160	H
MTH 160 L8	7,0	700	166	-	20,4	2,5	79,0	0,64	160	H
MTH 211-6	7,0	945	-	16,0	-	2,7	87,0	-	160	H
MTF 311-6	11	945	220	29,3	42	3,0	80,0	0,71	180	F
MTH 311-6	11	940	220	29,3	41	3,0	80,0	0,71	180	H
MTF 311-8	7,5	695	225	23,0	21	3,0	76,0	0,65	180	F
MTH 311-8	7,5	700	225	23,0	21	3,0	76,0	0,65	180	H
MTF 312-6	15	955	240	37,5	46	3,0	82,0	0,74	180	F
MTH 312-6	15	950	240	37,5	46	3,0	82,0	0,74	180	H
MTF 312-8	11	695	240	32,7	43	3,0	78,5	0,65	180	F
MTH 312-8	11	705	240	32,7	43	3,0	78,5	0,65	180	H
MTF 411-6	22	965	280	51	60	2,8	86,0	0,76	225	F
MTH 411-6	22	965	280	51	59	2,8	86,0	0,76	225	H
4MTM 200 LA6	22	960	270	51	59	2,8	86,0	0,76	200	H
MTF 411-8	15	710	280	44	48,8	3,2	83,0	0,62	225	F
MTH 411-8	15	710	280	44	46	3,2	83,0	0,62	225	H
4MTM 200 LA8	15	720	275	44	46	3,2	83,0	0,62	200	H
MTF 412-6	30	970	345	55	73	2,8	87,0	0,79	225	F
MTH 412-6	30	970	345	55	72	2,8	87,0	0,79	225	H
4MTM 200 LB6	30	960	300	55	72	2,8	87,0	0,79	200	H
MTF 412-8	22	720	315	58	57	3,0	83,0	0,70	225	F
MTH 412-8	22	720	315	58	58	3,0	83,0	0,70	225	H
4MTM 200 LB8	22	715	305	58	58	3,0	83,0	0,70	200	H
4MTM 225 M6	37	955	390	80	80	3,0	87,0	0,81	225	H
MTH 511-6	37	955	390	80	80	3,0	87,0	0,81	250	H
4MTM 225 L6	55	955	490	117	122	2,9	88,0	0,81	225	H
MTH 512-6	55	955	490	117	122	2,9	88,0	0,81	250	H
4MTM 225 M8	30	715	390	74	70	2,9	85,0	0,72	225	H
MTH 511-8	30	715	390	74	70	2,9	85,0	0,72	250	H
4MTM 225 L8	37	725	470	88	76	2,9	86,0	0,74	225	H
MTH 512-8	37	725	470	88	76	2,9	86,0	0,74	250	H

4MTH 280 S6	75	955	740	149	180	3,2	89,0	0,86	280	H
MTH 611-6	75	955	740	149	180	3,2	89,0	0,86	315	H
4MTH 280 L6	110	970	970	216	168	3,5	91,0	0,85	280	H
MTH 612-6	110	970	970	216	168	3,5	91,0	0,85	315	H
4MTH 280 M8	75	720	820	156	188	3,0	90,0	0,81	280	H
4MTH 280 L8	90	725	980	190	171	3,2	91,0	0,79	280	H
4MTH 280 M10	60	575	825	140	162	3,2	88,0	0,74	280	H
MTH 612-10	60	575	825	140	162	3,2	88,0	0,74	315	H
4MTH 280 L10	75	575	975	175	150	3,0	89,0	0,73	280	H
MTH 613-10	75	575	975	175	150	3,0	89,0	0,73	315	H
4MTH 400 L8	200	750	1480	407	271	-	93,5	0,80	400	H
4MTH 400 M8	160	750	1380	330	266	-	93,3	0,79	400	H
4MTH 400 S8	132	750	1230	272	271	-	92,3	0,80	400	H
4MTH 400 L10	160	600	1580	355	242	2,55	91,3	0,73	400	H
4MTH 400 M10	132	600	1420	285	249	2,1	91,3	0,73	400	H
4MTH 400 S10	110	600	1255	240	251	1,75	90,5	0,73	400	H

Пример выполнения технического задания № 1: Расчет механизма передвижения башенного крана

Исходные данные для рассчитываемого крана КБМ-401П-31:

- 1) конструктивный вес $Q_k = 65 \text{ Т} = G_c + G_{пл.} + G_{б.} + G_n$.
- 2) вес балласта на поворотной платформе $G_{б.п.} = 50 \text{ Т}$;
- 3) общий вес крана $Q_{об.} = 115 \text{ Т} = Q_k + G_{б.п.}$.
- 4) плечо действия силы от оси вращения до стрелы (вылет крюка), $A = 30 \text{ м}$

Схема для расчета показана на рис. 1.

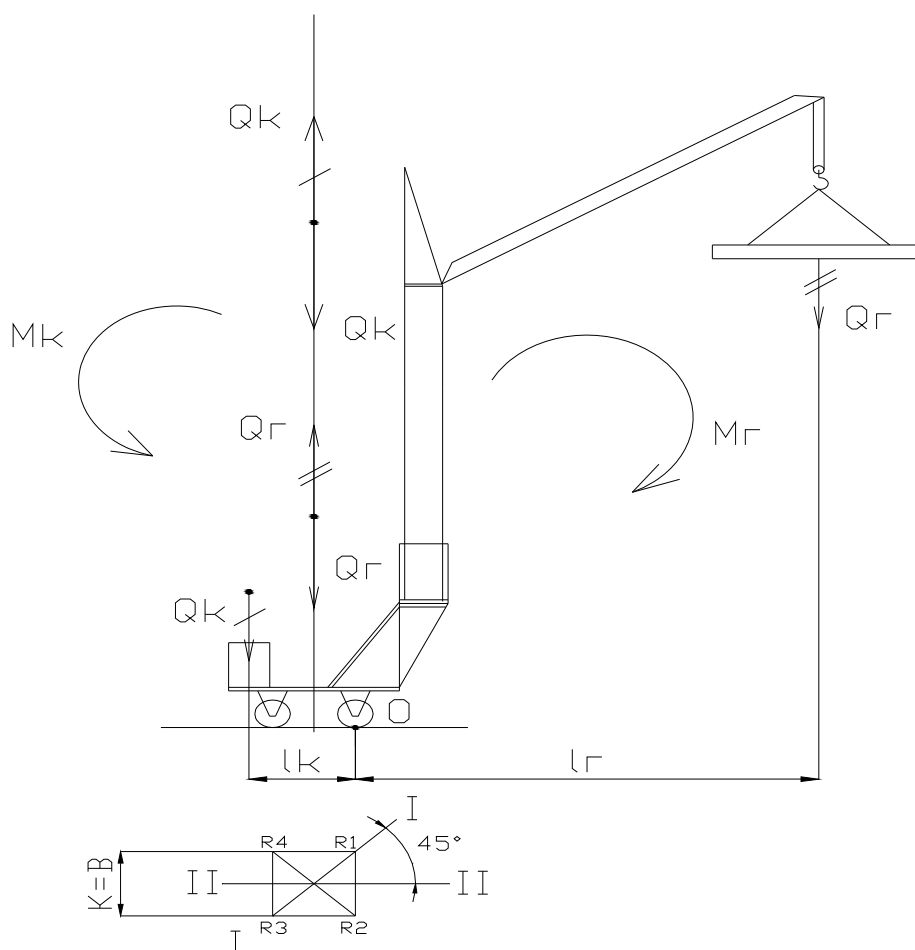


Рис.1 Схема механизма передвижения башенного крана

В условиях эксплуатации кран может опираться на четыре, три и две условные точки опоры, т.е. ходовые колеса или балансирные тележки.

Из-за неточности устройства подкрановых путей или из-за неравномерной осадки пути кран может опираться на три точки. В этом случае обычно стрела с грузом на крюке находится в опорном контуре (рис.1), например, $R_4=0$, стрела находится в пределах $R_3 \div R_2 \div R_1$. при повороте стрелы в сектор $R_3 - R_1$ с положения II-II при направлении стрелы по диагонали происходит загрузка опоры R_4 и разгрузка опоры R_2 и может иметь место случай, когда кран перекачивается относительно оси $R_3 - R_1$, опираясь только на две точки.

Считаем этот случай наиболее опасным, а, следовательно, расчетным. Давление на колесо определяем как сумму составляющих от вертикальных сил и моментов.

Для приведения вертикальных усилий на ось вращения поворотной части приложим вдоль нее одинаковые по величине усилия, направленные в разные стороны. Замечаем, что образовалось 2 пары сил, которые заменяем моментами M_k и M_r .

$$\text{Момент от веса крана: } M_k = Q_k (l_k - 0,5B)$$

$$\text{Момент от веса груза: } M_r = Q_r (l_r + 0,5B)$$

Из условия грузовой устойчивости:

$$K_r = \frac{\sum M_{уд}}{\sum M_{опр}} = \frac{Q_k \cdot l_k}{Q_r \cdot l_r} = 1,4; \text{ выразим плечо } l_k:$$

$$\text{Нагрузка на одну опору от вертикальных усилий: } Q_e = \frac{Q_k + Q_r}{2}$$

Нагрузка на одну опору от моментов:

$$Q_m = \frac{M_k - M_r}{\Pi} = \frac{1,4Q_r l_r - 0,5BQ_k - Q_r l_r - 0,5Q_r B}{\Pi}$$

Суммарная нагрузка от вертикальных сил и моментов на опору, находящуюся под грузом:

$$\begin{aligned}
Q_{\text{сум}} &= Q_{\text{в}} + Q_{\text{м}} = 0.5(Q_{\text{к}} + Q_{\text{з}}) + \frac{1}{\Pi} \cdot (0.4Q_{\text{з}}l_{\text{з}} - 0.5Q_{\text{к}}B - 0.5Q_{\text{з}}B) = \\
&= 0.5(Q_{\text{к}} + Q_{\text{з}}) + \frac{1}{\Pi} (0.4Q_{\text{з}}l_{\text{з}} - 0.5B(Q_{\text{к}} + Q_{\text{з}})) \\
\Pi &= \frac{B}{\cos \alpha} = \frac{6}{\cos 45^\circ} = 8,5 \text{ м} \quad l_{\text{з}} = L - 0,5B = 30 - 0,5 \cdot 6 = 27 \text{ м}; \\
Q_{\text{сум}} &= 0,5 \cdot (115 + 8) + \frac{1}{8,5} (0,4 \cdot 8 \cdot 27 - 0,5 \cdot 6 \cdot (115 + 8)) = 28,25 \text{ Т}.
\end{aligned}$$

Из условия прочности подкранового рельса и допускаемых давлений на грунт давление на одно ходовое колесо должно быть не более 22-27 Т. Следовательно, принимаем в каждой опорной точке по два ходовых колеса с балансирной тележкой. Тогда давление на одно колесо:

$$F_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{сум}}}{2} = \frac{28,25}{2} = 14,13 \text{ Т}.$$

Расчетная нагрузка на ходовое колесо:

$$F_p = K_n K_d F_{\text{max}} = 1,1 \cdot 1 \cdot 14,13 = 15,54 \text{ Т}, \text{ где}$$

K_n – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса. Для рельсов с выпуклой головкой $K_n = 1,1$;

K_d – коэффициент динамичности, учитывающий влияние вертикальной нагрузки от неровности рельсового пути и стыков, зависит от скорости передвижения крана. При скорости передвижения крана $V = 28$ м/мин (0,467 м/сек) $K_d = 1$.

По каталогу принимаем диаметр рабочей поверхности колеса $D_k = 500$ мм с шириной беговой дорожки $b = 100$ мм.

Выбираем рельс КР70 с шириной головки $b_p = 70$ мм, радиусом головки $R_p = 400$ мм.

Проверяем беговую дорожку ходового колеса по контактными напряжениям:

$$\sigma_k = K_\tau \cdot K_r \cdot \sqrt[3]{\frac{F_p \cdot E_{np}^2}{R_{\text{max}}^2}} \leq [\sigma_k],$$

где K_τ – коэффициент, учитывающий влияние окружной силы при работе ведущего колеса, для среднего режима работы $K_\tau = 1,05$;

K_r – коэффициент, зависящий от отношения R_k/R_p .

При $R_k/R_p=250/400=0,625$ $K_r=0,113$;

$E_{np}=2,1 \cdot 10^5$ МПа – приведенный модуль упругости для стального колеса и стального рельса;

R_{max} – радиус колеса или рельса, наибольший из них;

$[\sigma_k]$ – допускаемое контактное напряжение, зависит от материала и количества нагрузок на пятно контакта колеса за срок службы. Для стали, из которой изготовлены колеса, и среднего режима работы $[\sigma_k]=600$ МПа.

$$\sigma_k = 1,05 \cdot 0,113 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,1554 \cdot (2,1 \cdot 10^5)^2}{0,4^2}} = 415,14 \text{ МПа} < 600 \text{ МПа} .$$

Определяем сопротивление передвижению башенного крана.

Общее сопротивление передвижению крана определяем как сумму сопротивлений трения, ветра и уклона:

$$W = F_{mp} + F_{ук} + F_{в} ,$$

где F_{mp} – сила на преодоление трения во всех подвижных контактах;

$F_{ук}$ – сила сопротивления от уклона;

$F_{в}$ – сила сопротивления ветра.

$$F_{mp} = F_m + F_k + F_p ,$$

$F_m = (Q_k + Q_2) \cdot \frac{fd}{D_k}$ – сила трения в опорах подшипника,

$F_k = (Q_k + Q_2) \cdot \frac{2\mu}{D_k}$ – сила трения качения колеса по рельсу,

$D_k=500$ мм – диаметр ходового колеса;

d – диаметр цапфы. $d = (0,25 \div 0,30)D_k = (0,25 \div 0,30) \cdot 500 = 125 \div 130$ мм, принимаем $d=150$ мм;

$f=0,015$ – коэффициент трения в подшипниках колес; подшипники выбираем сферические двухрядные [1. стр.100, табл.26];

$\mu=0,06$ см – коэффициент трения качения колеса по рельсу, зависит от диаметра и материала колеса и рельсов [1. стр.100, табл.27];

F_p – сила трения ребрами колес о рельсы, теоретически определить затруднительно, поэтому она учитывается коэффициентом K_p , для кранов на цилиндрических колесах $K_p=1,5$.

$$F_{mp} = (Q_k + Q_s) \frac{fd + 2\mu}{D_k} \cdot K_p = (115000 + 8000) \frac{0,015 \cdot 15 + 2 \cdot 0,06}{50} \cdot 1,5 = 1273 \text{кГ}$$

$$\text{Соппротивление от уклона } F_{ук} = (Q_k + Q_s) \cdot \text{Sin}\alpha_y,$$

где $\text{Sin}\alpha_y = 0,001 \div 0,01$ – коэффициент уклона. Для башенных кранов $\text{Sin}\alpha_y = 0,01$.

$$F_{ук} = (115000 + 8000) \cdot 0,01 = 1230 \text{кГ}$$

$$\text{Ветровая нагрузка } F_e = \rho \cdot A,$$

где ρ – распределенная ветровая нагрузка, зависит от конструкции крана, высоты и района установки;

A – расчетная площадь крана и груза.

$$\text{Распределенная ветровая нагрузка: } \rho = q_o n_e c \beta,$$

где n_e – коэффициент, учитывающий возрастание скоростного напора в зависимости от высоты над поверхностью земли, $n_e = 1,85$ [1. стр.11, табл.5];

c – аэродинамический коэффициент; для коробчатых конструкций, прямоугольных кабин, противовесов, канатов, груза $c = 1,2$;

β – коэффициент динамичности, $\beta = 1,1$.

Различают ветровую нагрузку рабочего состояния, при действии которой грузоподъемная машина должна работать нормально ($q_o = 15 \text{кГ/м}^2$, что соответствует скорости ветра 15 м/с), и ветровую нагрузку нерабочего состояния, при этом значение q_o принимается в соответствии с картой районирования, в которой обозначены 7 районов (для России) со скоростным напором на высоте до 10 м от поверхности земли.

Оценим наветренную площадь крана $A_{кр}$, используя размеры металлоконструкций башенных кранов [1. стр.198, табл.40]

Башня крана состоит их 8 модулей (параллелепипеды) и 2 модулей (пирамидальной формы) высотой 5,6 м, поперечное сечение башни – квадрат со стороной $a_6 = (0,9 \div 1,1) \frac{H}{20}$,

где $H = 53 \text{м}$ – высота подъема при максимальном вылете, принимаем $a_6 = 2,65 \text{м}$.

Наветренная площадь башни:

$A_{\delta} = [8 \cdot (5,6 \cdot 2,65) + 2 \cdot \left(\frac{5,6 \cdot 2,65}{2}\right)] \cdot 0,15 = 20,03 \text{ м}^2$, где 0,15 – коэффициент решетчатости.

$$\text{Длина стрелы } L_c = \frac{L - x_{\delta} - x_0}{\cos \beta_{\min}} = \frac{30 - 1,46 - 2,85}{\cos 15} = 26,6 \text{ м},$$

где $L=30 \text{ м}$ – наибольший вылет; x_{δ} – расстояние от оси вращения крана до оси башни,

$$x_{\delta} = (1,1 \div 1,2) \frac{a_{\delta}}{2}, \text{ принимаем } x_{\delta} = 1,46 \text{ м};$$

x_0 – расстояние от оси вращения башни до оси пяты стрелы,

$$x_0 = \frac{a_{\delta}}{2} + 0,2 = 2,85 \text{ м}; \quad \beta_{\min} = 15^{\circ} \text{ – минимальный угол наклона стрелы.}$$

Поперечное сечение стрелы – квадрат со стороной $h_c = (0,9 \div 1,1) A/22$, принимаем $h_c = 1,3 \text{ м}$, тогда наветренная площадь стрелы: $A_c = 26,6 \cdot 1,3 \cdot 0,15 = 5,2 \text{ м}^2$

Наветренная площадь поворотной платформы с противовесом $A_{пл} = 8 \text{ м}^2$;

Наветренная площадь неповоротной части крана $A_n = 4 \text{ м}^2$;

Наветренная площадь крана $A_{кр} = 20,03 + 5,2 + 8 + 4 = 37,2 \text{ м}^2$;

Наветренная площадь груза $A_{гр} = 4,1 \text{ м}^2$ – блок шахты лифта.

Расчетная площадь крана и груза: $A = 37,2 + 4,1 = 41,3 \text{ м}^2$.

Ветровая нагрузка $F_{\delta} = 15 \cdot 1,85 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 41,3 = 1512,8 \text{ кГ}$

Общее сопротивление передвижению крана:

$$W = F_{тр} + F_{ук} + F_{\delta} = 1273 + 1230 + 1512,8 = 4015,8 \text{ кГ}$$

Мощность привода.

Кинематическая схема привода механизма передвижения представлена на рис. 2

В период установившегося движения в механизмах передвижения крана действуют только статические нагрузки от сил трения (при небольших внешних усилиях от ветра и уклона пути).

Основными нагрузками, определяющими мощность двигателя и прочность механизмов, являются динамические нагрузки, которые возникают в период пуска и торможения. Для предварительного выбора двигателя определяют общее сопротивление передвижению груженого крана с учетом сил инерции масс в пусковой период:

$$W_{об} = W + W_{ин}.$$

$$W_{ин} = (1,1 \div 1,3)(m_k + m_z) a$$

m_z, m_k – поступательно движущиеся массы груза и крана, т;

a – среднее ускорение крана при пуске, m/c^2 ;

допускаемые значения $a=(0,05 \div 0,25)m/c^2$, принимаем $a=0,15m/c^2$ по [1. стр.103, табл.29];

$(1,1 \div 1,3)$ – коэффициент, учитывающий вращающиеся массы привода и раскачивание привода.

$$W_{ин} = 1,2 \cdot \frac{Q_k + Q_z}{g} \cdot a = 1,2 \cdot \frac{115000 + 8000}{9,81} \cdot 0,15 = 2256,9 \text{ кГ},$$

$$W_{об} = 4015,8 + 2256,9 = 6272,7 \text{ кГ}.$$

Необходимая мощность двигателей механизма передвижения:

$$N = \frac{W_{об} \cdot V_{кр}}{102 \cdot \eta_m \cdot \psi_{ср.п}},$$

где $V_{кр}$ – скорость передвижения крана, $V_{кр}=28 \text{ м/мин } (0,467 \text{ м/с})$;

η_m – КПД механизма передвижения;

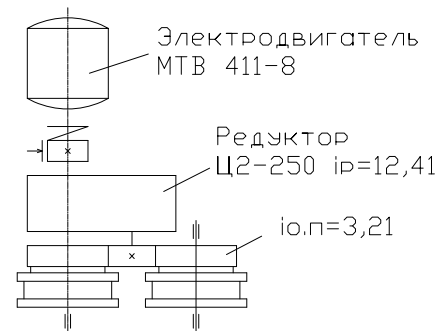
$\psi_{ср.п}$ – средняя кратность пускового момента двигателя,

$\psi_{ср.п} = M_{пуск}/M_{ном}=(0,8 \div 2)$, принимаем $\psi_{ср.п} = 1,4$ по [1. стр.74, табл.14].

КПД механизма передвижения [2. стр.39]: $\eta_m = \eta_{муф} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{он} \cdot \eta_{пс}^2$

$\eta_{ред} = \eta_{пк}^3 \cdot \eta_{зз}^2 \cdot \eta_{эн}^2 = 0,895$ – КПД редуктора;

$\eta_{муф} = 0,98$ – КПД муфты; $\eta_{пк} = 0,99$ – КПД подшипников качения; $\eta_{пс} = 0,98$ – КПД подшипников скольжения; $\eta_{он} = 0,94$ – КПД открытой передачи;



Кинематическая схема механизма передвижения крана.

Рис.2

$\eta_{зз} = 0,97$ – кпд зубчатого зацепления в редукторе; $\eta_{ен} = 0,98$ – кпд гидравлических потерь по [2. стр.40, табл.2.2.]

$$\eta_m = 0,98 \cdot 0,895 \cdot 0,94 \cdot 0,98^2 = 0,8$$

Необходимая мощность двигателей: $N = \frac{6272,7 \cdot 0,467}{102 \cdot 0,8 \cdot 1,4} = 25,64 \text{ кВт}$

На башенных кранах целесообразно применять механизм передвижения крана с отдельным приводом, где применяются два двигателя с редукторами.

Мощность двигателя: $N_{дв} = 0,6 \cdot N = 0,6 \cdot 25,64 = 15,38 \text{ кВт}$

По каталогу крановых двигателей по [1. стр.452] выбираем два асинхронных электродвигателя с фазовыми роторами МТВ 411-8 мощностью $N_{дв} = 16 \text{ кВт}$; числом оборотов $n = 710 \text{ об/мин}$; $M_{max} = 62 \text{ кг} \cdot \text{м}$; $I_p = 0,0547 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; перегрузочной способностью $\psi_{max} = 2,6$.

Общее передаточное число механизма: $i_m = \frac{n}{n_k} = \frac{710}{17,83} = 39,84$,

где $n_k = \frac{V_{кр}}{\pi D_k} = \frac{28}{3,14 \cdot 0,5} = 17,83 \text{ об/мин}$ - число оборотов ходового колеса.

Разбиваем общее передаточное число по ступеням редуктора и открытой зубчатой передаче.

Выбираем два редуктора Ц2-250 по [1. стр.463] с передаточными числами $i_{ред} = 12,41$, способными передавать мощность $N_{ред} = 16,6 \text{ кВт}$ при частоте вращения входного вала $n_{ред} = 750 \text{ об/мин}$.

Тогда передаточное отношение открытой зубчатой передачи:

$$i_{от} = \frac{39,84}{12,41} = 3,21$$

Проверка выбранных двигателей по условиям нагрева.

Момент статического сопротивления при перемещении крана с номинальным грузом, приведенный к валу двигателя (при одинаковом нагружении двигателей):

$$M_{н.з.} = \frac{WD_k}{2 \cdot 2 i_m \eta_m} = \frac{4015,8 \cdot 0,5}{2 \cdot 2 \cdot 39,84 \cdot 0,8} = 15,7 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Номинальный момент выбранных двигателей при $\psi_{max} = 2,6$:

$$M_{ном} = \frac{M_{max}}{\psi_{max}} = \frac{62}{2,6} = 23,85 \text{ кГ} \cdot \text{м}$$

Загрузка двигателя при перемещении номинального груза:

$$\alpha = \frac{M_{н.з.}}{M_{ном}} = \frac{15,7}{23,85} = 0,658$$

При перегрузочной способности 260%, пользуясь графиком [1. стр.169, рис.75а] при $\alpha=0,658$ находим относительное время пуска при пониженном напряжении $t_{н.о.}=1,25с$.

Время разгона при перемещении с номинальным грузом:

$$t_n = t_{н.о.} \cdot \frac{I_{np} \omega}{M_{ном}},$$

где I_{np} – момент инерции, приведенный к валу двигателя

$$I_{np} = \delta(I_p + I_m) + \frac{Q_k + Q_z}{2g} \cdot \frac{R_k^2}{i_m^2 \eta_m},$$

где δ – коэффициент, учитывающий моменты инерции масс деталей, вращающихся медленнее, чем вал двигателя, $\delta=1,05 \div 1,25$, принимаем $\delta=1,2$ [1. стр.75].

По [1. стр.475, прил. XLIV] подбираем зубчатую муфту с тормозным шкивом: диаметр тормозного шкива $D_m=200\text{мм}$, наибольший крутящий момент передаваемый муфтой $M_m=70 \text{ кГ} \cdot \text{м}$, момент инерции муфты $I_m=0,00763 \text{ кГ} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$.

$$I_{np} = 1,2(0,0547 + 0,00763) + \frac{115000 + 8000}{2 \cdot 9,81} \cdot \frac{0,25^2}{39,84^2 \cdot 0,8} = 0,3834 \text{ кГ} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$$

ω – угловая скорость вращения вала двигателя: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 710}{30} = 74,35 \text{ с}^{-1}$

Таким образом, время разгона при перемещении с номинальным грузом:

$$t_n = 1,25 \cdot \frac{0,3834 \cdot 74,35}{23,85} = 1,2 \text{ с}$$

Средний рабочий путь крана принимается в пределах $1/2 \div 3/4$ длины путей, обслуживаемых краном:

$$L_{раб} = \frac{1}{2} \cdot 30 = 15 \text{ м}, \text{ где } S=30 \text{ м} - \text{длина путей.}$$

$$\text{Среднее время рабочей операции: } t_p = \frac{L_{\text{раб}}}{V_{\text{кр}}} = \frac{15}{0,467} = 32,12 \text{ с.}$$

Отношение времени протекания пускового тока к среднему времени операции:

$$\frac{t_n}{t_p} = \frac{1,2}{32,12} = 0,037.$$

По графику [1. стр.106, рис.43] определяем вспомогательный коэффициент:

$$\gamma = \frac{N_e}{N_{н.з.}} = 0,92.$$

Мощность, необходимая для перемещения крана с номинальным грузом:

$$N_{н.з.} = \frac{M_{н.з.} \cdot n}{975} = \frac{15,7 \cdot 710}{975} = 11,43 \text{ кВт.}$$

Находим эквивалентную мощность:

$$N_e = \gamma \cdot N_{н.з.} = 0,92 \cdot 11,43 = 10,52 \text{ кВт.}$$

Находим номинальную мощность двигателей при ПВ=25% (средний режим работы):

$$N_{25} = N_e K = 10,52 \cdot 0,75 = 7,89 \text{ кВт,}$$

где $K=0,75$ – коэффициент, принимаемый в зависимости от режима работы [1. стр.107, табл.30].

Проверка двигателей по пусковому моменту.

Условие правильности выбора двигателя по перегрузке:

$$\psi = \frac{M_n}{M_{ном}} \leq [\psi_{\text{max}}],$$

где пусковой момент $M_n = M_{н.з.} + M_o = 15,7 + 23,75 = 39,45 \text{ кГ} \cdot \text{м}$,
динамический момент $M_o = I_{np} \cdot \varepsilon = I_{np} \cdot \frac{\omega}{t_n} = 0,3834 \cdot \frac{74,35}{1,2} = 23,75 \text{ кГ} \cdot \text{м}$.

Коэффициент перегрузки двигателей при пуске:

$$\psi = \frac{M_n}{M_{ном}} = \frac{39,45}{23,85} = 1,65 < 2,6 = [\psi_{\text{max}}].$$

Расчет геометрических, кинематических и силовых параметров выбранного редуктора

Проведем расчет геометрических, кинематических и силовых параметров выбранных редукторов Ц2-250.

Определим передаточные числа ступеней редуктора.

$i_{ред} = i_{1cm} \cdot i_{2cm} = 12,41$, принимаем $i_{1cm} = 3,1$, а $i_{2cm} = 4$, тогда передаточное число редуктора $i_{ред} = 3,1 \cdot 4 = 12,408$.

Таким образом, передаточное отношение открытой передачи:

$$i_{он} = \frac{i_m}{i_{ред}} = \frac{39,84}{12,408} = 3,21.$$

Силовые (мощность и крутящий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах исходя из требуемой (расчетной) мощности двигателя $N_{дв} = 16$ кВт и его номинальной частоты вращения $n = 710$ об/мин, расчет приведен в таблице 10.

Силовые и кинематические параметры привода

Таблица 10

Параметр	Вал	Последовательность соединения элементов привода		Числовое значение		
		Дв-м-зп-оп-рм				
Мощность N, кВт	Двигатель	$N_{дв}$		16		
	Быстроходный	$N_1 = N_{дв} \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{пк}$		15,52		
	Промежуточный	$N_2 = N_1 \cdot \eta_{пк} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{зз}$		14,75		
	Тихоходный	$N_3 = N_2 \cdot \eta_{пк} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{зз}$		14,02		
	Рабоч. механизм	$N_{рм} = N_3 \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пс}^2$		12,66		
Частота вращения n , об/мин	Угловая скорость ω , с ⁻¹	Двигатель	n	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$	710	74,35
		Быстроходный	$n_1 = n$	$\omega_1 = \omega$	710	74,35

	Промежуточный	$n_2 = \frac{n_1}{i_{1cm}}$	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{1cm}}$	22 9	23,9 8
	Тихоходный	$n_3 = \frac{n_2}{i_{2cm}}$	$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_{2cm}}$	57, 25	5,99 5
	Рабоч. механизм	$n_{pm} = \frac{n_3}{i_{on}}$	$\omega_{pm} = \frac{\omega_3}{i_{on}}$	17, 83	1,87
Вращающий момент М, Н·м	Двигатель	$M_{\delta\delta} = \frac{N_{\delta\delta}}{\omega}$		215,2	
	Быстроходный	$M_1 = M_{\delta\delta} \cdot \eta_{myf} \cdot \eta_{nk}$		208,8	
	Промежуточный	$M_2 = M_1 \cdot i_{1cm} \cdot \eta_{nk} \cdot \eta_{z3} \cdot \eta_{zn}$		615,37	
	Тихоходный	$M_3 = M_2 \cdot i_{2cm} \cdot \eta_{nk} \cdot \eta_{z3} \cdot \eta_{zn}$		2340,12	
	Рабоч.мех.	$M_{pm} = M_3 \cdot i_{on} \cdot \eta_{on} \cdot \eta_{nc}^2$		6781,46	

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерней НВ₁ и НВ₃ назначается больше твердости колес НВ₂ и НВ₄. для увеличения нагрузочной способности передачи, уменьшения ее габаритов и металлоемкости достигают разности средних твердостей НВ_{1cp}-НВ_{2cp}≥70 и НВ_{3cp}-НВ_{4cp}≥70. при этом твердость рабочих поверхностей зубьев колес ≤350 НВ, а зубьев шестерен ≥350 НВ и измеряется по шкале Роквелла, ≥45 HRC₃.

По [2. табл.3.1, табл.3.2] выбираем материал, термообработку и твердость зубчатых пар и заносим данные в таблицу 21.

Твердость, термообработка и материал колес

Таблица 11

Деталь	Материал	Термообработка	Твердость
Шестерни	Сталь 40Х	Улучшение+закалка ТВЧ	40...50HRC
Колеса	Сталь 40Х	Улучшение	235...262НВ

$$НВ_{1cp}=НВ_{3cp}=458НВ (47,5HRC);$$

$$НВ_{2cp}=НВ_{4cp}=248,5НВ$$

$$НВ_{1cp}-НВ_{2cp}= НВ_{2cp}=НВ_{4cp} =458-248,5=209,5\geq 70$$

Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$, Н/мм².

Определяем коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}},$$

где N_{HO} – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости, определяется по [2. табл.3.3]:

$$N_{HO1} = N_{HO3} = 71,04 \cdot 10^6; N_{HO2} = N_{HO4} = 16,3 \cdot 10^6,$$

N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка), $N = 573 \omega L_h$, здесь ω – угловая скорость соответствующего вала, L_h – срок службы привода (ресурс).

$$\omega_1 = 74,35 \text{ c}^{-1}; \omega_2 = \omega_3 = 23,98 \text{ c}^{-1}; \omega_4 = 5,995 \text{ c}^{-1};$$

$$L_h = 365 L_2 L_c t_c = 365 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 8 = 29200 \text{ ч},$$

где L_2 – срок службы; оцениваем ресурс и принимаем $L_2 = 5 \text{ лет}$; $L_c = 2$ – число смен; $t_c = 8 \text{ ч}$ – продолжительность смен.

$$N_1 = 573 \cdot 74,35 \cdot 29200 = 1244 \cdot 10^6,$$

$$N_2 = N_3 = 4012,24 \cdot 10^6,$$

$$N_4 = 100,3 \cdot 10^6$$

Т.к. все $N > N_{HO}$, то принимаем $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{HL3} = K_{HL4} = 1$ [2. стр.51].

По [2. табл.3.1] определяем допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{HO}$, соответствующие пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений N_{HO} .

$$[\sigma]_{HO1} = [\sigma]_{HO3} = 14 HRC_{CP} + 170 = 14 \cdot 47,5 + 170 = 835 \text{ Н/мм}^2,$$

$$[\sigma]_{HO2} = [\sigma]_{HO4} = 1,8 HB_{CP} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем допускаемые контактные напряжения для шестерен и колес:

$$[\sigma]_{H1} = [\sigma]_{H3} = K_{HL1} [\sigma]_{HO1} = K_{HL3} [\sigma]_{HO3} = 835 \text{ Н/мм}^2,$$

$$[\sigma]_{H2} = [\sigma]_{H4} = K_{HL2} [\sigma]_{HO2} = K_{HL4} [\sigma]_{HO4} = 514,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Зубчатые передачи с непрямыми зубьями при разности средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса $HВ_{1cp} - HВ_{2cp} \geq 70$ и $HВ_{3cp} - HВ_{4cp} \geq 70$ и твердости зубьев колеса ≤ 350 НВ рассчитывают по среднему допускаемому контактному напряжению:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H3} + [\sigma]_{H4}) \leq 1,23 \cdot [\sigma]_{H2}$$

$$[\sigma]_H = 0,45(835 + 514,3) = 607,182 \text{ Н / мм}^2 < 632,59 \text{ Н / мм}^2$$

$$1,23 \cdot [\sigma]_{H2} = 1,23 \cdot 514,3 = 632,59 \text{ Н / мм}^2$$

Определяем допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$, Н/мм². Коэффициент долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}},$$

где $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – число перемены напряжений для всех сталей, соответствующее пределу выносливости; N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка).

Т.к. все $N > N_{FO}$, то принимаем $K_{FL1} = K_{FL2} = K_{FL3} = K_{FL4} = 1$

Определяем допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_{FO}$, соответствующее пределу изгибной выносливости при числе циклов перемены напряжений N_{FO} .

$$[\sigma]_{FO1} = [\sigma]_{FO3} = 370 \text{ Н/мм}^2,$$

$$[\sigma]_{FO2} = [\sigma]_{FO4} = 1,03 \cdot HB_{cp2,4} = 1,03 \cdot 248,5 = 255,96 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерен и колес:

$$[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F3} = K_{FL1} [\sigma]_{FO1} = K_{FL3} [\sigma]_{FO3} = 370 \text{ Н/мм}^2,$$

$$[\sigma]_{F2} = [\sigma]_{F4} = K_{FL2} [\sigma]_{FO2} = K_{FL4} [\sigma]_{FO4} = 255,96 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчет модуля зацепления для цилиндрических передач с непрямыми зубьями выполняют по меньшему значению $[\sigma]_F$ из полученных для шестерни $[\sigma]_{F1,3}$ и колеса $[\sigma]_{F2,4}$.

Расчет зубчатых передач редуктора. Определяем главный параметр – межосевое расстояние:

$$\text{для 1-ой ступени: } a_{w1} \geq K_a (i_{1cm} + 1) \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot 10^3}{\psi_a i_{1cm}^2 [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}},$$

$$\text{для 2-ой ступени: } a_{w2} \geq K_a (i_{2cm} + 1) \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot 10^3}{\psi_a i_{2cm}^2 [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}},$$

где K_a – вспомогательный коэффициент, для косозубых передач $K_a = 43$;

$\psi_a = b_2/a_w$ – коэффициент ширины венца колеса, $\psi_a = 0,28 \dots 0,36$ [2. стр.58], принимаем $\psi_a = 0,36$;

$K_{н\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{н\beta} = 1$ [2. стр.59].

Полученное значение межосевого расстояния округлить до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров [2. табл.13.15].

Для 1-ой ступени:

$$a_{w1} \geq 43(3,1+1) \sqrt[3]{\frac{615,37 \cdot 10^3}{0,36 \cdot 3,1^2 \cdot 607,18^2}} \cdot 1 = 138,3 \text{ мм},$$

принимаем $a_{w1} = 140 \text{ мм}$.

Для 2-ой ступени:

$$a_{w2} \geq 43(4+1) \sqrt[3]{\frac{2340,12 \cdot 10^3}{0,36 \cdot 4^2 \cdot 607,18^2}} \cdot 1 = 222 \text{ мм},$$

принимаем $a_{w2} = 220 \text{ мм}$.

Определяем модуль зацепления:

$$\text{для 1-ой ступени: } m_1 \geq \frac{2K_m M_2 \cdot 10^3}{d_2^{1cm} \cdot b_2^{1cm} \cdot [\sigma]_F};$$

$$\text{для 2-ой ступени: } m_2 \geq \frac{2K_m M_3 \cdot 10^3}{d_2^{2cm} \cdot b_2^{2cm} \cdot [\sigma]_F},$$

где K_m – вспомогательный коэффициент, для косозубых передач $K_m = 5,8$.

$$d_2^{1cm} = \frac{2a_{w1} i_{1cm}}{i_{1cm} + 1} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 3,1}{3,1 + 1} = 211,71 \text{ мм} - \text{ делительный диаметр колеса 1-ой}$$

ступени;

$$d_2^{2cm} = \frac{2a_{w2} i_{2cm}}{i_{2cm} + 1} = \frac{2 \cdot 220 \cdot 4}{4 + 1} = 352 \text{ мм} - \text{ делительный диаметр колеса 2-ой ступени};$$

$$b_2^{1cm} = \psi_a a_{w1} = 0,36 \cdot 140 = 50,4 \text{ мм} - \text{ ширина венца колеса 1-ой ступени};$$

$$b_2^{2cm} = \psi_a a_{w2} = 0,36 \cdot 220 = 79,2 \text{ мм} - \text{ ширина венца колеса 2-ой ступени}.$$

Полученное значение модуля округлить в большую сторону до стандартного из ряда чисел [2. стр.59].

$$m_1 = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 615,37 \cdot 10^3}{211,71 \cdot 50,4 \cdot 255,96} = 2,61, \text{ принимаем } m_1 = 3;$$

$$m_2 = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 2340,12 \cdot 10^3}{352 \cdot 79,2 \cdot 255,96} = 3,8, \text{ принимаем } m_2 = 4.$$

Определим угол наклона зубьев β_{min} :

$$\beta_{min1} = \arcsin \frac{3,5m_1}{b_2^{1cm}} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 3}{50,4} = 12,02^\circ ;$$

$$\beta_{min2} = \arcsin \frac{3,5m_2}{b_2^{2cm}} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 4}{79,2} = 10,81^\circ .$$

Определим суммарное число зубьев шестерни и колеса:

на первой ступени $z_{\Sigma1} = z_1 + z_2 = \frac{2a_{w1} \cos \beta_{min1}}{m_1} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos 12,02}{3} = 91,28,$

на второй ступени $z_{\Sigma2} = z_3 + z_4 = \frac{2a_{w2} \cos \beta_{min2}}{m_2} = \frac{2 \cdot 220 \cdot \cos 10,18}{4} = 108,3,$

округлить в меньшую сторону до целого числа.

Получаем $z_{\Sigma1} = z_1 + z_2 = 91$, $z_{\Sigma2} = z_3 + z_4 = 108$.

Уточняем действительную величину угла наклона зубьев:

$$\beta_1 = \arccos \frac{z_{\Sigma1} \cdot m_1}{2a_{w1}} = \arccos \frac{91 \cdot 3}{2 \cdot 140} = 12,84^\circ ,$$

$$\beta_2 = \arccos \frac{z_{\Sigma2} \cdot m_2}{2a_{w2}} = \arccos \frac{108 \cdot 4}{2 \cdot 220} = 10,94^\circ .$$

Определяем число зубьев шестерен (значение округляем до ближайшего целого числа) и колес. Из условий уменьшения шума и отсутствия подрезания колес рекомендуется принимать число зубьев шестерен ≥ 18 .

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma1}}{1 + i_{1cm}} = \frac{91}{1 + 3,1} = 22,19, \text{ получаем } z_1 = 22, z_2 = 69;$$

$$z_3 = \frac{z_{\Sigma2}}{1 + i_{2cm}} = \frac{108}{1 + 4} = 21,6, \text{ получаем } z_3 = 22, z_4 = 86.$$

Определяем фактическое передаточное отношение и проверяем его отклонение от заданного:

$$i_{\phi1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{69}{22} = 3,14; \Delta i_1 = \frac{|i_{\phi1} - i_{1cm}|}{i_{1cm}} \cdot 100\% = \frac{|3,14 - 3,1|}{3,1} \cdot 100\% = 1,3\% < 4\% ;$$

$$i_{\phi2} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{86}{22} = 3,91; \Delta i_2 = \frac{|i_{\phi2} - i_{2cm}|}{i_{2cm}} \cdot 100\% = \frac{|3,91 - 4|}{4} \cdot 100\% = 2,2\% < 4\% .$$

Определяем фактическое межосевое расстояние:

$$a_{w1} = \frac{(z_1 + z_2)m_1}{2 \cos \beta_1} = \frac{(22 + 69) \cdot 3}{2 \cdot \cos 12.84} = 140 \text{ мм};$$

$$a_{w2} = \frac{(z_3 + z_4)m_2}{2 \cos \beta_2} = \frac{(22 + 86) \cdot 4}{2 \cdot \cos 10.94} = 220 \text{ мм}.$$

Определим основные геометрические параметры передачи:

делительный диаметр шестерни $d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta}$, колеса $d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta}$;

диаметр вершин зубьев шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m$, колеса $d_{a2} = d_2 + 2m$;

диаметр впадин зубьев шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,4m$, колеса $d_{f2} = d_2 - 2,4m$;

ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (2...4) \text{ мм}$, колеса $b_2 = \psi_a a_w$.

Значения ширины зубчатых венцов округляются до целого числа по нормальным линейным размерам [2. табл.13.15].

Расчет геометрических параметров передачи представлен в таблице 22.

Основные геометрические параметры передачи

Таблица 12

Параметр	Шестерни		Колеса	
	1	3	2	4
Делительный диаметр, мм	$d_1=67,7$	$d_3=89,63$	$d_2=212,3$	$d_4=350,37$
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_{a1}=73,7$	$d_{a3}=97,63$	$d_{a2}=218,3$	$d_{a4}=358,37$
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_{f1}=60,5$	$d_{f3}=80,03$	$d_{f2}=205,1$	$d_{f4}=340,77$
Ширина венца,	$b_1=56$	$b_3=85$	$b_2=50$	$b_4=80$

мм				
----	--	--	--	--

Проверочный расчет.

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_{w1} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{67,7 + 212,3}{2} = 140 \text{ мм}, \quad a_{w2} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{89,63 + 350,37}{2} = 220 \text{ мм}.$$

Проверяем контактные напряжения:

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t (i_\phi + 1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma]_H,$$

где K – вспомогательный коэффициент, для косозубых передач $K=376$;

F_t – окружная сила в зацеплении:

$$F_{t1} = \frac{2M_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 615,37 \cdot 10^3}{212,3} = 5797,2 \text{ Н}, \quad F_{t2} = \frac{2M_3 \cdot 10^3}{d_4} = \frac{2 \cdot 2340,12 \cdot 10^3}{350,37} = 13358 \text{ Н}.$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для косозубых колес $K_{H\alpha}$ определяется по графику в зависимости от окружной скорости колес и степени точности передачи:

$$V_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{23,98 \cdot 212,3}{2 \cdot 10^3} = 2,55 \text{ м/с}, \quad V_4 = \frac{\omega_4 d_4}{2 \cdot 10^3} = \frac{5,995 \cdot 350,37}{2 \cdot 10^3} = 1,05 \text{ м/с}.$$

$$K_{H\alpha 1} = 1,13, \quad K_{H\alpha 2} = 1,105.$$

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи: $K_{HV1} = 1,031$, $K_{HV2} = 1,011$.

$$\sigma_{H1} = 376 \sqrt{\frac{5797,2 \cdot (3,14 + 1)}{212,3 \cdot 50}} \cdot 1,13 \cdot 1 \cdot 1,031 = 610,25 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{H2} = 376 \sqrt{\frac{13358 \cdot (3,91 + 1)}{350,37 \cdot 80}} \cdot 1,105 \cdot 1 \cdot 1,011 = 607,92 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемая перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%.

$$\frac{610,25 - 607,18}{607,18} 100\% = 0,5 < 5\%, \quad \frac{607,92 - 607,18}{607,18} 100\% = 0,12\% < 5\%.$$

Проверяем напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса.

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma]_{F2} - \text{ для колес};$$

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1} - \text{для шестерен,}$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для косозубых колес $K_{F\alpha}$ зависит от степени точности. $K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зубьев. Для прирабатывающихся колес $K_{F\beta} = 1$;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи. $K_{FV1} = 1,071$, $K_{FV2} = 1,041$;

Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса.

Эквивалентное число зубьев:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_1} = \frac{22}{\cos^3 12,84} = 24;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_1} = \frac{69}{\cos^3 12,84} = 73;$$

$$z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta_2} = \frac{22}{\cos^3 10,94} = 23;$$

$$z_{v4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta_2} = \frac{86}{\cos^3 10,94} = 89;$$

$$Y_{F1}=3,92; Y_{F2}= 3,95; Y_{F3}=3,61; Y_{F4}=3,60;$$

$Y_{\beta} = 1 - \beta/140^\circ$ – коэффициент учитывающий наклон зубьев.

$$Y_{\beta 1cm} = 1 - \frac{12,84}{140} = 0,908, Y_{\beta 2cm} = 1 - \frac{10,94}{140} = 0,922.$$

$$[\sigma]_{F2}=370 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F1}=255,96 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{F2} = 3,95 \cdot 0,908 \cdot \frac{5797,2}{50 \cdot 3} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,031 = 142,91 \text{ Н/мм}^2 < 255,96 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{F4} = 3,6 \cdot 0,922 \cdot \frac{13358}{80 \cdot 4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,011 = 140,08 \text{ Н/мм}^2 < 255,96 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{F1} = \frac{142,91 \cdot 3,92}{3,95} = 141,82 \text{ Н/мм}^2 < 370 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{F2} = \frac{140,08 \cdot 3,61}{3,6} = 140,77 \text{ Н/мм}^2 < 370 \text{ Н/мм}^2.$$

Предварительный выбор подшипников качения.

Определение диаметров ступеней валов под подшипники:

$d_n = d_1 + 2t$, где d_1 – диаметр первой ступени вала, t – высота буртика, определяется в зависимости от диаметра ступени d_1 .

$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}}$, где M_k – крутящий момент на данном валу, $[\tau]_k$ – допускаемое

напряжение на кручение, $[\tau]_k = 10 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$ (меньшие значения для быстроходных валов, большие – для тихоходных).

1) Быстроходный вал:

$d_1 = \sqrt[3]{\frac{208,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 47,1 \text{ мм}$, округляем до ближайшего стандартного

значения $d_1 = 48 \text{ мм}$; высота буртика $t = 2,8 \text{ мм}$;

$d_n = 48 + 2 \cdot 2,8 = 53,6 \text{ мм}$, округляем до ближайшего значения диаметра внутреннего кольца подшипника $d_n = 55 \text{ мм}$.

2) Промежуточный вал:

$d_1 = \sqrt[3]{\frac{615,37 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 58,98 \text{ мм}$, округляем до ближайшего стандартного значения

$d_1 = 60 \text{ мм}$; высота буртика $t = 3 \text{ мм}$;

$d_n = 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ мм}$, округляем до ближайшего значения диаметра внутреннего кольца подшипника $d_n = 65 \text{ мм}$.

3) Тихоходный вал:

$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2340,12 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 83,6 \text{ мм}$, округляем до ближайшего стандартного значения

$d_1 = 85 \text{ мм}$; высота буртика $t = 3,5 \text{ мм}$;

$d_n = 85 + 2 \cdot 3,5 = 92 \text{ мм}$, округляем до ближайшего значения диаметра внутреннего кольца подшипника $d_n = 90 \text{ мм}$.

Предварительно выбираем типоразмеры радиально-упорных шарикоподшипников (ГОСТ 831-75) средней серии по величине диаметра внутреннего кольца, равного диаметру ступеней вала под подшипники d_n (угол контакта $\beta = 26^\circ$) и выписываем основные параметры: геометрические размеры d , D , B ; коэффициент работоспособности – C ; допустимую статическую нагрузку – $Q_{ст}$.

- 1) 46311: $d = 55 \text{ мм}$, $D = 120 \text{ мм}$, $B = 29 \text{ мм}$, $C = 100000$, $Q_{ст} = 5500 \text{ кГ}$;
- 2) 46313: $d = 65 \text{ мм}$, $D = 140 \text{ мм}$, $B = 33 \text{ мм}$, $C = 124000$, $Q_{ст} = 7300 \text{ кГ}$;
- 3) 46318: $d = 90 \text{ мм}$, $D = 190 \text{ мм}$, $B = 43 \text{ мм}$, $C = 194000$, $Q_{ст} = 13000 \text{ кГ}$.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванченко Ф.К. «Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин» Киев, 1975.
2. Шейнблит А.Е. «Курсовое проектирование деталей машин» Высш.шк., 1991.
3. Чернявский С.А. и др. «Курсовое проектирование деталей машин» Машиностроение, 1979.
4. Сердобинцев Ю.П. «Расчет зубчатых передач: Методическое руководство к выполнению курсовых и контрольных работ по дисциплинам: «Строительные машины и основы автоматизации», «Механизация и автоматизация строительного производства», «Детали машин». Волгоград: ВолгГАСА, 1996.
5. Добронравов. С.С. Строительные машины и основы автоматизации.

М. Высшая школа, 2003. - 575с.

б. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций. Учебное пособие для вузов. Под ред. д-ра техн. наук М. П. Александрова и д-ра техн. наук Д. Н. Решетова. М., «Машиностроение», 1973, 256 с

План выпуска учеб.-метод. документ. 2015 г., поз. 17

Публикуется в авторской редакции

Подписано в свет 02.04.2015.

Гарнитура «Таймс». Уч.-изд. л. 1,0. Объем данных 512 Кбайт.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет»
400074, Волгоград, ул. Академическая, 1
<http://www.vgasu.ru>, info@vgasu.ru