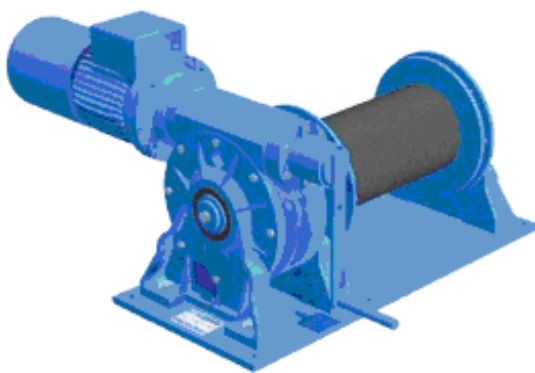


Б. В. Глухов, Д. С. Воронцов

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Учебное пособие



**Москва-Берлин
2016**

УДК 531.8 (075)
ББК 30.12я7
Г 55

Рецензенты:

В. Н. Анфёров, доктор техн. наук, проф. кафедры «Подъёмно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» Сибирского государственного университета путей сообщения;
В. М. Потапов, канд. техн. наук, проф. кафедры «Машиноведение» Новосибирского государственного педагогического университета

Глухов, Б. В.

Г 55 Прикладная механика : учебное пособие / Б. В. Глухов, Д. С. Воронцов. – М.-Берлин: Директ-Медиа, 2016. – 188 с.

ISBN 978-5-4475-6919-8

Работа содержит теоретический материал по дисциплине и методические указания к выполнению расчётно-графической работы по прикладной механике, содержащей разделы «Теория механизмов и машин», «Детали машин» и «Грузоподъёмные машины». Содержит задания на РГР, экзаменационные задачи, тестовые задания, необходимые справочные данные. Предназначена для студентов высших учебных заведений.

УДК 531.8 (075)
ББК 30.12я7

ISBN 978-5-4475-6919-8

© Глухов Б. В., Воронцов Д. С., текст, 2016
© Издательство «Директ-Медиа», оформление, 2016

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Прикладная механика» преподаётся в высших учебных заведениях различной направленности с различным составом изучаемых разделов. В данной работе она состоит из трёх базовых дисциплин: общетехнических «Теория механизмов и машин», «Детали машин» и специальной дисциплины «Грузоподъёмные машины», которые изучаются в вузах железнодорожного профиля. Учебники по прикладной механике в таком составе дисциплин отсутствуют. В работе приведен минимально необходимый теоретический материал; задание, порядок выполнения и правила оформления расчётно-графической работы, экзаменационные задачи, примеры их решения, тестовые задания и справочные данные.

1. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Темы:

- 1.1. Введение
- 1.2. Механические передачи
- 1.3. Механический коэффициент полезного действия
- 1.4. Параметры передач
- 1.5. Кинематика зубчатых передач
- 1.6. Геометрия зубчатых передач

1.1. Введение

Название дисциплины «Теория механизмов и машин», содержит термины «механизм» и «машина».

Машина есть устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.

Машина всегда совершает полезную работу. С точки зрения выполняемых функций машины подразделяются на четыре класса:

- 1) энергетические машины;
- 2) рабочие машины;
- 3) информационные машины;
- 4) кибернетические машины.

Энергетические машины предназначены для преобразования любого вида энергии в механическую и наоборот. К ним относятся электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания (ДВС), турбины, гидродвигатели, паровые машины, электрогенераторы и др.

Рабочие машины предназначены для преобразования материалов и подразделяются на технологические и транспортные.

В технологических машинах под материалом подразумевается предмет, который может быть в твердом, жидком либо газообразном состоянии, и его преобразование состоит в изменении размеров, формы, свойства или состояния. Это, например, станки различного назначения, компрессоры, машины сельского хозяйства, текстильные, металлургические, полиграфические и другие машины.

В транспортных машинах под материалом понимается перемещаемый предмет. К таким машинам относятся локомотивы, автомобили, самолеты, тракторы, краны, конвейеры, лифты и т. д.

Информационные машины предназначены для получения и преобразования информации. Если информация представлена в виде чисел, то информационная машина называется счетной, или вычислительной.

Кибернетической называется машина, заменяющая или имитирующая различные механические, физиологические или биологические процессы, присущие человеку и живой природе, и обладающая элементами искусственного интеллекта (роботы, аппараты искусственного кровообращения, искусственная почка и др.).

В качестве примера технологической машины рассматривается бульдозер (рис. 1.1), *структурная схема которого* представлена на рис. 1.2.



Рис. 1.1. Бульдозер

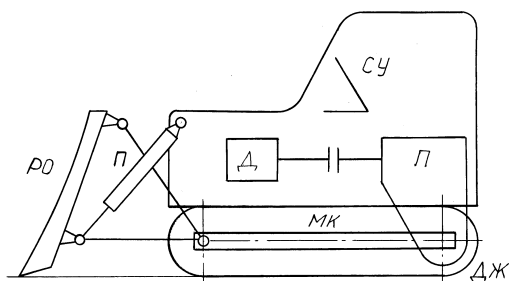


Рис. 1.2. Структурная схема бульдозера

Как и любая рабочая машина, *бульдозер состоит из 6 подсистем:*

- 1) двигатель *Д*;
- 2) трансмиссия *П* (передачи, гидроцилиндры);
- 3) рабочий орган *РО*;
- 4) движитель *ДЖ* (гусеничный, пневмоколесный, железнодорожный и т. д.);
- 5) металлоконструкция *МК*;
- 6) система управления *СУ*.

Все элементы, кроме металлоконструкции, содержат *механизмы*.

Механизмом называется устройство для преобразования механического движения твердых тел (звеньев, деталей).

Если в преобразовании кроме твердых тел участвуют *жидкие и газообразные* тела, то механизм называется *гидравлическим или пневматическим*.

Механизмы не совершают полезной работы. Они предназначены только для осуществления требуемых законов движения их звеньев. В технике наибольшее распространение получили следующие механизмы: **рычажные, зубчатые, кулачковые** и другие.

Из рычажных механизмов **шарнирный четырёхзвенник** (рис. 1.3) применяется: в портальных кранах (рис. 1.4), в тестомесильных машинах (рис. 1.5), в снегоуборочных машинах, в путевых машинах, в стеклоочистителях и других устройствах.

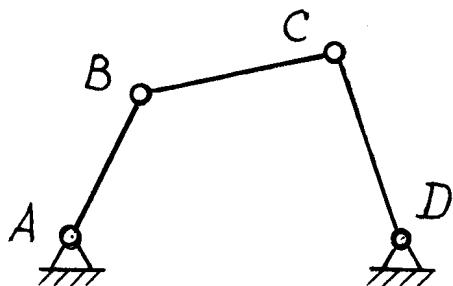


Рис. 1.3. Шарнирный четырёхзвенник

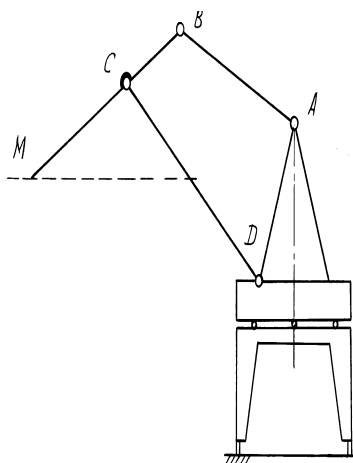


Рис. 1.4. Портальный кран

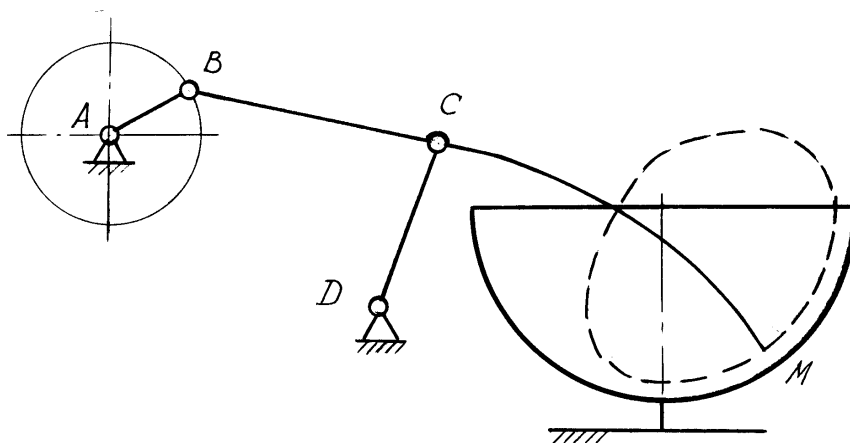


Рис. 1.5. Тестомесильная машина

Наиболее распространён рычажный **кривошипно-ползунный** механизм, который широко применяется в автомобилях, тракторах, компрессорах и других машинах. Структурная и кинематическая схемы механизма двигателя внутреннего сгорания, содержащая кривошипно-ползунный механизм, изображены на рис. 1.6.

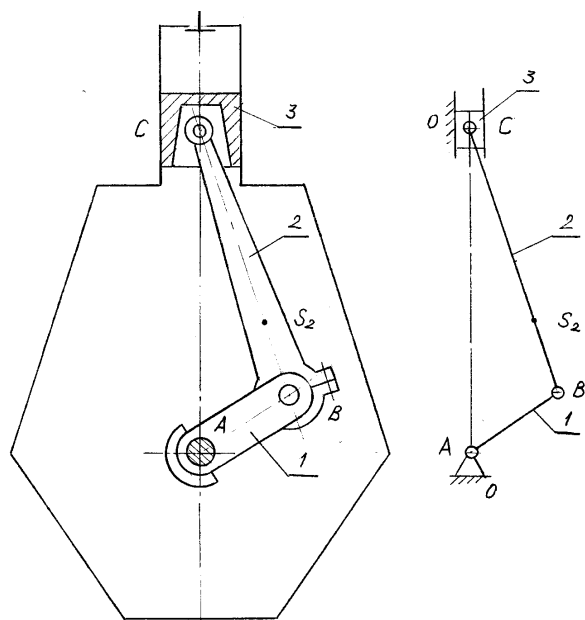


Рис. 1.6. Кривошипно-ползунный механизм ДВС

Зубчатый механизм (кинематическая схема и рисунок) представлен на рис. 1.7.

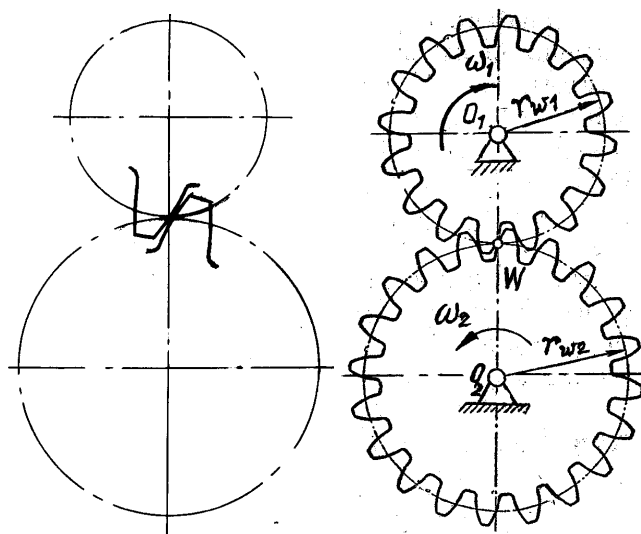


Рис. 1.7. Зубчатый механизм

Кулачковый механизм газораспределения автомобиля и механизм манипулятора изображены на рис. 1.8 и 1.9.

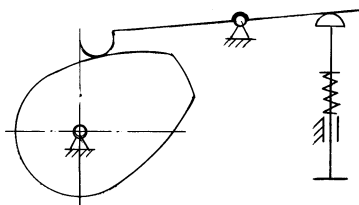


Рис. 1.8. Кулачковый механизм

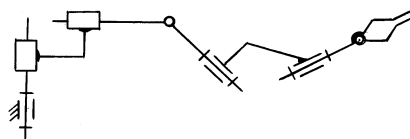


Рис. 1.9. Механизм манипулятора

1.2. Механические передачи

Для передачи механической энергии (движения) от двигателя (электрического, теплового, гидравлического) к рабочему органу машины применяют различные *передачи*. Несколько десятилетий назад практически единственным передаточным устройством, применявшимся в машинах, были *механические передачи*. В современных машинах наряду с механическими передачами широко применяются *гидравлические и электрические передачи*, например, в тепловозах. В курсе «Прикладная механика» изучаются *механические передачи для равномерного вращательного движения*.

Использование передаточных механизмов обусловлено необходимостью **согласования высокой скорости движения двигателя и низкой скорости движения рабочего органа машины**. Применение регулируемых двигателей либо невозможно (тепловые двигатели), либо экономически нецелесообразно (электродвигатели постоянного тока или электродвигатели переменного тока с дорогостоящими преобразователями). Поэтому практически любая **машина состоит из двигателя, передачи (трансмиссии) и исполнительного устройства** (рабочего органа).

Например, привод механизма подъема груза (модель на рис. 1.10) состоит из электродвигателя, редуктора и барабана. Редуктор соединен с двигателем и барабаном муфтами.

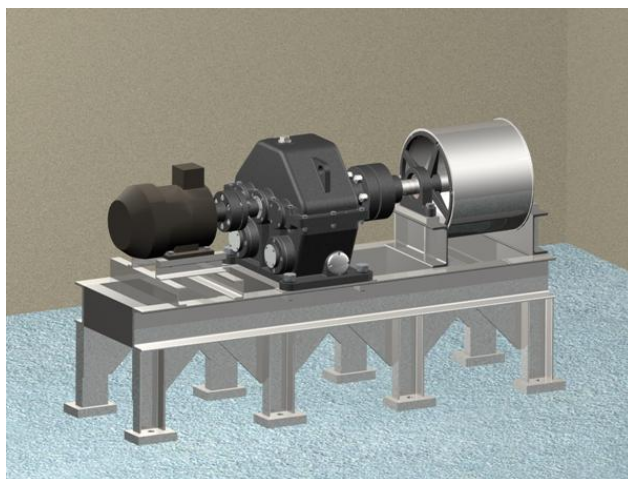


Рис. 1.10. Привод барабана механизма подъема груза

В целом использование передач решает следующие задачи:

- 1) преобразование сил и крутящих моментов;
- 2) регулирование скорости рабочего органа;
- 3) привод нескольких рабочих органов;
- 4) преобразование вида движения и др.

Перечисленные задачи решаются практически во всех машинах. Это определило широчайшее распространение механических передач в машиностроении и приборостроении.

В механизмах передачи оси звеньев могут быть *параллельными, пересекаться или скрещиваться.*

Передача вращения *между параллельными осями* с постоянным передаточным отношением осуществляется *круглыми цилиндрическими колесами.*

Передача вращения *между пересекающимися осями* осуществляется *круглыми коническими колесами.*

Передача вращения *между скрещивающимися осями* осуществляется *круглыми гиперболическими колёсами.* Её разновидности – *винтовые, червячные и гипоидные передачи.*

Зубчатым механизмом называется механизм, в состав которого входят зубчатые звенья, имеющие выступы (зубья), передающие движение. Ежегодное производство зубчатых колес измеряется сотнями миллионов.

Классификация зубчатых передач по геометрической форме *строится по трём признакам:*

- 1) по взаимному расположению осей валов различают:
 - передачи с параллельными осями, которые выполняют *цилиндрическими колёсами* внешнего (рис. 1.11) и внутреннего зацепления (рис. 1.12); изображения цилиндрических колёс представлены на рис. 1.13 и 1.14;

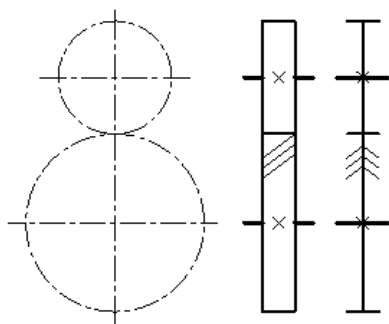


Рис. 1.11. Внешнее цилиндрическое зацепление

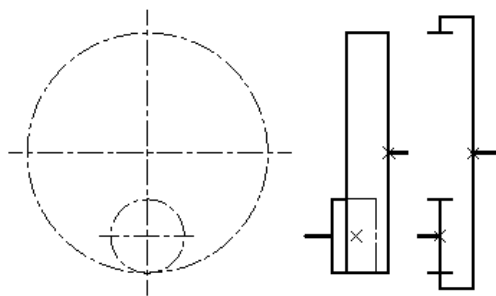


Рис. 1.12. Внутреннее зацепление



Рис. 1.13. Колесо с внешними зубьями



Рис. 1.14. Колесо с внутренними зубьями

передачи с пересекающимися осями коническими колёсами (схема на рис. 1.15, колесо на рис. 1.16);

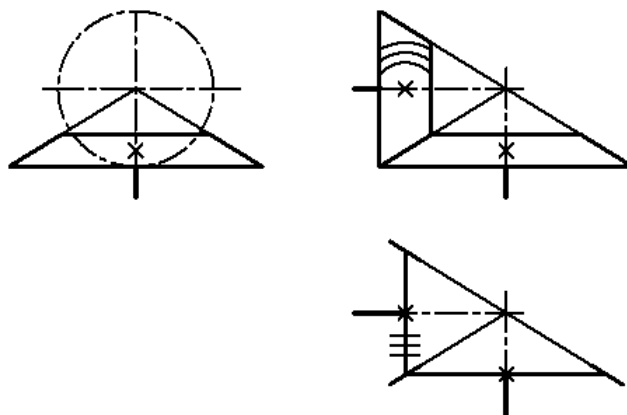


Рис. 1.15. Кинематическая схема конической передачи



Рис. 1.16. Коническое колесо

– передачи *со скрещивающимися осями* – червячные (рис. 1.17 и 1.18), цилиндрические винтовые и конические гипоидные (рис. 1.19...1.23), спироидные;

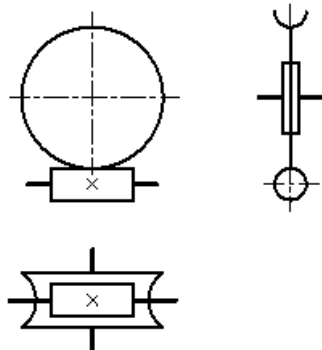


Рис. 1.17. Кинематическая схема



Рис. 1.18. Червячный редуктор червячной передачи

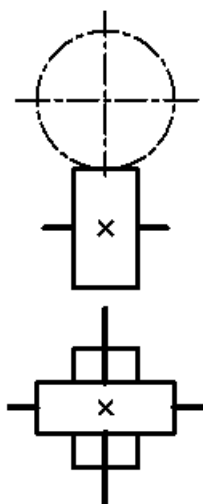


Рис. 1.19. Кинематическая схема

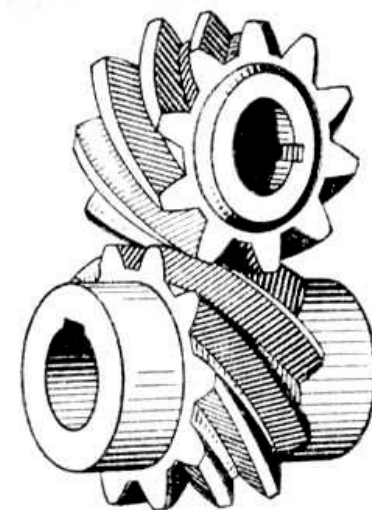


Рис. 1.20. Винтовая передача винтовой передачи

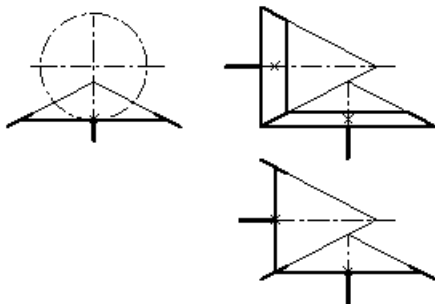


Рис. 1.21. Кинематическая схема

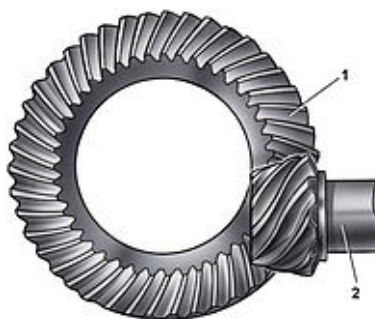


Рис. 1.22. Гипоидная передача
гипоидной передачи



Рис. 1.23. Коническая и гипоидная передачи заднего моста автомобиля

– *реечные передачи* – для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот (рис. 1.24 и 1.25);

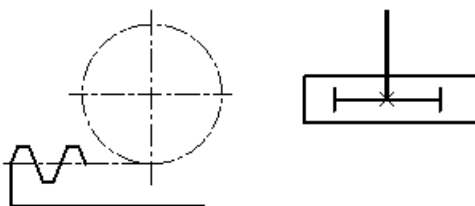


Рис. 1.24. Кинематическая схема
реечной передачи



Рис. 1.25. Реечная передача

2) по направлению зубьев различают передачи:
– *прямозубые* (рис. 1.13, 1.14, 1.25);

- косозубые (с винтовыми зубьями, рис. 1.20, 1.22);
- с криволинейными зубьями (в конических передачах, рис. 1.15, 1.16, 1.22, 1.23);
- 3) по форме профиля зубьев различают передачи:
 - эвольвентные;
 - циклоидные;
 - круго-винтовые (Новикова).

Наиболее распространён *эвольвентный профиль зуба*, предложенный российским академиком Л. Эйлером в 1760 г. Он обладает высокой прочностью.

Циклоидные профили отличаются высокой износостойкостью при не-высокой прочности и применяются в механизмах приборов.

Круговой профиль зуба предложен М. Л. Новиковым в 1954 г. Он выполняется в косозубом исполнении и по сравнению с эвольвентным имеет более высокую нагрузочную способность передачи.

Из приведенных на рис. 2.2...2.15 схем практически все получили широкое распространение. Так, наиболее распространённые *цилиндрические зубчатые передачи* используются в автомобилях (коробка передач, механизм запуска), локомотивах (привод от тягового двигателя к ведущим колёсным парам), механизмах подъёма, передвижения, поворота грузоподъёмных машин. *Конические зубчатые передачи* используются в дифференциалах автомобилей, в путевых машинах и др. Также в автомобилях применяются гипоидные передачи (в задних мостах), винтовые передачи (в приводах масляных насосов), червячные передачи (в рулевом управлении).

1.3. Механический коэффициент полезного действия

В механизмах действуют *силы полезного сопротивления*, для преодоления которых он предназначен, и *силы вредного сопротивления*. К последним относятся, прежде всего, *силы трения* в опорах, *силы сопротивления масла* при работе зубчатых колес в масляной ванне, *силы сопротивления*, вызванные жёсткостью ремней в передачах, и т. д. Чем меньше потери, тем более совершенным считается механизм. Для оценки этих потерь введено понятие *коэффициента полезного действия механизма* (механического КПД).

Механическим коэффициентом полезного действия называется отношение работы сил полезного сопротивления к работе движущих сил:

$$\eta = \frac{A_{\text{пс}}}{A_{\text{д}}} = \frac{A_{\text{д}} - A_{\text{вс}}}{A_{\text{д}}} = 1 - \frac{A_{\text{вс}}}{A_{\text{д}}} = 1 - \psi < 1, \quad (1.1)$$

где $A_{\text{д}}$ – работа движущих сил, Дж; $A_{\text{пс}}$ – работа сил полезного сопротивления, Дж; $A_{\text{вс}}$ – работа сил вредного сопротивления, Дж; ψ – коэффициент потерь.

В уравнение (1.1) вместо работ A_d и A_{nc} чаще ставят мощности:

$$\eta = \frac{P_{nc}}{P_d} \quad (1.2)$$

В любом механизме потерь не избежать, поэтому *КПД всегда меньше единицы*. Но чем выше КПД, тем совершеннее механизм. В соединенных последовательно нескольких механизмах (рис. 1.1). КПД отдельных механизмов равны:

$$\eta_1 = \frac{A_1}{A_{\ddot{A}}}; \eta_2 = \frac{A_2}{A_1}; \dots \eta_n = \frac{A_n}{A_{n-1}}. \quad (1.3)$$

По выражению (1.1) общий КПД равен:

$$\eta_{1n} = \frac{A_n}{A_{\ddot{A}}}.$$

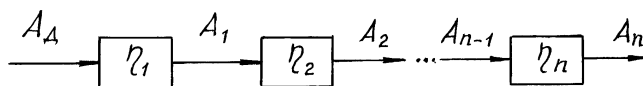


Рис. 1.26. Последовательно расположенные механизмы

После перемножения левых и правых частей уравнений (1.3) получают:

$$\eta_1 \eta_2 \dots \eta_n = \frac{A_1}{A_d} \frac{A_2}{A_1} \dots \frac{A_n}{A_{n-1}} = \frac{A_n}{A_d} = \eta_{1n}$$

или

$$\eta_{1n} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n. \quad (1.4)$$

Общий механический КПД последовательно соединенных механизмов равен произведению КПД отдельных механизмов, составляющих одну систему.

Величины КПД различных механизмов определяют экспериментально и указывают в справочниках. Так, например, для зубчатых механизмов $\eta = 0,95 \dots 0,97$ (прил. А) с учетом потерь в подшипниках. Для некоторых механизмов КПД рассчитывают по формулам. В частности, для винтовой пары и червячной передачи:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (1.5)$$

где γ – угол подъёма резьбы; φ' – приведенный угол трения ($\operatorname{tg} \varphi' = f'$; f' – приведенный коэффициент трения).

Пример 1.1. Определить КПД механической передачи η при мощностях на входном валу $P_{вх} = 7,5$ кВт и выходном $P_{вых} = 6,3$ кВт.

Решение.

КПД по формуле (1.2):

$$\eta = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}} = \frac{6,3}{7,5} = 0,84.$$

Пример 1.2. Рассчитать общий КПД привода (рис. 1.27), состоящего из трёх ступеней, если заданы КПД: ременной передачи $\eta_p = 0,95$; зубчатой передачи $\eta_z = 0,96$; цепной передачи $\eta_{\text{ц}} = 0,93$.

Решение.

Общий КПД

$$\eta = \eta_p \eta_z \eta_{\text{ц}} = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,93 = 0,85.$$

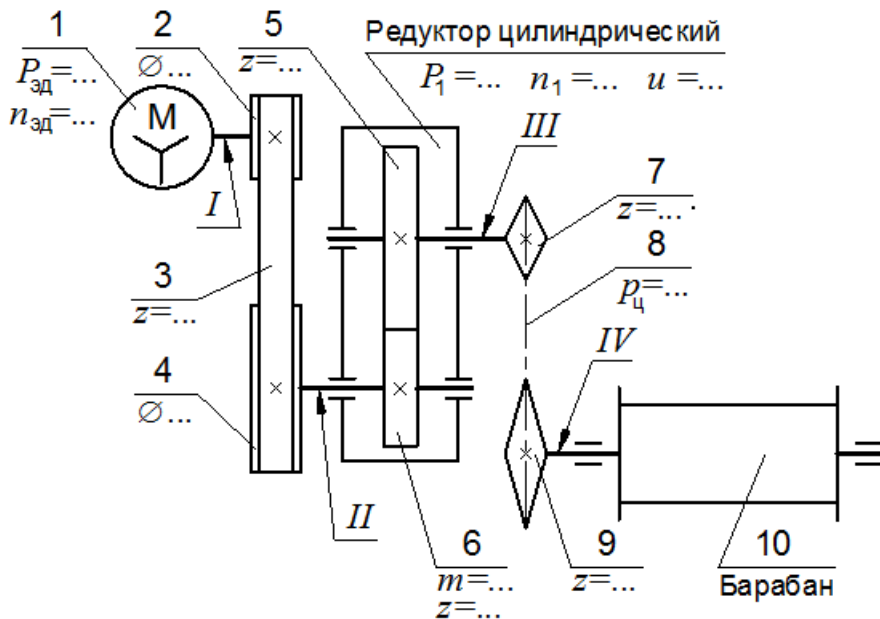


Рис. 1.27. Кинематическая схема привода ленточного конвейера

Пример 1.3. Рассчитать общий КПД привода стрелочного перевода (рис. 1.28), состоящего из четырёх ступеней: двух закрытых редукторных зубчатых передач и двух открытых передач – зубчатой внешнего зацепления и реечной (рейка Шибера соединена со стрелочным остряком). КПД закрытых передач $\eta_z = 0,96$; открытых – $\eta_o = 0,93$.

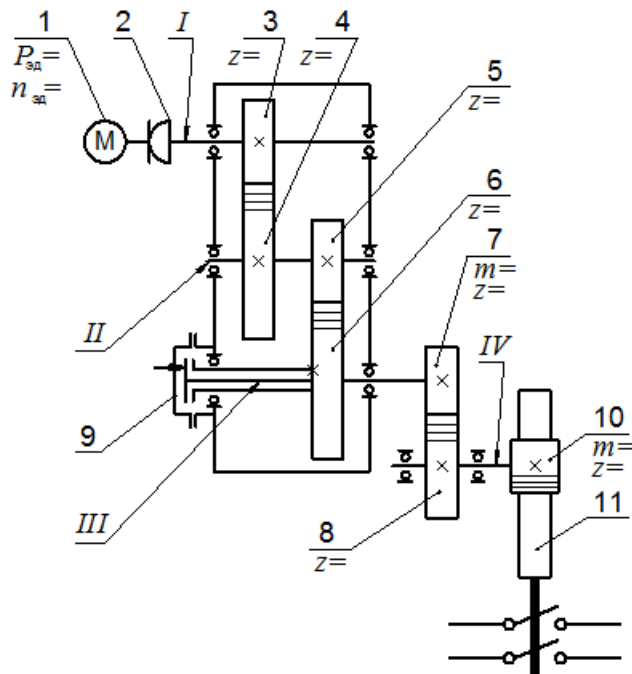


Рис. 1.28. Кинематическая схема электропривода стрелочного перевода

Решение.

Общий КПД

$$\eta = \eta_s^2 \eta_o^2 = 0,96^2 \cdot 0,93^2 = 0,8.$$

1.4. Параметры передач

В каждой передаче различают два основных вала: *входной и выходной*, или ведущий I и ведомый IV (рис. 1.27). Между этими валами располагаются промежуточные валы.

Основные характеристики передач:

- **мощность** в кВт, $P_{вх}$ и $P_{вых}$;
- **быстроходность**, которая выражается:
частотой вращения в об/мин, $n_{вх}$ и $n_{вых}$;
- угловой скоростью в c^{-1} , $\omega_{вх}$ и $\omega_{вых}$;
- линейной скоростью v в м/с, м/мин.

Производные характеристики:

- **коэффициент полезного действия** (КПД, см. тему 1.3);
- **передаточное отношение:**

$$i = \omega_{вх} / \omega_{вых} = n_{вх} / n_{вых}. \quad (1.6)$$

Если $\omega_{вых} < \omega_{вх}$, что осуществляется в большинстве случаев, то такая передача является понижающей, а зубчатое устройство с понижением уг-

ловой скорости называется **редуктором**. При $\omega_{\text{вых}} > \omega_1$ передача будет повышающей – **мультипликатором**.

Параметры ω и n связаны между собой соотношением $\omega = \frac{\pi n}{30}$. (1.7)

Мощность рассчитывают: при поступательном движении, Вт

$$P = F \cdot v, \quad (1.8)$$

где F – продольная сила, Н, v – линейная скорость, м/с;

при вращательном движении

$$P = T\omega, \quad (1.9)$$

где T – **вращающий** момент (для передач) либо **крутящий** момент (для валов, муфт, шпоночных, шлицевых, прессовых и др. соединений), Н·м, ω – угловая скорость, рад/с ($1/\text{с}$, с^{-1}).

Из формулы (1.9) крутящий (вращающий) момент, Н·м:

$$T = P/\omega = 9550P/n. \quad (1.10)$$

В формуле (1.10) P в кВт, n в об/мин. Связь между моментами:

$$T_2 = T_1 i \eta, \quad (1.11)$$

откуда можно найти КПД: $\eta = T_2/(T_1 i)$. (1.12)

Пример 1.4. Определить мощность P в Вт на поступательно движущейся детали при её скорости $v = 8$ м/с и действующей силе $F = 1500$ Н.

Решение.

Мощность по формуле (1.8):

$$P = F \cdot v = 8 \cdot 1500 = 12\,000 \text{ Вт} = 12 \text{ кВт}.$$

Пример 1.5. Определить мощность P в кВт на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания при его угловой скорости $\omega = 980 \text{ с}^{-1}$ и крутящем моменте $T = 3500$ Н·м.

Решение.

Мощность по формуле (1.9):

$$P = T \cdot \omega = 3500 \cdot 980 = 3430 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 3\,430 \text{ кВт}.$$

Пример 1.6. Рассчитать частоту вращения вала при его угловой скорости $\omega = 25 \text{ с}^{-1}$.

Решение.

Частота вращения из формулы (1.7): $n = 30\omega/\pi = 30 \cdot 25/\pi = 239$ об/мин.

Пример 1.7. Определить КПД механической передачи η при передаточном отношении $i = 4,5$ и крутящих моментах на входном валу $T_{\text{вх}} = 1\,200$ Н·м и выходном $T_{\text{вых}} = 4800$ Н·м.

Решение.

КПД по формуле (1.12):

$$\eta = \frac{T_{\text{вых}}}{T_{\text{вх}} i} = \frac{4800}{1200 \cdot 4,5} = 0,89.$$

Пример 1.8. Рассчитать кинематические параметры трёхступенчатого привода ленточного конвейера (рис. 1.27) по следующим исходным данным: мощность на ведущем валу $P_1 = 11$ кВт, частота вращения ведущего вала $n_1 = 2910$ об/мин; передаточные отношения $i_1 = 4,5$; $i_2 = 3,55$; $i_3 = 5$; КПД (см. пример 1.2) $\eta_1 = 0,95$; $\eta_2 = 0,96$; $\eta_3 = 0,93$.

Решение:

Мощности на валах:

$$\begin{aligned}P_{II} &= P_I \eta_1 = 11 \cdot 0,95 = 10,45 \text{ кВт}; \\P_{III} &= P_{II} \eta_2 = 10,45 \cdot 0,96 = 10,03 \text{ кВт}; \\P_{IV} &= P_{III} \eta_3 = 10,03 \cdot 0,93 = 9,33 \text{ кВт}.\end{aligned}$$

Частоты вращения валов:

$$\begin{aligned}n_{II} &= n_I / i_1 = 2910 / 4,5 = 647 \text{ об/мин}; \\n_{III} &= n_{II} / i_2 = 647 / 3,55 = 182 \text{ об/мин}; \\n_{IV} &= n_{III} / i_3 = 182 / 5 = 36,4 \text{ об/мин}.\end{aligned}$$

Крутящие моменты на валах:

$$\begin{aligned}T_I &= 9550 P_I / n_I = 9550 \cdot 11 / 2910 = 36,1 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\T_{II} &= 9550 P_{II} / n_{II} = 9550 \cdot 10,45 / 647 = 154 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\T_{III} &= 9550 P_{III} / n_{III} = 9550 \cdot 10,03 / 182 = 526 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\T_{IV} &= 9550 P_{IV} / n_{IV} = 9550 \cdot 9,33 / 36,4 = 2448 \text{ Н} \cdot \text{м}.\end{aligned}$$

1.5. Кинематика зубчатых передач

В механизмах зубчатых передач (рис. 1.7 и 1.29) часть профиля зуба выполняется за пределами окружностей радиусов r_{w1} и r_{w2} , часть – внутри их. Окружности радиусов r_{w1} и r_{w2} в ТММ называют *начальными окружностями*.

Начальными называются окружности, перекатывающиеся друг по другу без скольжения.

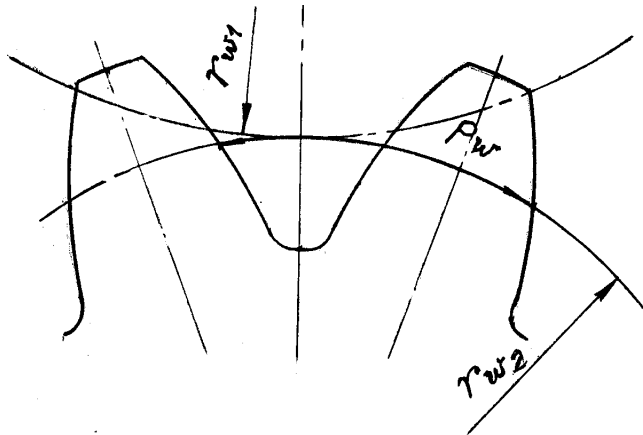


Рис 1.29. Параметры зубчатого зацепления

Для определения основных параметров зубчатого зацепления используется схема на рис. 1.29, где показаны шаг зубчатых колес p_w и начальные радиусы.

Шагом зубчатого колеса называется измеренное по дуге окружности расстояние между одноименными профилями соседних зубьев.

При известном шаге зацепления p_w длины начальных окружностей равны:

$$z p_w = 2\pi r_w, \quad (1.13)$$

отношение длин окружностей двух колёс:

$$\frac{z_2 p_w}{z_1 p_w} = \frac{2\pi r_{w2}}{2\pi r_{w1}} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}. \quad (1.14)$$

По начальным окружностям линейные скорости обоих колёс равны друг другу:

$$v_w = \omega_1 r_{w1} = \omega_2 r_{w2}. \quad (1.15)$$

Из формул (1.14) и (1.15) следует: передаточное отношение зубчатой передачи равно

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (1.16)$$

Колесо с меньшим числом зубьев называют *шестерней*, ей присваивают индекс 1. Колесо с большим числом зубьев – *колесо* (индекс 2). В зубчатых передачах широко применяется термин «передаточное число».

Передаточное число зубчатой передачи равно отношению числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни.

$$u = \frac{z_2}{z_1} \geq 1. \quad (1.17)$$

Передаточное отношение i и передаточное число u по величине могут совпадать. Это происходит в понижающей передаче – редукторе. В трёхступенчатом цилиндрическом редукторе (рис. 1.30) на осях O_1, O_2, O_3, O_4 жёстко закреплены колеса, которые попарно находятся в зацеплениях $z_1/z_2, z_2/z_3$ и z_3/z_4 . Угловые скорости колес – $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$. Передаточное отношение серии колес – формула (1.16):

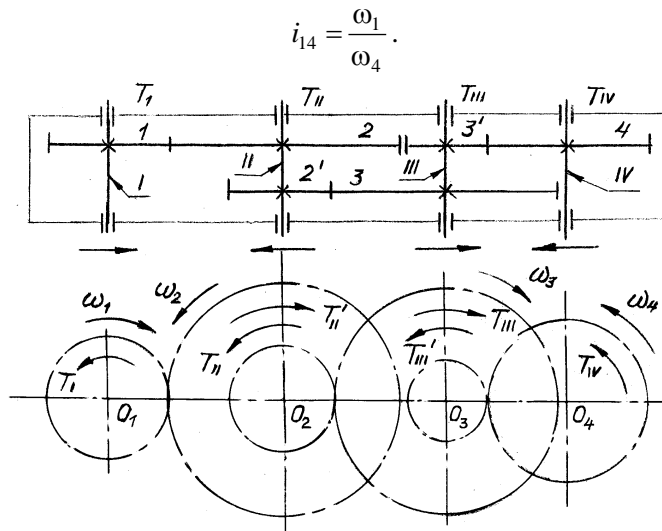


Рис. 1.30. Кинематическая схема трёхступенчатого цилиндрического редуктора

Передаточное отношение для каждой ступени

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3}; \quad i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4}.$$

Перемножив полученные передаточные отношения, получают

$$i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = i_{14},$$

или

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34}. \quad (1.18)$$

Передаточное отношение серии зубчатых колес равно произведению передаточных отношений отдельных её ступеней.

Для любого числа ступеней

$$i_{1n} = u = \frac{z_2}{z_1} \cdot \dots \cdot \frac{z_n}{z_{n-1}}, \quad (1.19)$$

Передаточное число серии зубчатых колес равно произведению передаточных чисел отдельных её ступеней.

Пример 1.9. Рассчитать передаточное отношение трёхступенчатого цилиндрического редуктора (см. рис. 1.30), общий КПД и угловые скорости валов при следующих исходных данных: числа зубьев колес $z_1 = 20$; $z_2 = 80$; $z_{2'} = 25$;

$z_3 = 75$; $z_{3'} = 18$; $z_4 = 72$; КПД одной ступени $\eta = 0,97$, угловая скорость $\omega_1 = 150 \text{ с}^{-1}$.

Решение.

1. Передаточные отношения:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{20} = 4; \quad i_{23} = \frac{z_3}{z_{2'}} = \frac{75}{25} = 3;$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_{3'}} = \frac{72}{18} = 4; \quad i_{13} = i_{12} i_{23} = 4 \cdot 3 = 12.$$

2. Общее передаточное отношение редуктора – формула (1.18):

$$i_{14} = 4 \cdot 3 \cdot 4 = 48.$$

3. Общий КПД редуктора

$$\eta_{14} = \eta^3 = 0,97^3 = 0,91.$$

4. Угловые скорости валов

$$\omega_2 = \omega_1 / i_{12} = 150 / 4 = 37,5 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \omega_1 / i_{13} = 150 / 12 = 12,5 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = \omega_1 / i_{14} = 150 / 48 = 3,125 \text{ с}^{-1}.$$

1.6. Геометрия зубчатых передач

В зубчатых колёсах базовую роль играет окружность, называемая *делительной*. Для неё можно записать выражение, аналогичное (1.13):

$$\pi d = pz, \quad (1.20)$$

откуда

$$d = \frac{p}{\pi} z$$

или

$$d = m z, \quad (1.21)$$

где m – отношение окружного шага к π , называемое *модулем* зуба.

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (1.22)$$

отсюда шаг

$$p = \pi m. \quad (1.23)$$

Из формулы (1.22) следует: **Модуль – линейная величина, в π раз меньшая окружного шага зубьев.**

Модуль назначают стандартным в пределах от 0,05 до 100 мм по ГОСТ 9563. В общем машиностроении применяют модули 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм и другие.

Делительной называется окружность, для которой модуль имеет стандартную величину. В нулевых зацеплениях начальные и делительные окружности совпадают.

Делительная окружность в торцовом сечении делит зуб на две части: *головку* и *ножку* (рис. 1.31). *Головкой* называют часть зуба, расположенную между делительной окружностью и окружностью вершин диаметра d_a . *Высоту головки* обозначают h_a :

$$h_a = h_a^* m. \quad (1.24)$$

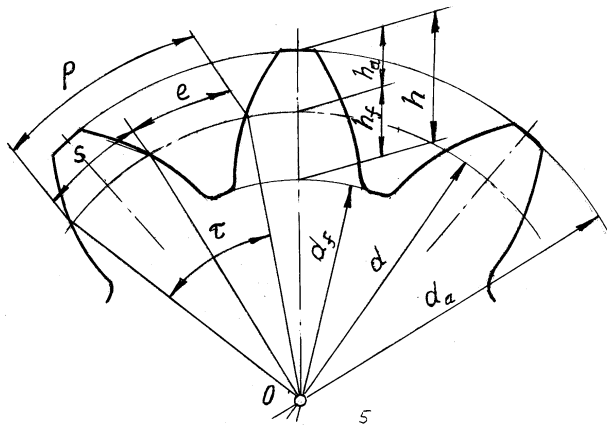


Рис. 1.31. Геометрические параметры цилиндрического колеса

Значения *коэффициента высоты головки зуба* h_a^* и других коэффициентов при модуле регламентируются стандартом на исходный контур (для цилиндрических передач – ГОСТ 13755).

Для нарезания эвольвентных зубьев наибольшее распространение получил реечный инструмент, так как профиль зуба эвольвентной рейки представляет собой прямую линию. На рис. 1.32 показан контур зубьев реечного инструмента.

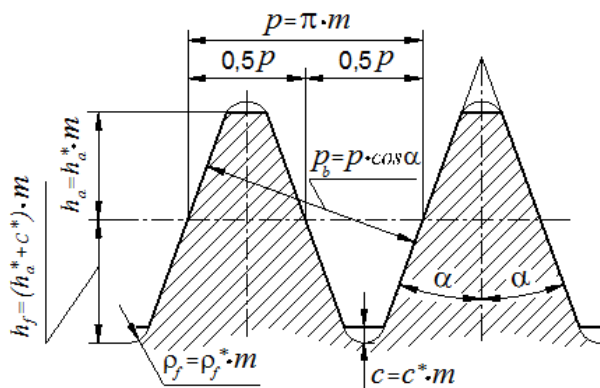


Рис. 1.32. Исходный контур зубчатого колеса

Исходный контур определяет размеры зубчатого колеса, являясь его своеобразным шаблоном. Для цилиндрических колес стандартом предусмотрены следующие коэффициенты:

$$h_a^* = 1; \quad c^* = 0,25; \quad \alpha = 20^\circ,$$

c^* – коэффициент радиального зазора; α – угол профиля; это угол наклона профиля исходного контура. Приведенные параметры являются стандартными для инструмента и нарезаемого колеса.

Каждый зуб колеса (см. рис. 1.31) очерчен двумя симметрично расположенными эвольвентными профилями. Расстояние между этими профилями, измеренное по дуге окружности, называется толщиной зуба. Толщина зуба по делительной окружности обозначается через s . Ширина впадины – e .

Для нулевого колеса

$$s = e = 0,5p = 0,5\pi m. \quad (1.25)$$

Высота ножки зуба больше высоты головки на величину радиального зазора:

$$h_f = (h_a^* + c^*)m = 1,25m. \quad (1.26)$$

Высота зуба

$$h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*)m = 2,25m. \quad (1.27)$$

Диаметр вершин колеса определяется суммой делительного диаметра и двух высот головки зуба:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2). \quad (1.28)$$

Диаметр впадин определяется разностью делительного диаметра и двух высот ножки зуба:

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2(h_a^* + c^*)m = m(z - 2,5). \quad (1.29)$$

Межосевое расстояние зацепления

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(z_1 + z_2). \quad (1.30)$$

Формулу (1.19) можно записать в следующем виде:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{mz_2}{mz_1} = \frac{d_2}{d_1}, \text{ откуда (1.31)}$$

$$d_1 = d_2/u \text{ либо } d_2 = d_1 u. \quad (1.32)$$

С учётом (1.32) формулу (1.30) можно записать в виде:

$$a_w = 0,5(d_2/u + d_2) = 0,5d_2(u + 1)/u, \quad (1.33)$$

откуда можно вычислить делительный диаметр колеса:

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1}. \quad (1.34)$$

Угловой шаг колеса

$$\tau = 2\pi/z. \quad (1.35)$$

В соответствии со стандартами на термины, определения и обозначения индексы обозначений несут смысловую нагрузку. Так, индекс a относится к головке (вершине), f – к ножке (впадине), w – к начальной окружности, y – к окружности произвольного радиуса. Обозначения параметров делительных окружностей дают без индекса.

Пример 1.10. *Определить* общее передаточное число u_{14} двухступенчатого редуктора, делительные диаметры d_1, d_2, d_3, d_4 в мм всех колёс и межосевые расстояния a_{12} и a_{34} в мм обоих зацеплений при модулях $m_{12} = 5$ мм и $m_{34} = 6$ мм и числах зубьев $z_1/z_2 = 18/72, z_3/z_4 = 20/60$.

Решение:

1. Передаточные числа – формула (1.31):

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{72}{18} = 4; u_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{60}{20} = 3;$$

$$u_{14} = u_{12} u_{34} = 4 \cdot 3 = 12.$$

2. Делительные диаметры – формула (1.21):

$$d_1 = m_{12}z_1 = 5 \cdot 18 = 90 \text{ мм}; d_2 = m_{12}z_2 = 5 \cdot 72 = 360 \text{ мм};$$

$$d_3 = m_{34}z_3 = 6 \cdot 20 = 120 \text{ мм}; d_4 = m_{34}z_4 = 6 \cdot 60 = 360 \text{ мм}.$$

3. Межосевые расстояния – формула (1.30):

$$a_{12} = 0,5m_{12}(z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 5(18 + 72) = 225 \text{ мм};$$

$$a_{34} = 0,5m_{34}(z_3 + z_4) = 0,5 \cdot 6(20 + 60) = 200 \text{ мм}.$$

2. ДЕТАЛИ МАШИН. СОЕДИНЕНИЯ

Темы:

- 2.1. Введение в курс «Детали машин»
- 2.2. Машиностроительные материалы
- 2.3. Введение в тему «Соединения»
- 2.4. Сварные соединения
- 2.5. Резьбовые соединения
- 2.6. Шпоночные соединения
- 2.7. Соединения с гарантированным натягом

2.1. Введение в курс «детали машин»

Понятие «машина» широко вошло в нашу жизнь. *Машиностроение – ведущая отрасль хозяйства страны.* Её значение определяется тем, что основные производственные процессы во всех отраслях промышленности, транспорта, строительства и сельского хозяйства производятся машинами.

Ярким примером использования комплекса машин является *строительство железных дорог*:

- необходимые грузы доставляются локомотивами, тракторами, автомобилями, в отдельных случаях – судами, вертолётами, иногда самолётами;
- для подготовки земляного полотна используются экскаваторы, скреперы, бульдозеры, грейдеры;
- укладка путевой решётки производится специальными укладочными кранами, а её погрузка в подвижной состав – козловыми кранами;
- балластировка пути выполняется дозаторами и балластерами;
- уплотнение балласта осуществляется выправочно-подбивочными и шпало-подбивочными машинами;
- планировка балластной призмы выполняется путевыми стругами;
- в процессе эксплуатации железнодорожного пути используются снегоочистители, дрезины, щебнеочистительные машины;
- в промышленном и гражданском строительстве используются башенные, автомобильные и другие краны.

Приведенный перечень можно продолжить. Введение машин на заре развития машиностроения определялось маломощностью человеческого организма: длительно развиваемая мощность – 0,1 кВт. Машины же, созданные интеллектом человека, развивают несравненно более высокую мощность: локомотивы до 8000 кВт; прокатные станы – 75 000 кВт; турбины и электрогенераторы до 2 млн. кВт; космические ракеты – 15 млн. кВт.

Эффективность *транспортных машин* характеризуется *грузоподъёмностью и скоростью перемещения*. В настоящее время строятся автомобили грузоподъёмностью до 380 т., подъёмные краны – 3000 т и более. Эксплуатационная скорость поездов достигает 400 км/ч, воздушного транспорта – 2000 км/ч. Человек же может нормально нести не более 50 кг, передвигаясь со скоростью до 5 км/ч.

Каждая машина состоит из деталей. Например, самолет содержит несколько миллионов деталей, бульдозер – 22 000 и т. д. Согласно ГОСТ 2.101 *«Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций»*. Примеры: болт, вал, колесо, шкив, шпонка и т. д. Так, на рис. 2.1 представлены *крепежные детали*. Детали более сложной формы – корпус редуктора, станина станка, коленчатый вал ДВС и др.



Рис. 2.1. Крепежные детали

Детали объединяют в сборочные единицы (узлы). *«Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями»*. Соединение можно осуществлять: свинчиванием, склепыванием, сваркой, напресовкой и тому подобными операциями. Простые сборочные единицы (подшипники, рис. 2.2) могут входить в более сложные, например, в редуктор (рис. 2.3), которые в свою очередь являются узлами изделия (подъемного крана, например).

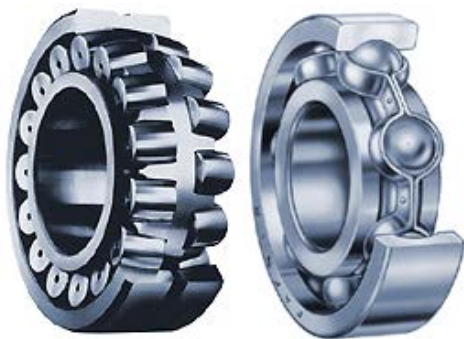


Рис. 2.2. Подшипники качения

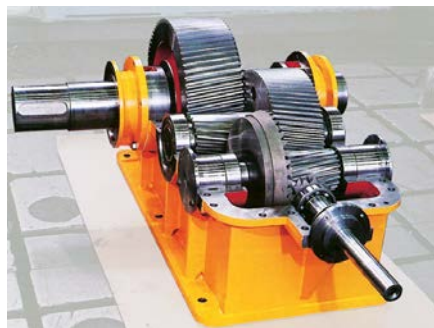


Рис. 2.3. Редуктор

Среди большого разнообразия деталей и узлов машин выделяют такие детали, которые применяются почти во всех машинах, выполняя одинаковые функции (в локомотивах, часах, прокатных станах). Такие изделия называют для краткости **детальями машин**. Они относятся к *деталям машин общего назначения*. Основные разделы курса:

- *соединения*, разъёмные и неразъёмные;
- *передачи* трением и зацеплением;
- валы, оси, подшипники, муфты – *детали, обеспечивающие вращательное движение*.

Все другие детали применяются в одном или нескольких типах машин. Они относятся к *деталям специального назначения* и изучаются в специальных курсах. Такими деталями являются, например, поршни компрессоров и двигателей внутреннего сгорания, барабаны лебёдок и тормозов, шпиндели металлорежущих станков и т. п.

Прочностную и триботехническую (износостойкую) надёжность деталей машин характеризуют рядом показателей – *критериев*, важнейшими из которых являются: **прочность, жёсткость, износостойкость, виброустойчивость, теплостойкость, жаропрочность** и др.

Из раздела «Сопротивление материалов» известны несколько видов *прочности*: на растяжение-сжатие, изгиб, кручение, срез, смятие, и *жёсткости*: продольной, изгибной, крутильной.

Основные критерии работоспособности деталей машин – те требования, без удовлетворения которых деталь не сможет быть надёжной и долговечной.

Основные критерии работоспособности и расчёта деталей машин – прочность, жёсткость, износостойкость и др.

Обеспечение прочностной и триботехнической надёжности, т. е. предотвращение преждевременных разрушений деталей и их рабочих поверхностей, является основной задачей проектирования.

Для того, чтобы составить математическое описание объекта расчёта (математическую модель) и по возможности просто решить задачу, в инженерных расчётах реальные конструкции заменяют идеализированными моделями, или *расчётными схемами*, а нагрузки и точки их приложения – условными. Проектирование предполагает два процесса – *расчёт и конструирование*, которые на определённых этапах ведут параллельно. Основные этапы проектирования:

- 1) Составление расчётной схемы.
- 2) Определение нагрузок.
- 3) Выбор материала.
- 4) Выполнение проектного расчёта.
- 5) Вычерчивание деталей и сборочных единиц.
- 6) Выполнение проверочных расчётов.

2.2. Машиностроительные материалы

Материалы деталей должны соответствовать основным критериям работоспособности и расчёта и требованиям технологичности и эконо-

мии. Машиностроительные материалы должны обладать достаточной прочностью и жёсткостью и *высокой ударной вязкостью* для восприятия динамических нагрузок. Этим требованиям отвечают **конструкционные стали – сплавы железа с углеродом** (обычно до 0,65%) и другими элементами.

Конструкционные стали обладают высокой прочностью, способностью к легированию, термической и химико-термической обработке. Стальные детали изготавливают давлением (прокаткой, ковкой, штамповкой), резанием, шлифованием, сваркой. Их литейные свойства низкие. В технике применяют:

а) *стали углеродистые обыкновенного качества*, регламентируемые по механическим свойствам; используются без термообработки; обозначаются по типу «сталь Ст3 ГОСТ 380–88», где 3 – номер в порядке повышения прочности (сталь Ст3 используется для валов, в сварных металлоконструкциях кранов и др).

б) *стали углеродистые качественные*, маркируемые по химическому составу; обозначаются по типу «сталь 45 ГОСТ 1050–88», где 45 – содержание углерода в сотых долях процента (0,45% углерода);); сталь 45 используется для *вагонных и локомотивных осей колёсных пар*, сталь 55 – для вагонных колёс, локомотивных бандажей, металлических канатов и др.

в) *стали легированные* содержат кроме железа и углерода другие специально вводимые (легирующие) добавки, наличие которых дополнительно обозначают буквами названия легирующего элемента, например, В – вольфрам, Г – марганец, М – молибден, Н – никель, С – кремний, Т – титан, Ф – ванадий, Ю – алюминий; пример обозначения: сталь 30ХГСА ГОСТ 4543–71, где 30–0,3% углерода, а также до 1% хрома, марганца и кремния; буква А в конце обозначения свидетельствует о высоком качестве стали (с пониженным содержанием серы и фосфора). Другие примеры: сталь 65Г (0,65%С и до 1%Мn), используемая в рессорах и пружинах подвижного состава; сталь 110Г13Л (сталь Гатфильда, 1,1%С, 13%Мn), из которой отливаются стрелочные крестовины, отличающаяся исключительными свойствами – *способностью упрочняться* под действием ударных нагрузок.

Стали качественные и легированные подвергают термической и химико-термической обработке для повышения характеристик прочности и износостойкости. *Термическую обработку* применяют для повышения механических характеристик без изменения химического состава сталей. Для сталей применяют следующие виды термической обработки: *отжиг, нормализацию, закалку с отпуском, улучшение* (закалку с высокотемпературным отпуском) и др.

Химико-термическая обработка заключается в насыщении поверхности детали элементами, повышающими твёрдость и износостойкость при сохранении высокой ударной вязкости сердцевины. Насыщение азотом называется *азотированием*, насыщение углеродом – **цементацией**.

Механические характеристики сварочных сталей и материалов крепёжных деталей приведены в табл. 2.1 и 2.4.

Чугуны – сплавы железа и углерода с содержанием последнего 2,2...4,3%. Если углерод в структуре чугуна представлен виде химического соединения Fe_3C (цементита), то такие чугуны называют *белыми*. Они плохо обрабатываются и применяются для литых изделий в деталях с отбеленной поверхностью, например, для шкивов плоскоремённых передач с целью повышения твёрдости, износостойкости и коррозионной стойкости рабочей поверхности.

Серые чугуны содержат углерод в виде *графита*, их пластичность практически равна нулю. Выплавляют серые чугуны СЧ 15, 20, 25, 30, 35 по ГОСТ 1412–85 и чугуны повышенной прочности с шаровидным графитом ВЧ 35, 40, 45, 50, 60, 70 по ГОСТ 7293–85. Из серых чугунов отливают корпусные детали редукторов, крышки подшипников, станины, стойки, плиты и др.

Высокопрочные чугуны (ВЧ35, ВЧ40 и т. д.) используются для отливок зубчатых колёс, барабанов механизмов подъёма, коленчатых валов ДВС и др.

Сплавы цветных металлов выполняют на основе алюминия, меди, олова и других металлов. Сплавы на основе алюминия и магния имеют высокую удельную прочность. *Алюминиевые сплавы* подразделяют на деформируемые (дюралюмины) и литейные (силумины). Применяют для корпусных деталей и в авиационной технике.

Многие цветные металлы используют как *антифрикционные материалы*, применяемые в узлах трения.

Латунь – сплав меди с цинком. Однофазная латунь – деформируемая (например, патронная латунь), двухфазная – литейная, используемая как антифрикционный материал.

Бронза – сплав меди со всеми элементами, кроме цинка. Обладает высокими антифрикционными свойствами, сопротивлением коррозии и технологичностью. Наилучшие антифрикционные свойства у *оловянистых бронз*, например, БрО10Ф1 ГОСТ 613–79, которая используется в опорно-осевых подшипниках *тяговых электродвигателей* локомотивов. *Безоловянистые бронзы*, например, БрА10Ж4Л ГОСТ 493–79, обладают высокими механическими характеристиками, но их антифрикционные свойства хуже, чем оловянистых.

Пластические массы – материалы на основе высокомолекулярных органических соединений. По природе смол пластмассы подразделяют на термореактивные и термопластичные. *Термореактивные смолы* в процессе изготовления под действием высокой температуры становятся неплавкими (текстолит, гетинакс, стеклопласты и др.). *Термопластичные пластмассы*, размягчающиеся при высокой температуре, пригодны для повторного использования (полиэтилен, фторопласты, полиамиды, полиуретаны и др.).

2.3. Введение в тему «Соединения»

Узлы, а также машины, приборы и аппараты в целом собирают из деталей в определенном взаимном положении. Образующиеся при этом связи можно разделить на подвижные и неподвижные. Наличие *подвижных свя-*

зей в машине обусловлено её кинематической схемой. Например, в редукторе такими связями обладают зацепления, подшипники.

Неподвижные связи обусловлены целесообразностью расчленения машины на узлы и детали для того, чтобы упростить производство, облегчить сборку, ремонт, транспортировку и т. п. **Неподвижные связи в технике называют соединениями.** По признаку разъёмности все виды соединений можно разделить на разъёмные и неразъёмные.

Разъёмные соединения позволяют разъединять детали без их повреждения. К ним относятся резьбовые, шпоночные, шлицевые, штифтовые и другие соединения. *Неразъёмные соединения* не позволяют разъединять детали без их разрушения или повреждения поверхностей. К этой группе соединений относятся: сварные, клёпанные, прессовые, паяные, клеевые.

Соединениями в технике называются неподвижные связи в сборочных единицах.

Соединения являются важными элементами конструкции. Многие отказы в работе машин и сооружений обусловлены неудовлетворительным качеством соединений.

Основным критерием работоспособности и расчёта соединений является прочность.

2.4. Сварные соединения

2.4.1. Общие сведения

Сварные соединения получают за счёт формирования межатомных связей в свариваемых деталях, возникающих в результате нагрева деталей до жидкого или тестообразного состояния. На практике применяют свыше 60 способов сварки. Приоритет многих из них принадлежит русской науке. Благодаря открытию в 1802 году Петровым Н.П. явления электрической дуги Бенардос Н.Н. в 1882 году предложил способ электродуговой сварки неплавящимся электродом. В 1888 году Славянов Н.Г. использовал в способе Бенардоса Н.Н. плавящийся электрод. Этот способ широко применяется и в наши дни.

Сварные соединения почти полностью вытеснили заклёпочные из многих областей машиностроения, в том числе в судостроении, кроме следующих случаев:

- а) вибрационная нагрузка (авиастроение и мостостроение);
- б) опасность коробления деталей при сваривании;
- в) соединение деталей из не свариваемых друг с другом материалов.

В сравнении с заклёпочными соединениями сварные соединения имеют следующие достоинства:

- 1) высокая технологичность;
- 2) высокая производительность;
- 3) экономия металла за счет отсутствия накладок;
- 4) возможность образования равнопрочного соединения.

Замена сваркой других технологий, в частности литья, позволяет:

- а) упростить производство (отсутствие моделей, форм);

б) снизить массу до 40% за счет уменьшения толщины стенок.

В условиях индивидуального и мелкосерийного производства сварка экономически выгоднее, чем литьё.

Недостатки сварных соединений:

- 1) термические деформации и наличие остаточных напряжений;
- 2) высокая чувствительность к переменным нагрузкам;
- 3) высокая концентрация напряжений при сварке угловыми швами;
- 4) сложность и трудоёмкость контроля качества.

В машиностроении *почти исключительно в сварном исполнении* изготавливаются следующие изделия:

- а) резервуары, котлы и сосуды высокого давления;
- б) металлоконструкции подъёмно-транспортных машин (фермы, балки, колонны);
- в) рамы, тележки, части кузовов автомобилей и подвижного состава железных дорог;
- г) зубчатые колёса, шкивы больших размеров, барабаны лебёдок ГПМ;
- д) корпуса редукторов;
- е) станины.

Сварные соединения являются наиболее распространённым и совершенным видом неразъёмных соединений. Почти исключительно в сварном исполнении изготавливают резервуары, котлы и сосуды высокого давления, металлические конструкции подъёмно-транспортных машин, рамы, тележки и части кузовов транспортных машин. Сваркой соединяются *рельсы бесстыкового пути*, металлическая обшивка вагонов и локомотивов, многооборотные металлические контейнеры.

В зависимости от расположения свариваемых деталей различают следующие виды соединений: стыковые, нахлёсточные, тавровые, угловые.

В *стыковых соединениях* свариваемые детали соединяются своими торцами; они имеют прочность, близкую к прочности основного металла, и применяются, в основном, в ответственных конструкциях. В зависимости от толщины деталей сварку выполняют *односторонним или двухсторонним стыковым швом*, а также при необходимости производят подготовку кромок (рис. 2.4).

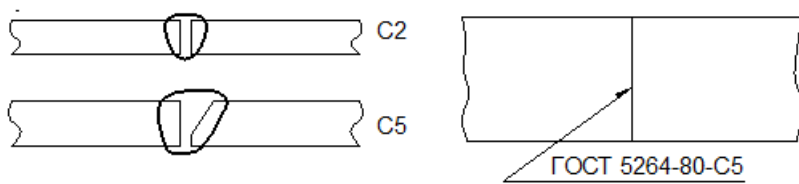


Рис. 2.4. Стыковые соединения

В *нахлёсточных соединениях* боковые поверхности одной детали частично перекрывают боковые поверхности другой (рис. 2.5). Соединение осуществляется *угловыми швами*.

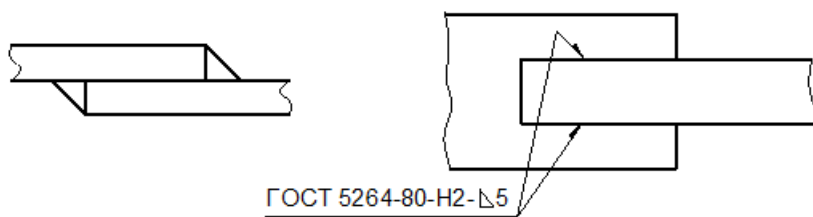


Рис. 2.5. Нахлесточное соединение

В тавровых соединениях торец одной детали соединяется с боковой поверхностью другой детали (рис. 2.6).

Угловые соединения являются частным случаем тавровых соединений (рис. 2.7). Последние два вида соединений осуществляются двумя видами швов: стыковыми и нахлесточными, поэтому приняты две методики расчёта.

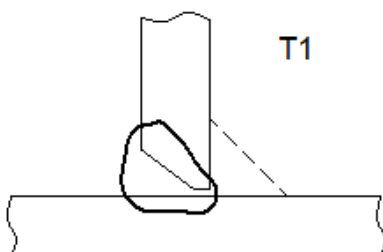


Рис. 2.6. Тавровое соединение

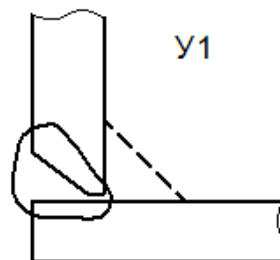


Рис. 2.7. Угловое соединение

В четырёх видах сварных соединений расчёты ведут по двум видам швов: стыковыми или угловыми.

На сварные соединения действуют нагрузки: продольная сила F , Н; поперечная сила Q , Н; изгибающий момент M , Н·мм. Допускаемые нормальные и касательные напряжения для сварных соединений (содержат в обозначении штрих) определяют по формулам:

$$[\sigma]' = (0,9 \dots 1) [\sigma], [\tau]' = (0,5 \dots 0,65) [\sigma], \quad (2.1)$$

где $[\sigma]$, МПа – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статической нагрузке (табл. 2.1); значения коэффициентов, зависящих от вида деформации при нагрузке и марки электрода приведены в табл. 2.2.

Нормальные и касательные допускаемые напряжения сварных швов определяют в зависимости от нормального допускаемого напряжения для основного материала.

Таблица 2.1. Механические характеристики сварочных сталей
для металлоконструкций

Марка	Предельные и допускаемые напряжения, МПа			
	σ_b	σ_T	$[\sigma]$	$[\tau]$
Ст0	310	190	120	95
Ст1	320	200	120	95
Ст2	340	210	120	95
Ст3	370	220	140	110
Ст4	420	240	140	110
Ст5	500	270	175	140
09Г2	440	300	210	170
16ГС	450	320	210	170
10ХСНД	530	390	210	170

Таблица 2.2. Коэффициенты для определения допускаемых напряжений

Вид технологического процесса сварки	Коэффициенты, принимаемые при		
	растяжении и изгибе $[\sigma]'$	сжатии $[\sigma]'$	срезе $[\tau]'$
Автоматическая под флюсом, ручная электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	1	1	0,65
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая сварка	0,9	1	0,6
Контактная точечная и шовная	–	–	0,5

2.4.2. Стыковое соединение

Стыковое соединение (рис. 2.8) во многих случаях является наиболее простым и надёжным. Сваривают встык листы и полосы, а также трубы и уголки, швеллеры и другие фасонные профили.

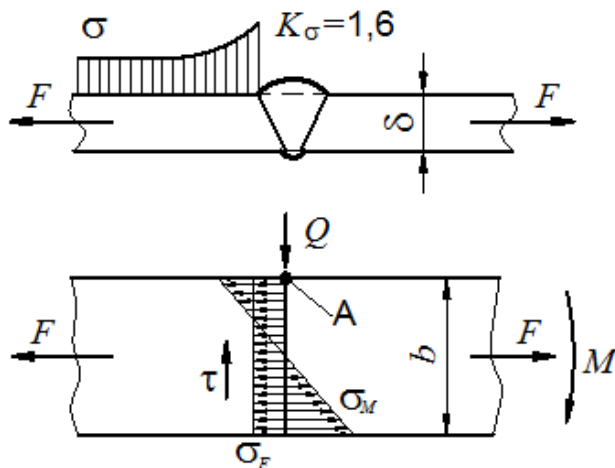


Рис. 2.8. Напряжения в стыковом шве

А) При действии продольной силы F нормальное напряжение:

$$\sigma'_F = \frac{F}{A} = \frac{F}{b\delta} \leq [\sigma'], \quad (2.2)$$

Б) При действии поперечной нагрузки Q возникает касательное напряжение:

$$\tau'_Q = \frac{Q}{b\delta} \leq [\tau'], \quad (2.3)$$

В) При действии изгибающего момента M возникает нормальное напряжение, которое будет максимальным в наиболее нагруженной точке сварного шва А (в расчётной точке):

$$\sigma'_M = \frac{M}{W} = \frac{6M}{b^2\delta} \leq [\sigma']. \quad (2.4)$$

Г) При действии нагрузок F и Q в опасном сечении возникают нормальные и касательные напряжения, а приведенное нормальное напряжение в наиболее нагруженной точке сварного шва А определяют по энергетической теории прочности (четвёртой):

$$\sigma'_{npIV} = \sqrt{(\sigma'_F)^2 + 3(\tau'_Q)^2} \leq [\sigma']. \quad (2.5)$$

При действии комбинированной нагрузки результирующее нормальное напряжение в стыковом сварном шве определяют по теории прочности.

Основная методика расчёта сварных соединений – проверочный расчёт с определением рабочих или приведенных напряжений в процессе решения прямой задачи. По его результатам делают вывод о достаточной или недостаточной прочности.

Пример 2.1. Проверить прочность стыкового сварного соединения (рис. 2.8) при постоянных нагрузках $F = 16$ кН и $Q = 22$ кН. Сварка ручная электродуговая. Ширина листа $b = 52$ мм, толщина листа $\delta = 6$ мм, марка материала – сталь 16ГС, марка электрода Э50.

Решение:

Допускаемое нормальное напряжение для стали 16ГС $[\sigma] = 210$ МПа (табл. 2.1), допускаемое нормальное напряжение для сварного шва для электрода Э50 (табл. 2.2) – формула (2.1):

$$[\sigma]' = 0,9 \cdot 210 = 189 \text{ МПа.}$$

Нормальное напряжение от продольной силы F – формула (2.2):

$$\sigma'_F = \frac{16000}{52 \cdot 6} = 51,3 \text{ МПа.}$$

Касательное напряжение от поперечной силы Q – формула (2.3):

$$\tau'_Q = \frac{22000}{52 \cdot 6} = 70,5 \text{ МПа.}$$

Приведенное нормальное напряжение – формула (2.5):

$$\sigma'_{npIV} = \sqrt{51,3^2 + 3 \cdot 70,5^2} = 132 \text{ МПа} < [189 \text{ МПа}].$$

Вывод: прочность достаточна.

Пример 2.2. Проверить прочность стыкового сварного соединения (рис. 9.5) при постоянной нагрузке $M = 190 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Сварка ручная электродуговая. Ширина листа $b = 42 \text{ мм}$, толщина листа $\delta = 7 \text{ мм}$, марка материала – сталь 16ГС, марка электрода Э50А.

Решение:

Допускаемое нормальное напряжение для стали Ст3 $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$ (табл. 2.1), допускаемое нормальное напряжение для сварного шва для электрода Э50А (табл. 10.2) $[\sigma]' = [\sigma] = 140 \text{ МПа}$.

Нормальное напряжение от момента M – формула (2.4):

$$\sigma'_F = \frac{6 \cdot 190000}{42^2 \cdot 7} = 9,3 \text{ МПа} < [140 \text{ МПа}].$$

Вывод: прочность достаточна.

2.4.3. Нахлёсточное соединение

Нахлёсточные соединения выполняют угловыми швами. Независимо от вида нагрузки **расчёт угловых швов ведется по наиболее опасным касательным напряжениям**. Основной размер – катет шва k (рис. 2.9). Его обычно принимают равным толщине свариваемых листов при $\delta \leq 10 \text{ мм}$ либо меньше её. Опасное сечение направлено по биссектрисе прямого угла. *Высота опасного сечения*

$$h = k \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7k. \quad (2.6)$$

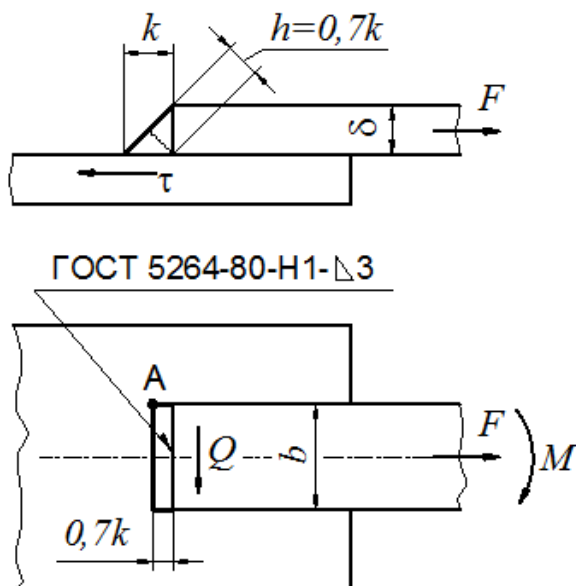


Рис. 2.9. Односторонний лобовой шов

Шов называется лобовым, если он расположен перпендикулярно действию продольной силы F (рис. 2.9), и фланговым, если расположен ей параллельно. Комбинированные швы содержат лобовые и фланговые швы.

В лобовом сварном шве (рис. 2.9) *преобладающими являются касательные напряжения, которые приняты расчётными.* При действии комбинации нагрузок касательные напряжения от каждой нагрузки определяют по формулам:

$$\tau'_F = F / (0,7kb) ; \quad (2.7)$$

$$\tau'_Q = Q / (0,7kb) ; \quad (2.8)$$

$$\tau'_M = 6M / (0,7kb^2) , \quad (2.9)$$

где F – продольная сила, Н; Q – поперечная сила, Н; M – изгибающий момент, Н·мм; b – длина лобового шва (ширина полосы), мм; $0,7k$ – высота опасного сечения сварного шва, мм.

Результирующее напряжение определяют как геометрическую сумму касательных напряжений от различных нагрузок. Так, при действии нагрузок F и Q :

$$\tau' = \sqrt{(\tau'_F)^2 + (\tau'_Q)^2} \leq [\tau]' . \quad (2.10)$$

При действии только одной нагрузки M расчётная формула (2.10) примет вид:

$$\tau'_M = 6M / (0,7kb^2) \leq [\tau]' . \quad (2.11)$$

Пример 2.3. Проверить прочность сварного соединения внахлестку односторонним лбовым швом (рис. 2.9) при постоянных нагрузках $F = 23$ кН и $Q = 32$ кН. Сварка ручная электродуговая. Ширина листа $b = 62$ мм, толщина листа $\delta = 8$ мм, катет шва $k = 6$ мм, марка материала – сталь Ст5, марка электрода Э42.

Решение:

Допускаемое нормальное напряжение для стали Ст5 $[\sigma] = 175$ МПа (табл. 2.1), допускаемое касательное напряжение для сварного шва электродом Э42 (табл. 2.2) – формула (2.1):

$$[\tau]' = 0,6 \cdot 175 = 105 \text{ МПа.}$$

Касательное напряжение от продольной силы F – формула (2.7):

$$\tau'_F = \frac{23000}{0,7 \cdot 6 \cdot 62} = 88,3 \text{ МПа.}$$

Касательное напряжение от поперечной силы Q – формула (2.8):

$$\tau'_Q = \frac{32000}{0,7 \cdot 6 \cdot 62} = 123 \text{ МПа.}$$

Результирующее касательное напряжение – формула (2.10):

$$\tau' = \sqrt{88,3^2 + 123^2} = 151 \text{ МПа} < [105 \text{ МПа}].$$

Вывод: прочность недостаточна.

Пример 2.4. Проверить прочность сварного соединения внахлестку односторонним лбовым швом (рис. 2.9) при постоянной нагрузке

$M = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Сварка ручная электродуговая. Ширина листа $b = 48 \text{ мм}$, толщина листа $\delta = 10 \text{ мм}$, катет шва $k = 8 \text{ мм}$, марка материала – сталь 09Г2, марка электрода Э42А.

Решение:

Допускаемое нормальное напряжение для стали Ст3 $[\sigma] = 210 \text{ МПа}$ (табл. 2.1), допускаемое касательное напряжение для сварного шва для электрода Э42А (табл. 2.2) $[\tau]' = 0,65[\sigma] = 0,65 \cdot 210 = 137 \text{ МПа}$.

Касательное напряжение от момента M – формула (2.9):

$$\tau'_M = 6 \cdot 250000 / (0,7 \cdot 8 \cdot 48^2) = 116 \text{ МПа} < [137 \text{ МПа}].$$

Вывод: прочность достаточна.

2.4.4. Тавровые соединения

В тавровых соединениях элементы расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях. Эти соединения выполняют двумя видами швов: стыковым с разделкой кромок, как в стыковом соединении, или угловыми без разделки кромок, как в нахлесточном соединении. Втавр сваривают полосы прямоугольного сечения, трубы, фасонный прокат (швеллеры, двутавры и др.)

При сварке угловыми швами полосы прямоугольного сечения (рис. 2.10) расчёт ведут по касательным напряжениям, возникающих от нагрузок F , Q и M , по формулам, аналогичным (2.7)...(2.9) с учётом двух швов:

$$\tau'_F = F / (0,7k \cdot 2b); \quad \tau'_Q = Q / (0,7k \cdot 2b); \quad \tau'_M = 6M / (2 \cdot 0,7kb^2).$$

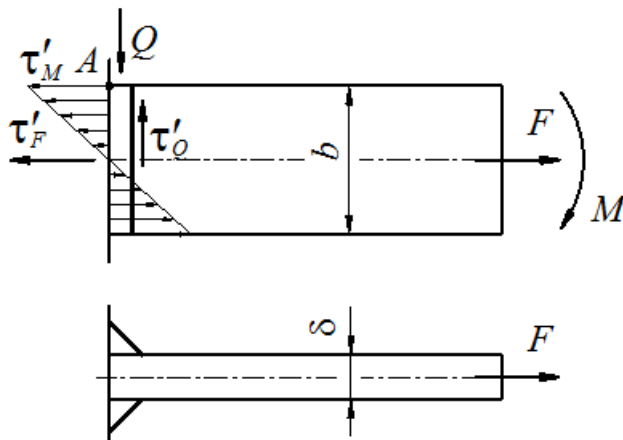


Рис. 2.10. Приварка полосы угловыми швами

Результирующее напряжение определяется геометрическим суммированием напряжений.

Пример 2.5. Проверить прочность таврового сварного соединения полосы к стенке угловыми швами (рис. 2.10) при постоянных нагрузках $F = 11$ кН и $Q = 12$ кН. Сварка ручная электродуговая. Ширина листа $b = 55$ мм, толщина листа $\delta = 8$ мм, катет шва $k = 5$ мм, марка материала – сталь Ст2, марка электрода Э50.

Решение.

Допускаемое нормальное напряжение для стали Ст2 $[\sigma] = 120$ МПа (табл. 2.1), допускаемое касательное напряжение для сварного шва для электрода Э50 (табл. 2.2) – формула (2.1):

$$[\tau]' = 0,6 \cdot 120 = 72 \text{ МПа.}$$

Касательное напряжение от продольной силы F – формула (2.7):

$$\tau'_F = \frac{11000}{0,7 \cdot 5 \cdot 55} = 57,1 \text{ МПа}$$

Касательное напряжение от поперечной силы Q – формула (2.8):

$$\tau'_Q = \frac{12000}{0,7 \cdot 5 \cdot 55} = 53,4 \text{ МПа.}$$

Результирующее касательное напряжение – формула (2.10):

$$\tau' = \sqrt{57,1^2 + 52,4^2} = 77,5 \text{ МПа} > [72 \text{ МПа}].$$

Вывод: прочность недостаточна.

Тавровое соединение полосы стыковым швом (рис. 2.11) рассчитывают с допущением, что сечение шва соответствует сечению основного материала. Стыковой шов с разделкой кромок заполняется расплавленным металлом электрода. Напряжения в сварном шве от нагрузок (см. п. 2.4.2):

$$\sigma'_F = F / (b\delta); \quad \sigma'_M = 6M / (b^2\delta); \quad \tau'_Q = Q / (b\delta),$$

где b – ширина полосы, мм; δ – толщина, мм.

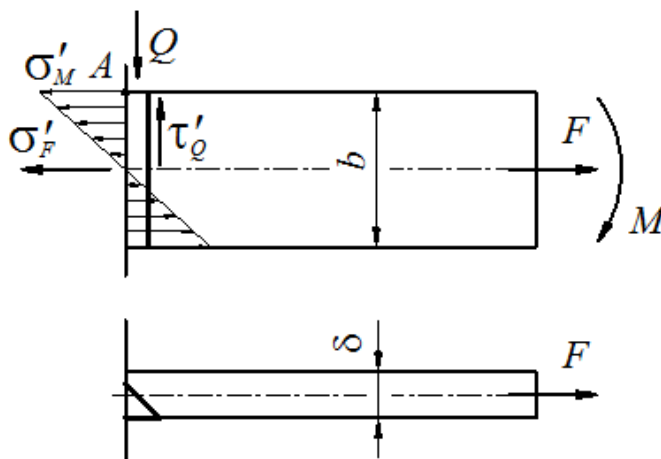


Рис. 2.11. Приварка полосы стыковым швом

Пример 2.6. Проверить прочность таврового сварного соединения полосы к стенке стыковым швом (рис. 2.11) при постоянных нагрузках $F = 33$ кН и $Q = 17$ кН. Сварка ручная электродуговая. Ширина листа $b = 65$ мм, толщина листа $\delta = 7$ мм, марка материала – сталь Ст0, марка электрода Э50.

Решение:

Допускаемое нормальное напряжение для стали Ст3 $[\sigma] = 120$ МПа (табл. 2.1), допускаемое нормальное напряжение для сварного шва для электрода Э50 (табл. 2.2) $[\sigma]' = 0,9[\sigma] = 0,9 \cdot 120 = 108$ МПа.

Нормальное напряжение от *продольной силы* F – формула (2.2):

$$\sigma'_F = \frac{33000}{65 \cdot 7} = 72,5 \text{ МПа.}$$

Касательное напряжение от *поперечной силы* Q – формула (2.3):

$$\tau'_Q = \frac{17000}{65 \cdot 7} = 36,4 \text{ МПа.}$$

Приведенное нормальное напряжение – формула (2.5):

$$\sigma'_{npIV} = \sqrt{72,5^2 + 3 \cdot 36,4^2} = 97,2 \text{ МПа} < [108 \text{ МПа}].$$

Вывод: прочность достаточна.

2.5. Резьбовые соединения

2.5.1. Классификация резьб

Соединение деталей при помощи резьбы является одним из старейших и наиболее распространённых видов разъёмных соединений – около 60% деталей машин имеют резьбу. Резьбовая поверхность образуется путем вращения по винтовой линии геометрической фигуры *абв*, называемой *профилем*, относительно оси OO' так, чтобы плоскость профиля проходила через эту ось (рис. 2.12).

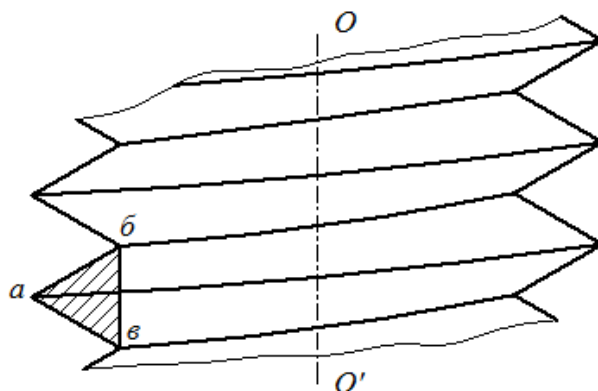


Рис. 2.12. Резьбовая поверхность

Принята классификация по следующим признакам:

- 1) по форме профиля различают: треугольные, прямоугольные, трапециевидальные и круглые резьбы;
- 2) по числу профилей различают резьбы: однозаходную, двухзаходную, трехзаходную;
- 3) по направлению винтовой линии: правую и левую резьбы;
- 4) по форме основной поверхности: цилиндрические и конические резьбы; наиболее распространена цилиндрическая резьба, коническую резьбу применяют для плотного соединения труб, маслёнок, пробок и т. п.;
- 5) по расположению относительно основной поверхности различают наружные и внутренние резьбы;
- 6) по назначению: крепёжные и ходовые.

2.5.2. Геометрические параметры резьбы

На рис. 2.13 представлены эскизы с геометрическими параметрами резьбы, где d – наружный диаметр винта;

d_1 – внутренний диаметр;

d_2 – средний диаметр.

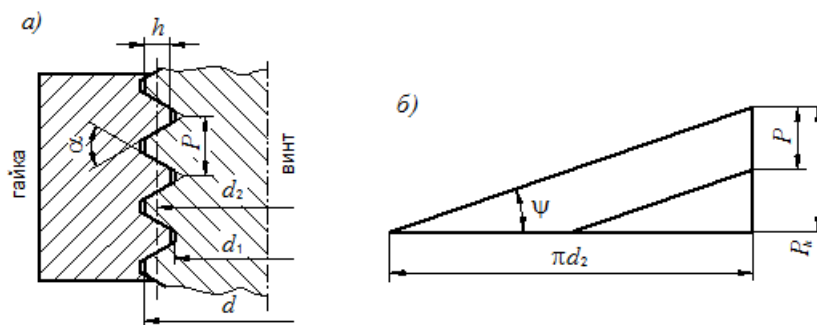


Рис. 2.13. Геометрические параметры резьбы

Номинальные значения диаметров одинаковы для винта d и для гайки D , зазоры образуются за счет предельных отклонений размеров диаметров, поэтому:

$$d = D; d_1 = D_1; d_2 = D_2. \quad (2.12)$$

P – шаг резьбы, это расстояние между одноимёнными сторонами соседних витков, измеренное в направлении оси резьбы;

h – рабочая высота профиля;

α – угол профиля.

На развертке одного витка резьбы (рис. 2.13, б) показаны следующие параметры:

ψ – угол подъёма винтовой линии (по среднему диаметру).

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi d_2}, \quad (2.13)$$

где P_h – ход резьбы.

$$P_h = P \cdot n, \quad (2.14)$$

где n – число заходов.

Все геометрические параметры резьбы и допуски на их размеры стандартизированы. Наиболее распространённая *метрическая резьба* имеет треугольный профиль с углом $\alpha = 60^\circ$ (рис. 2.13, а). Геометрические параметры метрической резьбы приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3. Основные размеры метрической резьбы
(извлечение из ГОСТ 8724)

Обозначение резьбы с крупным шагом Md	Шаг резь- бы P , мм	Диаметр резьбы		Резьба с мелким шагом		
		средний $d_2=D_2$, мм	внутренний $d_1=D_1$, мм	Обозначение $Md \times P$	средний диаметр $d_2=D_2$, мм	внутрен- ний диаметр $d_1=D_1$, мм
M6	1	5,35	4,918	M6×0,5	9,675	5,459
M8	1,25	7,188	6,647	M8×0,75	7,513	7,188
M10	1,5	9,026	8,376	M10×1	9,350	8,918
M12	1,75	10,863	10,106	M12×1	11,350	10,918
(M14)	2	12,701	11,701	(M14×1)	13,350	12,918
M16	2	14,701	13,835	M16×1	15,350	14,918
(M18)	2,5	16,376	15,294	(M18×1,5)	17,026	16,376
M20	2,5	18,376	17,294	M20×1,5	19,026	18,376
(M22)	2,5	20,376	19,294	(M22×1,5)	21,026	20,376
M24	3	22,051	20,752	M24×2	22,701	21,835
(M27)	3	25,051	23,752	(M27×2)	25,701	24,835
M30	3,5	27,727	26,211	M30×2	28,701	27,835
(M33)	3,5	30,727	29,211	(M33×2)	31,701	30,835
M36	4	33,402	31,670	M36×3	34,051	32,752
(M39)	4	36,402	34,670	(M39×3)	37,051	35,752
M42	4,5	39,077	37,129	M42×3	40,051	38,752
(M45)	4,5	42,077	40,129	(M45×3)	43,051	41,752
M48	5	44,752	42,587	M48×3	46,051	44,752

2.5.3. Оценка соединения

Резьбовое соединение – единственная конструкция, не имеющая альтернативной, с которой можно её сравнивать. Используют объективные критерии оценки.

Достоинства:

- 1) высокая несущая способность и надёжность;
- 2) удобство сборки и разборки;
- 3) относительно малая стоимость, обусловленная стандартизацией;
- 4) наличие большой номенклатуры резьбовых деталей.

Недостатки:

- 1) наличие значительной концентрации напряжений;
- 2) нетехнологичность некоторых специальных конструкций резьбовых деталей.

2.5.4. Напряжённое состояние в резьбе

Резьба находится в сложном напряжённом состоянии (рис. 2.14). При действии осевой нагрузки F_a по цилиндру диаметром d_1 возникают *напряжения среза* τ . В тех же сечениях возникают *напряжения изгиба* σ_u . *Напряжения смятия* $\sigma_{см}$ расположены нормально рабочим поверхностям. *Нормальные напряжения растяжения* от силы F_a приложены к опасному сечению диаметра d_1 .

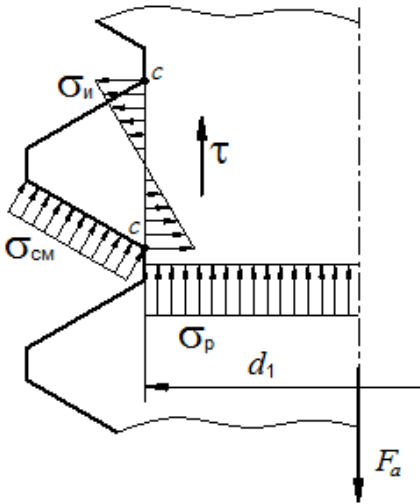


Рис. 2.14. Напряжения в резьбе

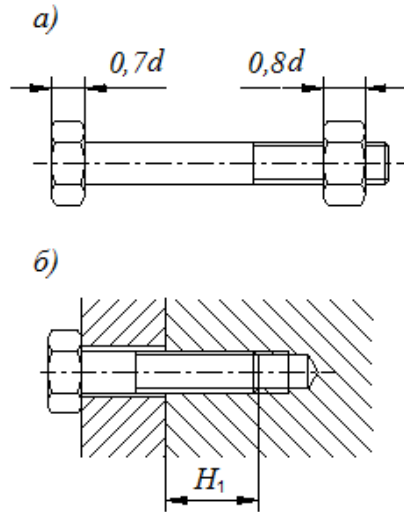


Рис. 2.15. Резьбовые детали

Параметры стандартной резьбы и резьбовых деталей принимаются из условия равнопрочности резьбы и стержня винта. В соответствии с этим условием высоту нормальных стандартных гаек принимают (рис. 2.15, а):

$$H = 0,8d. \quad (2.15)$$

По тем же соображениям устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали: в стальные детали $H_1 = d$, в чугунные и силуминовые $H_1 = 1,5d$ (рис. 2.15, б).

Параметры стандартных резьб исключают необходимость их расчёта на прочность.

2.5.5. Виды разрушения резьбовых деталей

Опыт эксплуатации машин показывает, что характерными видами отказов болтовых соединений являются разрушения деталей или их элементов и нарушение стабильности затяжки. *Разрушение деталей* происходит, как правило, из-за среза витков резьбы, а также из-за разрушения болтов и шпилек по резьбовой части. *При статических перегрузках* происходит обрыв стержня, срез, изгиб и смятие резьбы на болте и гайке.

Усталостные разрушения, которые составляют 90% всех отказов, характерны для болтов. **Потеря сопротивления усталости** происходит в результате длительного действия переменных напряжений, превышающих предел выносливости материала σ_{-1} . Сопротивление усталости значительно понижается при наличии концентраторов напряжений, связанных с конструктивной формой детали (галтели, резьбы и т. п.) или с дефектами производства (царапины, трещины и пр.).

Диаграмма статистики усталостных разрушений приведена на рис. 2.16. **Разрушения происходят по резьбе** как по сильному концентратору напряжения. В комбинации с концентрацией нагрузки по нижним виткам это дает 65% всех усталостных разрушений. Разрушение стержня под головкой болта и в месте сбега резьбы также происходит из-за концентрации напряжений.

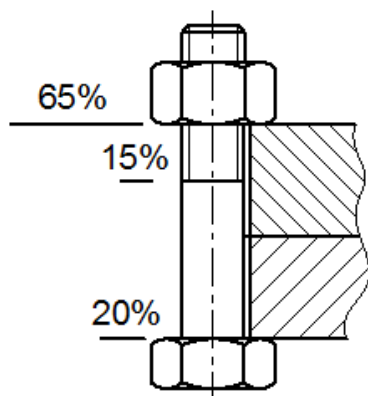


Рис. 2.16. Статистика усталостных разрушений

Основной критерий работоспособности и расчёта болтовых соединений – прочность, статическая и усталостная.

2.5.6. Расчёт незатянутого болтового соединения

Расчёт рассмотрен на примере крюка механизма подъёма груза (рис. 2.17). На крюк действует нагрузка F_a , являющаяся растягивающей для болта. *Соединение незатянутое, с одиночным болтом.* Объектом расчёта является верхняя нарезанная часть крюка, на которую навинчивается гайка.

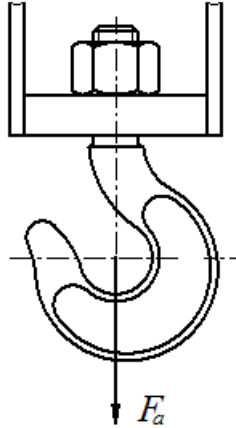


Рис. 2.17. Крюковая подвеска

Предпосылки расчёта:

- а) нагрузка, воспринимаемая болтом, действует вдоль оси;
- б) расчётная площадь болта в его нарезанной части рассматривается как площадь круга диаметром d_1 (без учёта витков);
- в) нагрузка распределяется равномерно между витками резьбы (что справедливо в момент, предшествующий разрушению).

Расчётное сечение болта – по внутреннему диаметру резьбы d_1 .

Условие прочности по напряжениям растяжения в сечении диаметра d_1 :

$$\sigma_p = \frac{F_a}{A} = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (2.16)$$

Из формулы (2.16) находят внутренний диаметр резьбы d_1 , по которому из каталога (табл. 2.3) выбирают стандартную резьбу. Допускаемое напряжение при статической нагрузке:

$$[\sigma] = 0,6\sigma_t, \quad (2.17)$$

где σ_t – предел текучести материала. Материалы болтов, их механические характеристики и классы прочности приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4. Материалы резьбовых изделий

Марка стали	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа	Класс прочности
Ст3 и 10	340	200	160	3.6
20	400	240	170	4.6
25	450	275	175	4.6
35	500	300	180	5.6
45	600	360	240	6.6
50	630	380	250	6.6
30X	800	640	280	8.8
40X	900	750	320	8.8
40XH	900	750	320	8.8
30XГСН	1000	900	300	10.9

Примечание. Стали обыкновенного качества по ГОСТ 380, стали качественные по ГОСТ 1050, стали легированные – по ГОСТ 4543.

Пример 2.7. Рассчитать резьбу рым-болта и привести её обозначение на чертеже. Нагрузка статическая. Осевая сила $F_a = 2600$ Н, материал болта – сталь 30Х.

Решение:

Предел текучести для стали 30Х $\sigma_T = 640$ МПа (табл. 2.4). Допускаемое напряжение для незатянутого соединения – формула (2.17):

$$[\sigma] = 0,6 \cdot 640 = 384 \text{ МПа.}$$

Внутренний диаметр резьбы из формулы (2.16):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2600}{\pi \cdot 384}} = 2,94 \text{ мм.}$$

Принят болт М8 с $d_1 = 6,647$ мм (табл. 2.3).

Примечание. В машиностроении болты меньше М8 не используются.

2.5.7. Расчёт винтовой стяжки

Винтовая стяжка (рис. 2.18) используется для крепления металлических котельных труб, железнодорожных цистерн к раме, стоек и тому подобных устройств. При натяжении болтов путем вращения стяжки *кроме нормального напряжения от растягивающей силы F_a возникает касательное напряжение от момента трения в резьбе.*

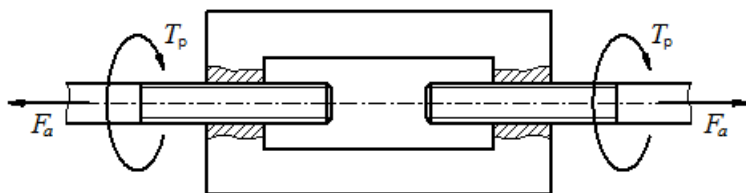


Рис. 2.18. Винтовая стяжка

Сложное напряжённое состояние от действия одновременно нормальных и касательных напряжений, требует определения приведенного напряжения по теории прочности. Расчёты упрощают, увеличивая осевую нагрузку на 30% и рассчитывая болт на растяжение по нормальным напряжениям:

$$\sigma = 1,3 \cdot F_a / (\pi d_1^2 / 4) \leq [\sigma] = \sigma_T / s_T. \quad (2.18)$$

В расчётах затянутых болтовых соединений коэффициент 1,3 учитывает касательные напряжения от момента трения в резьбе.

Упрощение методики расчёта не снимает сложности при определении допускаемых напряжений. В затянутых соединениях допускаемое напряжение, а точнее коэффициент запаса прочности по текучести материала s_T , зависит от диаметра болта, который неизвестен (табл. 2.5).

Таблица 2.5. Коэффициенты запаса прочности при неконтролируемой затяжке

Материал болта	Коэффициент s для болтов		
	$M6...M16$	$M16...M30$	$M30...M60$
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

Высокие значения s_T для болтов малых размеров обосновывается опасностью их разрушения (скручивания) при неконтролируемой затяжке. По этой же причине в общем машиностроении не рекомендуется применять болты менее $M8$. Ориентировочно диаметр болта из стали 20 может быть принят из табл. 2.6 по величине расчётной нагрузки.

Таблица 2.6. Допускаемые нагрузки для болтов из стали 20

Обозначение резьбы	Допускаемая нагрузка $[F_p]$, Н	Обозначение резьбы	Допускаемая нагрузка $[F_p]$, Н
M6	800	M16	8000
M8	1500	M20	14000
M10	2500	M24	21000
M12	3800	M30	46000

Для выхода из данной ситуации предлагается следующий *порядок расчёта*:

- 1) по расчётной нагрузке $F_p = 1,3F_a$ из табл. 2.6 предварительно принимают метрическую резьбу и выписывают из табл. 2.4 её размеры (d , d_1 , p);
- 2) выписывают из табл. 2.3 механические характеристики материала болта, находят коэффициент запаса s_T из табл. 2.5 и рассчитывают допускаемое напряжение по формуле (2.18);
- 3) рассчитывают внутренний диаметр резьбы d_1 и принимают её обозначение и размеры; если он совпадает с ранее принятым в п. 1, то расчёты завершаются. В противном случае корректируют коэффициент запаса, допускаемое напряжения и расчёты диаметра d_1 по пп. 2 и 3 повторяют.

В затянутых болтовых соединениях коэффициент запаса прочности принимают в зависимости от предполагаемого диаметра болта, которым следует предварительно задаться.

Пример 2.8. Рассчитать болты винтовой стяжки (рис. 2.18). Нагрузка статическая, осевая сила $F_a = 20$ кН. Материал винта сталь 45. Затяжка неконтролируемая.

Решение.

Расчётная нагрузка $F_p = 1,3 \cdot F_a = 1,3 \cdot 20 = 26$ кН. При неконтролируемой затяжке принята резьба M27 (по интерполяции табл. 10.2). Коэффициент запаса $s_T = 2,8$ (по интерполяции табл. 2.6). Для стали 45 предел текучести $\sigma_T = 360$ МПа (табл. 2.2). Допускаемое напряжение $[\sigma] = 360/2,8 = 129$ МПа. Внутренний диаметр резьбы из формулы (2.18):

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_a}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 20 \cdot 10^3}{\pi \cdot 129}} = 16,6 \text{ мм.}$$

Этот диаметр соответствует резьбе M20, для которой $d_1 = 17,294$ мм. Однако следует уточнить коэффициент запаса, так как для M20 он выше,

чем для М27, допускаемое напряжение – ниже, а диаметр больше. По линейной интерполяции находим из табл. 2.5 коэффициент запаса $s_T = 3,6$. Внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 3,6}{\pi \cdot 360}} = 18,88 \text{ мм.}$$

Резьба М20 с $d_1 = 17,294$ мм не подходит, так как она меньше рассчитанного $d_1 = 18,88$ мм.

Вывод. Принят болт М22 с $d_1 = 19,294$ мм (табл. 2.3).

2.6. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения служат для закрепления деталей на валах и передачи крутящего момента T . Такими деталями являются шкивы, зубчатые колёса, муфты, маховики, кулачки и т. д. Соединения осуществляют с помощью *шпонки* – специальной детали, закладываемой в паз вала (рис. 2.19) и ступицы соединяемых деталей

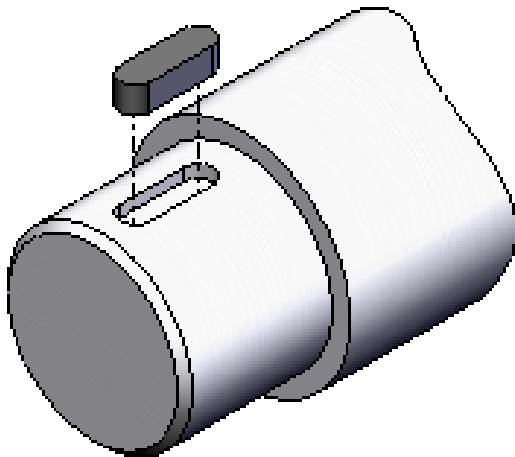


Рис. 2.19. Шпонка призматическая

Различают *неподвижные и подвижные* шпоночные соединения. У подвижных соединений, например, в коробках передач, ступица может перемещаться на валу вдоль его оси; в этом случае используют длинные направляющие шпонки, которые крепят к валу винтами.

Достоинства:

- 1) Простота конструкции.
- 2) Сравнительно низкая стоимость.
- 3) Возможность жёсткой фиксации ступицы в окружном направлении.

Недостатки:

- 1) Ослабление пазами вала и ступицы.
- 2) Концентрация напряжений в зоне шпоночной канавки.
- 3) Необходимость ручной подгонки или подбора.

Шпоночное соединение применяют преимущественно в тех случаях, когда посадку с натягом (см. след. тему) не удастся реализовать по условиям прочности или технологическим возможностям.

К ненапряжённым шпоночным соединениям относятся соединения призматическими и сегментными шпонками.

Призматические шпонки (рис. 2.20) применяют в конструкциях наиболее широко, так как они просты в изготовлении и имеют сравнительно небольшую глубину врезания в вал.

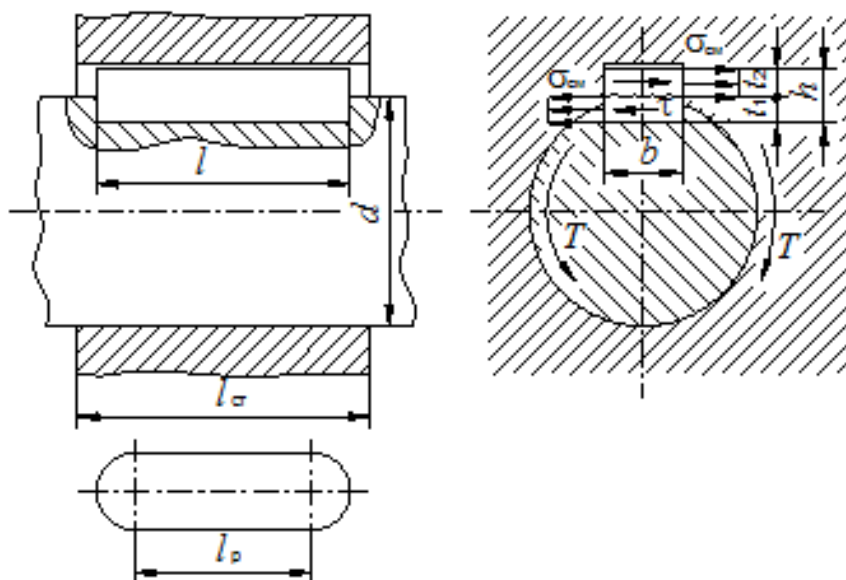


Рис. 2.20. Соединение призматической шпонкой

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение с отношением ширины к высоте $b/h \geq 1$. Их устанавливают с небольшим натягом в пазы валов. Рабочими у шпонок являются боковые узкие грани (рис. 2.20). В радиальном направлении предусмотрен зазор. Материал шпонок – чистотянутая сталь 45 и сталь Ст6 с $\sigma_B > 590$ МПа. В значительно нагруженных соединениях применяют легированные стали с термообработкой.

Торцы шпонок могут быть *плоскими* либо *скруглёнными* (рис. 2.20). Это зависит от технологии изготовления паза вала. Предпочтительно изготовление шпоночного паза *дисковой фрезой* (рис. 2.21); при этом достигается высокая точность выполнения размера ширины паза и меньшая концентрация напряжений. Однако осевая фиксация шпонки менее надёжна, чем при его фрезеровании *пальцевой фрезой*.

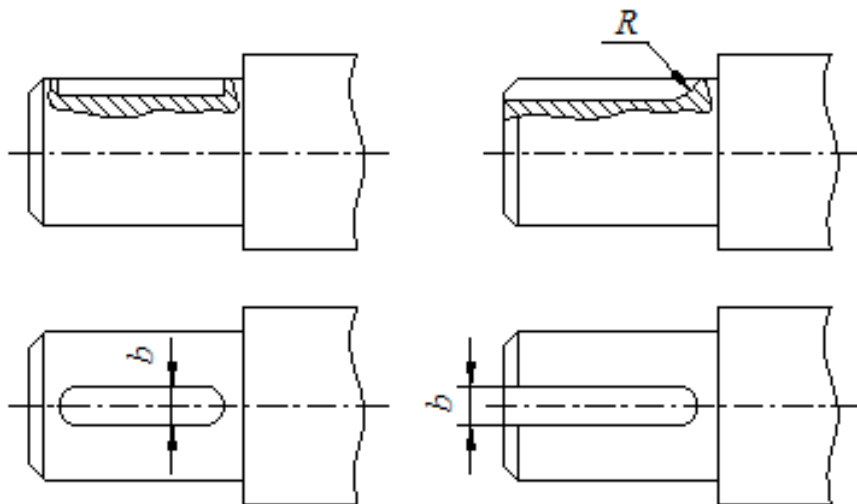


Рис. 2.21. Шпоночные пазы

Пазы в ступице выполняют долблением (строганием) или протягиванием одношлицевой протяжкой. Глубина паза ступицы t_2 меньше глубины паза вала t_1 и является расчётной при определении напряжений смятия. Призматические шпонки вставляют в паз вала с небольшим натягом, а в паз ступицы – с зазором. Извлечение шпонки из паза вала технологией ремонта не предусмотрена.

При передаче момента T на боковых гранях возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении шпонки – напряжения среза τ (рис. 2.20). Условия прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d l_p t_2} \leq [\sigma_{см}]; \quad (2.19)$$

$$\tau = \frac{2T}{d b l_p} \leq [\tau], \quad (2.20)$$

где l_p – расчётная длина шпонки со скругленными торцами;

$$l_p = l - b. \quad (2.21)$$

В формулах (2.19) и (2.20) отношение $2T/d$ соответствует окружному усилию F_t , которым заменяют действие момента T ; **размеры сечений шпонки и паза ($b \times h \times t_2$) определяют в зависимости от диаметра участка вала d по ГОСТ 23360 (табл. 2.7).**

Таблица 2.7. Размеры призматических шпонок и пазов, мм
(извлечение из ГОСТ 23360)

Вал		Шпонка			Шпоночный паз				
d		$b (h9)$	$h (h9)$	$l(h14)$	Предельные отклонения ширины нормального соединения			Глубина	
Свыше	До				b	Вал ($N9$)	Втулка ($Js9$)	Вал t_1	Втулка t_2
17	22	6	6	14–70	5	0 -0,030	$\pm 0,015$	3,5 +0,1 0	2,8 +0,1 0
22	30	8	7	18–90	6	0	$\pm 0,018$	4	3,3
30	38	10	8	22–110	8	-0,036		5	3,3
38	44	12	8	28–140	10			5	3,3
44	50	14	9	36–160	14		$\pm 0,021$	5,5	3,8
50	58	16	10	45–180	16	0		6 +0,2	4,3 +0,2
58	65	18	11	50–200	18	-0,043		0	0
65	75	20	12	56–220	20			7	4,4
75	85	22	14	63–250	22		$\pm 0,026$	7,5	4,9
85	95	25	14	70–280	25	0		9	5,4
95	110	28	16	80–320	28	-0,052		9	5,4
								10	6,4
Длины: 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400									
Материал – сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТ 8787.									

Длина ступицы должна быть больше диаметра вала *из условия центрирования по цилиндру* по соотношению:

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5)d. \quad (2.22)$$

Длину стандартной шпонки принимают $l \leq l_{cm} - (5 \dots 10)$ мм и округляют по табл. 2.7. Из двух видов напряжений *наиболее опасными являются напряжения смятия*, поэтому в расчётах используют только формулу (2.19). Допускаемое напряжение смятия при стальной ступице принимают $[\sigma_{см}] = 100 \dots 120$ МПа при переходных посадках и $[\sigma_{см}] = 150 \dots 200$ МПа при посадках с натягом. Проверка должна заканчиваться выводом «Прочность достаточна».

Если при проверке рабочие напряжения смятия окажутся больше допускаемых, то *можно взять сечение на один размер меньше* и расчёты повторить. В случае, когда одна шпонка не может передать заданную нагрузку, *принимают две шпонки*, а рабочие напряжения снижают в 2 раза.

Обозначение: Шпонка $b \times h \times l \times t_2$ ГОСТ 23360.

Пример 2.9. Подобрать призматическую шпонку и проверить её по напряжениям смятия по следующим *исходным данным*: диаметр вала $d = 50$ мм, крутящий момент на валу $T = 250$ Н·м, допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 100$ МПа. МПа. Шпоночное соединение – основное, посадка – переходная.

Решение.

Принимаем по диаметру вала $d = 50$ мм шпонку с размерами: ширина $b = 14$ мм, высота $h = 9$ мм, глубина паза втулки $t_2 = 3,8$ мм (табл. 2.7). Длина ступицы $l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 50 = 60 \dots 75$ мм. Принимаем $l_{cm} = 70$ мм

(прил. А). Принимаем длину шпонки $l = 63$ мм (табл. 2.7). Расчётная длина шпонки $l_p = 63 - 14 = 49$ мм. Рабочие напряжения смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{50 \cdot 49 \cdot 3,8} = 53,7 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = [100]$$

Вывод. Прочность достаточна. Принята шпонка $14 \times 9 \times 63 \times 3,8$ ГОСТ 23360.

2.7. Соединения с гарантированным натягом

2.7.1. Общие сведения

Соединение двух деталей по цилиндрической поверхности можно осуществить со значительной нагрузочной способностью. Для этого необходимо изготовить детали с такими размерами, чтобы обеспечить натяг соединения, а при сборке запрессовать одну деталь в другую (рис. 2.23). *Натягом* N называют положительную разность диаметров вала и отверстия, то есть

$$N = d - D = B - A. \quad (2.23)$$

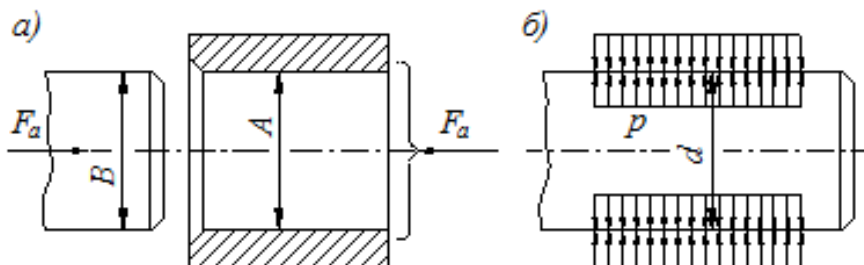


Рис. 2.22. Соединяемые детали

После сборки диаметр d посадочных поверхностей становится общим. При этом на поверхностях соединяемых деталей возникает давление p и соответствующие ему силы трения. Они обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать нагрузки F_a , T и их комбинацию. Полученное таким образом пресовое соединение имеет *нежёсткую фиксацию деталей* в осевом и окружном направлениях.

Нагрузочная способность пресового соединения зависит от натяга, значение которого рассчитывают в соответствии с нагрузкой.

2.7.2. Допуски и посадки

При сборке сопрягаемых деталей, входящих одна в другую, различают охватывающую поверхность (отверстие) и охватываемую (вал). Размер сопрягаемых поверхностей отверстия и вала носит общее название *номина-*

нального размера соединения, который одинаков для отверстия и вала. Его принимают по стандарту (прил. А) и проставляют на чертежах.

Разность между размерами отверстия и вала определяет *посадку*, то есть *характер соединения сопряжённых деталей*, которая может быть с зазором, с натягом и переходная, допускающая как зазор, так и натяг.

В отечественной Единой системе допусков и посадок (ЕСДП) принята международная буквенно-цифровая система обозначений предельных отклонений размеров от номинала. Отклонения $a - h$ (для валов) и $A - H$ (для отверстий) предназначены для образования полей допусков и посадок с зазором; $p - z$ ($P - Z$) – для обеспечения *гарантированного натяга* (прессового соединения); j_s, k, m, n (J_s, K, M, N) дают переходные посадки.

На рис. 2.23 представлено соединение с зазором, где $d = D$ – номинальный размер. Наибольший и наименьший предельные размеры определяют по зависимостям:

для отверстия:

$$D_{\max} = D + ES; D_{\min} = D + EI; \quad (2.24)$$

для вала:

$$d_{\max} = d + ei; d_{\min} = d + es; \quad (2.25)$$

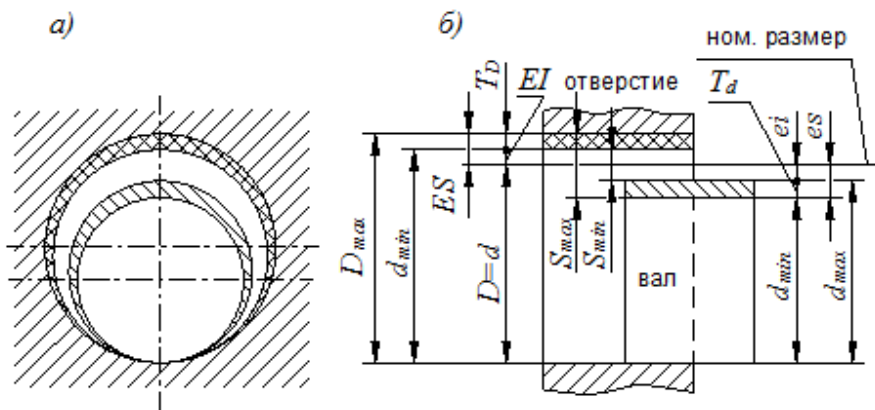


Рис. 2.23. Соединение с зазором

В формулах (2.24) и (2.25) D_{\max} и D_{\min} – предельные размеры отверстия, d_{\max} и d_{\min} – предельные размеры вала; EI и ei – основные отклонения соответственно отверстия и вала, ES – максимальное предельное отклонение отверстия, es – максимальное предельное отклонение вала. *Предельные отклонения:*

$$ES = EI + IT_D; es = ei + IT_d, \quad (2.26)$$

где IT_D – допуск отверстия, определяемый как разность между предельными отклонениями; IT_d – допуск вала.

Величины ES и es зависят от качества (*quality* – качество, имеет смысл класса точности), по которому назначается допуск IT (I –*ISO*, *Toleranz* – допуск). Установлено 20 квалитетов, из которых квалитеты 6...8 характеризуют высокую точность размеров, квалитеты 12...15 используют для свободных размеров.

В системе отверстия, являющейся предпочтительной по техническим и экономическим соображениям, минимальное предельное отклонение $EI = 0$. Каждый из заштрихованных прямоугольников на рис. 2.23, ограниченных верхними и нижним отклонениями, называется *полем допуска*. На рисунке показаны поля допусков с зазорами от $S_{min} = D_{min} - d_{max}$ до $S_{max} = D_{max} - d_{min}$. Предельные отклонения наиболее распространённых размеров и посадок приведены в прил. Б.

На рис. 2.24 изображён пример полей допусков посадок с натягом, выполненных в системе отверстия (рис. 2.24, а) и внесистемная посадка (рис. 2.24, б). Обозначают предельные отклонения размеров деталей по типу:

$$\varnothing 50H7 = \varnothing 50^{+0,025}_{0} = \varnothing 50H7(^{+0,025}_{0});$$

$$\varnothing 50s6 = \varnothing 50^{+0,059}_{+0,043} = \varnothing 50s6(^{+0,059}_{+0,043}).$$

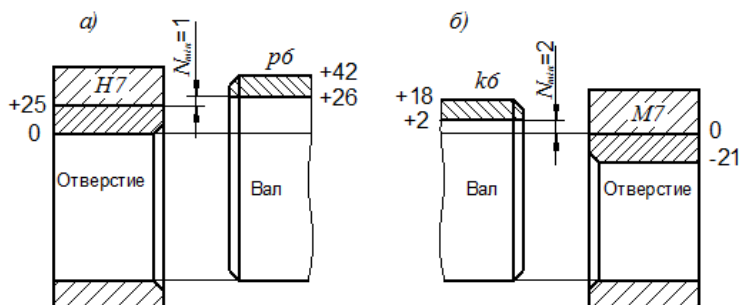


Рис. 2.24. Поля допусков посадок с натягом

В соединениях предельные отклонения обеих поверхностей обозначают по типу:

$$\varnothing 50 \frac{H7}{g6} = \varnothing 50 \frac{+0,025}{-0,09 \text{ } -0,025} \text{ — посадка с зазором:}$$

$$\varnothing 50 \frac{H7}{s6} = \varnothing 50 \frac{+0,025}{+0,059 \text{ } +0,043} \text{ — посадка с натягом.}$$

Из приведенных примеров нетрудно рассчитать допуски в зависимости от качества: $IT6 = 0,059 - 0,043 = 0,016$ мм; $IT7 = 0,025 - 0 = 0,025$ мм.

2.7.3. Технология сборки

Детали соединяют механическим или тепловым способами. При сборке *механическим способом* охватываемую деталь с помощью пресса или молотка устанавливают в охватывающую деталь или наоборот.

Тепловой способ сборки применяют при больших натягах и производится путем нагрева охватывающей детали (втулки) до температуры 300°C в масляной ванне или охлаждением охватываемой детали (вала) до температуры не выше -150°C в жидком азоте или жидком воздухе.

В качестве примеров прессовых посадок на рис. 2.25 приведен эскиз локомотивной колёсной пары, где соединения 2 и 3 получают напрессовкой, соединение 4 – нагревом бандажа, а в соединении 1 применяют оба вида сборки. Усилия напрессовки зависят от величины натяга; в частности, усилие при напрессовке колёсного центра на ось $F_a = 500 \dots 800$ кН.

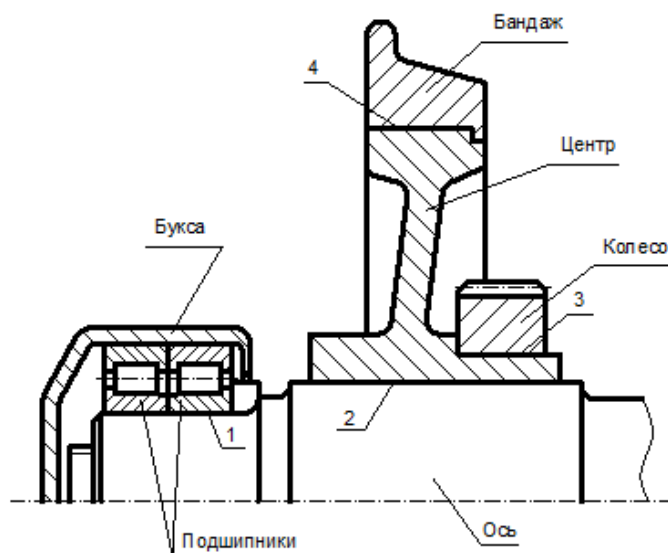


Рис. 2.25. Соединения с натягом локомотивной колёсной пары

2.7.4. Расчёт прочности соединения

Расчёт прочности (неподвижности) заключается в *определении расчётного натяга и выборе посадки*. Расчётная схема представлена на рис. 7.6.

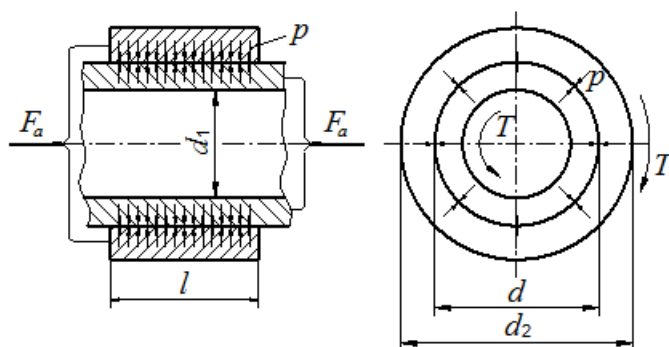


Рис. 2.26. Расчётная схема соединения

Условие прочности при нагружении осевой силой записывают *аналогично клеммовому соединению*:

$$KF_a = \pi d l f p. \quad (2.27)$$

По теории расчёта толстостенных сосудов давление на поверхности контакта в зависимости от натяга определяют по формуле Лямэ:

$$p = \frac{N}{d(C_1/E_1 + C_2/E_2)}, \quad (2.28)$$

где d – номинальный размер соединения, мм;

N – расчётный натяг, мм;

C_1 и C_2 – коэффициенты задачи Лямэ;

E_1 и E_2 – модули упругости, МПа.

Коэффициенты C_1 и C_2 определяют по формулам:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (2.29)$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона;

d_1 и d_2 – диаметры вала (внутренний, про сплошном вале $d_1 = 0$) и втулки (наружный).

Из формул (2.27) и (2.28) находят расчётный натяг:

$$N = \frac{KF_a}{\pi l f} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right). \quad (2.30)$$

Для крутящего момента T и комбинации нагрузок справедливы следующие равенства:

$$N = \frac{2KT}{\pi d l f} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right); \quad (2.31)$$

$$N = \frac{K \sqrt{F_a^2 + (2T/d^2)^2}}{\pi l f} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right). \quad (2.32)$$

Механические характеристики материалов соединений приведены в табл. 2.8.

Таблица 2.8. Механические характеристики деталей соединения

Материал втулки	Сталь	Чугун	Бронза
Модуль упругости E , МПа	$(21 \dots 22) \cdot 10^4$	$(12 \dots 14) \cdot 10^4$	$(10 \dots 11) \cdot 10^4$
Коэффициент Пуассона μ	0,3	0,25	0,33
Коэффициент трения f при сборке: механической тепловой	0,06...0,13 0,14...0,16	0,07...0,12 0,07...0,09	0,05...0,10 0,05...0,14

Примечания: 1. Охватываемая деталь из стали или чугуна. 2. При отсутствии смазки принимать верхнее значение коэффициентов трения f .

Рекомендуемые посадки и их натяги приведены в прил. Б и В.

Пример 2.10. Рассчитать посадку ступицы на цилиндрический вал с $d = 50$ мм, $d_1 = 0$, $d_2 = 70$ мм, $l = 80$ мм. Материал деталей – сталь ($E = 21,5 \cdot 10^4$ МПа, $\mu = 0,3$). Крутящий момент $T = 240$ Н·м; осевая нагрузка $F_a = 800$ Н. Сборка тепловая.

Решение.

Коэффициенты – формула (2.29):

$$C_1 = \frac{50}{50} - 0,3 = 0,7; \quad C_2 = \frac{70^2 + 50^2}{70^2 - 50^2} + 0,3 = 3,38.$$

При коэффициенте запаса $K = 1,5$ расчётный натяг – формула (2.32):

$$N = \frac{1,5 \cdot \sqrt{800^2 + (2 \cdot 240 \cdot 10^3 / 50)^2}}{\pi \cdot 80 \cdot 0,13} \times \\ \times \left(\frac{0,7}{21,5 \cdot 10^4} + \frac{3,38}{21,5 \cdot 10^4} \right) \cdot 10^3 = 8,39 \text{ мкм.}$$

Принята посадка (прил. В и Б)

$$\begin{array}{c} \text{+0,025} \\ \text{Ø50} \frac{\text{H7}}{\text{r6}} = \text{Ø50} \frac{\text{+0,050}}{\text{+0,034}} \end{array}$$

с минимальным натягом $N_{\min} = 0,034 - 0,025 = 0,009 \text{ мм} = 9 \text{ мкм} > N$.

Вывод. Принята посадка $\text{Ø50} \frac{\text{H7}}{\text{r6}}$.

2.7.5. Оценка и применение

Прессовые соединения относятся к группе неразъёмных и предварительно напряжённых. Они также относятся к *группе соединений вальсугища*. Разборка соединения связана с применением специальных приспособлений, сопровождается повреждением посадочных поверхностей и поэтому не рекомендуется без применения специальных мер.

Достоинства:

- 1) Простота конструкции.
- 2) Хорошее центрирование сопрягаемых деталей.
- 3) Способность воспринимать значительные статические и динамические нагрузки.

Недостатки:

- 1) Высокая концентрация напряжений.
- 2) Высокая трудоёмкость сборки при больших натягах.
- 3) Большое рассеивание фактических натягов и невозможность определения истинной нагрузочной способности.

С помощью посадок с гарантированным натягом соединяют зубчатые колеса, шкивы, маховики, подшипники качения и т. п. детали. Прессовые посадки используют при изготовлении составных коленчатых валов, червячных колес, колёсных пар и др. изделий.

На практике часто применяют комбинацию прессового соединения со шпоночным. При этом *прессовое соединение может быть основным или вспомогательным*. В первом случае большая доля нагрузки воспринимается прессовой посадкой, а шпоночное соединение по существу выключено из работы и оказывается резервным, а шпонка лишь обеспечивает жёсткую фиксацию деталей в окружном направлении. Во втором случае прессовую посадку используют для центровки деталей и частичной разгрузки шпонки. Расчёт комбинированного соединения выполняют по схеме расчёта соединения с натягом.

3. ДЕТАЛИ МАШИН. ПЕРЕДАЧИ

Темы:

- 3.1. Цилиндрическая зубчатая передача
- 3.2. Зубчатые редукторы
- 3.3. Ремённые передачи
- 3.4. Цепные передачи

3.1. Цилиндрическая зубчатая передача

3.1.1. Общие сведения

Цилиндрические зубчатые колёса нарезают методами копирования и огибания на фрезерных или специальных станках.

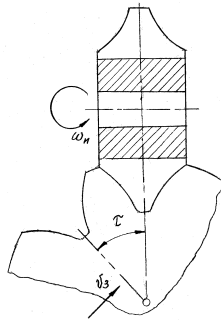


Рис. 3.1. Нарезание впадины дисковой фрезой методом копирования

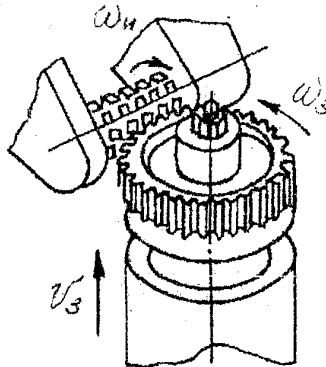


Рис. 3.2. Нарезание колеса червячной фрезой методом копирования

Достоинства зубчатых передач:

- 1) Высокая нагрузочная способность (P до 300 МВт) и, как следствие, компактность передачи.
- 2) Высокий КПД ($\eta = 0,97 \dots 0,99$).
- 3) Большая долговечность и надёжность работы.

4) Постоянство передаточного отношения.

5) Малые нагрузки на валы и опоры.

Недостатки:

1) Сравнительно сложная технология изготовления.

2) Повышенные требования к точности изготовления.

3) Наличие шума при больших скоростях.

Из всех разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение получили *передачи с цилиндрическими колёсами* как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надёжные и малогабаритные. Прямозубые колёса при скорости $v > 3$ м/с *заменяют косозубыми и шевронными* (сдвоенные косозубые) для повышения нагрузочной способности и снижения шума.

3.1.2. Виды разрушений зубьев и критерии расчёта

При работе зубчатой передачи возникают усилия в зацеплении. Контакт происходит по контактными линиями, по которым действует распределённая нагрузка q (Н/м). Для упрощения расчётов её заменяют сосредоточенной силой F_n , направленной по нормали к сопряжённым поверхностям зубьев. При передаче крутящего момента в зацеплении кроме неё действует сила трения (рис. 3.3, а):

$$F_{\text{тр}} = F_n f, \quad (3.1)$$

связанная со скольжением.

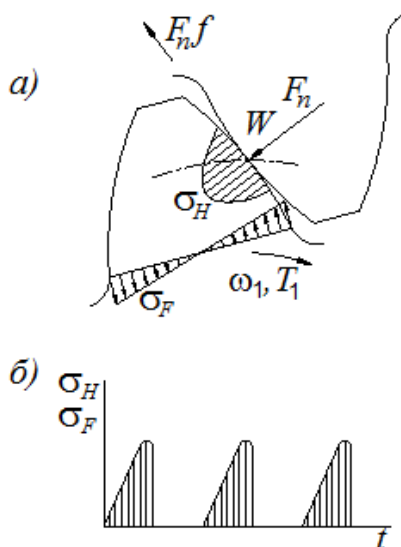


Рис. 3.3. Напряжённое состояние зуба

Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии. Решающее значение на его работоспособность оказывают два основных напряжения: *контактные напряжения* σ_H и *напряжения изгиба* σ_F . Для каждого зуба σ_H и σ_F не являются постоянно действующими. Они

изменяются во времени по пульсирующему циклу (рис. 3.3, б). Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев, которое проявляется различным образом.

1) **Поломка зубьев.** Поломка связана с напряжениями изгиба. Поломка зуба (выламывание углов или целого зуба, рис. 3.4) является одним из распространённых и наиболее опасных видов разрушения, так как обломок зуба может попасть в зацепление и привести к аварии. Различают два вида поломки:

- а) поломка от перегрузок ударного действия;
- б) усталостная поломка, связанная с циклической нагрузкой и концентрацией напряжений.

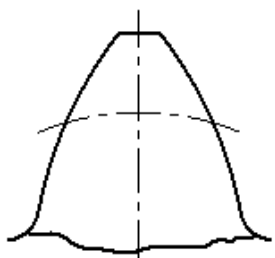


Рис. 3.4. Излом

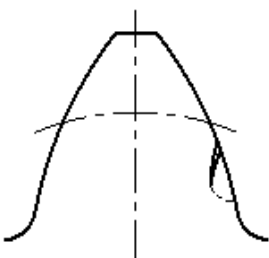


Рис. 3.5. Выкрашивание

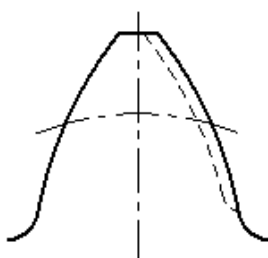


Рис. 3.6. Износ

Меры по предупреждению поломок:

- а) расчёт по изгибным напряжениям;
- б) увеличение модуля;
- в) термообработка;

Все остальные виды разрушения зубьев – поверхностные. Они связаны с контактными напряжениями и трением.

2) **Усталостное выкрашивание.** Такой вид разрушения характерен для закрытых зубчатых передач, работающих при хорошей смазке. Зубья таких передач разделены тонким слоем смазки. При этом износ зубьев мал. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На контактной площадке малых размеров под действием силы F_n появляются трещины, расположенные в подповерхностном слое, различно ориентированные на ведущем и ведомом профилях.

За счёт гидростатического давления трещины на поверхности ножек расклиниваются и частички металла со временем откалываются, образуя углубления, напоминающие оспинки, которые растут и превращаются в раковины (рис. 3.5). Причина выкрашивания – контактные напряжения.

Основные меры по предотвращению выкрашивания:

- а) расчёт на выносливость по контактным напряжениям;
- б) термообработка с целью повышения твёрдости.

3) **Абразивный износ** (рис. 3.6). Износ является основной причиной выхода из строя открытых зубчатых передач, работающих при недостаточной смазке. В таких передачах усталостное выкрашивание не наблюдается,

так как поверхностные слои истираются раньше, чем появляются трещины усталости.

4) **Заедание** наблюдается преимущественно в высоконагруженных передачах. В месте соприкосновения зубьев развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит микросхватывание, своеобразное сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения (рис. 3.7). Уменьшить склонность к заеданию можно ограничением контактных напряжений.

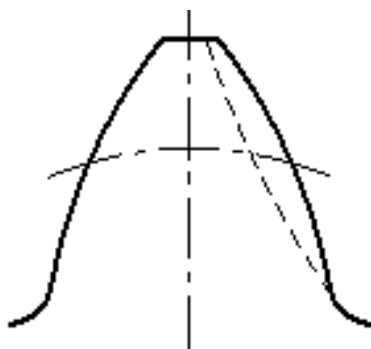


Рис. 3.7. Задир

Анализируя виды разрушения, выявляют основные критерии работоспособности зубчатых передач:

- а) контактная прочность;
- б) изгибная прочность.

Основными критериями работоспособности и расчёта зубчатых передач являются контактные и изгибные напряжения. Расчёт по первому критерию предотвращает усталостное выкрашивание и заедание, по второму – поломку зубьев.

3.1.3. Силы в зацеплении

В зубчатой передаче (рис. 3.8) наклонную силу F_n , расположенную к перпендикуляру к межосевой линии под углом зацепления α_w , раскладывают по двум направлениям, получая окружное усилие F_t , направленное по касательной к начальной окружности, и радиальное усилие F_r , направленное по радиусу к центру вращения. Такое разложение удобно при расчёте валов и опор.

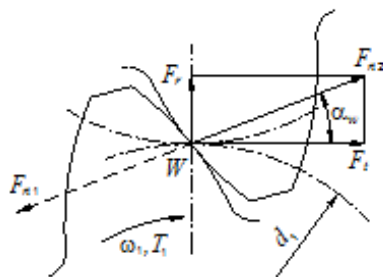


Рис. 3.8. Силы в зацеплении прямозубой передачи

Окружную силу для любой детали вращательного движения определяют по формуле:

$$F_t = 2T_1 / d_1 \text{ либо } F_t = 2T_2 / d_2. \quad (3.2)$$

Окружная сила на шестерне направлена против направления вращения, на колесе – по направлению вращения.

Радиальное усилие (направлено по радиусу колеса к оси вращения):

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w. \quad (3.3)$$

Полная нормальная сила:

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w. \quad (3.4)$$

По принципу равенства действия и противодействия силы на колесе противоположны силам на шестерне.

3.1.4. Расчёт на контактную прочность

Расчёты на прочность цилиндрических зубчатых передач стандартизированы по ГОСТ 21345. Задача расчёта состоит в определении таких значений основных параметров передачи, которые наилучшим образом удовлетворяют прочностным, триботехническим, кинематическим, геометрическим и экономическим требованиям.

Исследованиями установлено, что наименьшей контактной усталостной прочностью обладает околополюсная зона рабочей поверхности зубьев. Поэтому расчёт контактных напряжений принято выполнять при контакте в полюсе зацепления (рис. 3.9).

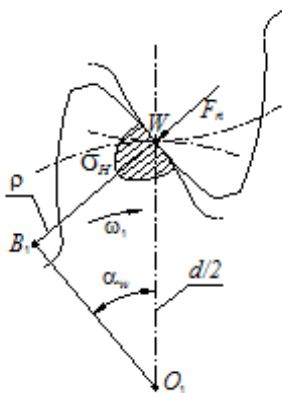


Рис. 3.9. Контактные напряжения в зацеплении

Контакт зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 . При этом *контактные напряжения* определяют по соотношениям из *теории упругости по формуле Герца*:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho} \cdot \frac{E}{2\pi(1-\mu^2)}}, \quad (3.5)$$

где q – удельная нагрузка в Н/мм.

Удельную нагрузку определяют по формуле:

$$q = F_n / l_\Sigma, \quad (3.6)$$

где l_Σ – суммарная длина контактных линий, мм; μ – коэффициент Пуассона; $\mu = 0,25 \dots 0,35$; E – приведенный модуль упругости в МПа;

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \quad (3.7)$$

где E_1 и E_2 – модули упругости соприкасающихся тел; ρ – приведенный радиус кривизны:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}; \quad (3.8)$$

где ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны контактирующих поверхностей.

Формулу (3.5) значительно упрощают, приняв стальные колёса с $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа и $\mu = 0,3$, а параметры F_t и d_1 записать с учётом геометрических соотношений:

$$d_2 = d_1 u; \quad a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1}{2}(u+1), \text{ откуда } d_1 = \frac{2a_w}{u+1}, \quad (3.9)$$

$$F_t = 2T_2 / d_2 = 2T_2 / d_1 u = T_2(u+1) / a_w u. \quad (3.10)$$

После упрощений формула проверочного расчёта примет вид:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{a_w u} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_w}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.11)$$

Формула (3.11) непригодна для проектного расчёта, так как содержит два неизвестных геометрических параметра – межосевое расстояние a_w и ширину колеса b . Для дальнейшего упрощения решения задачи один параметр выражают через другой. Вводят коэффициент ширины колеса

$$\psi_a = b_w / a_w, \text{ откуда } b_w = \psi_a a_w. \quad (3.12)$$

Коэффициент ширины колеса принимают из ряда по ГОСТ 2185: 0,2; 0,25; 0,315; 0,4 в зависимости от величины вращающего момента T_2 .

Подставляя (3.12) в формулу (3.11) и решая её относительно a_w , получают *формулу проектного расчёта*:

$$a_w = (u+1) \sqrt[3]{\left(\frac{K_a}{[\sigma] \cdot u}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{\psi_a}}, \quad (3.13)$$

где u – передаточное число (в редукторах равно передаточному отношению); K_a – численный коэффициент, равный 315 для прямозубых колёс;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа; T_2 – вращающий момент на валу колеса, Н·мм; K_H – коэффициент нагрузки.

Вычисленное значение a_w в мм округляют до ближайшего значения либо по ГОСТ 2185, либо из ряда R_{a40} ГОСТ 6636 (прил. Г). Остальные геометрические параметры определяют в результате расчёта геометрии.

3.1.5. Расчёт на изгибную прочность

Расчётная схема расчёта зуба на изгиб представлена на рис. 3.10. Зуб рассматривают как консольную балку, нагруженную нормальной силой F_n , которая приложена к кромке зуба (наиболее неблагоприятный случай).

Нормальную силу F_n переносят на ось симметрии зуба и раскладывают на две составляющие: силу $F'_r = F_n \sin \alpha'$, направленную по оси симметрии, и ей перпендикулярную силу $F'_t = F_n \cos \alpha'$. Составляющие силы приводят к опасному сечению с размерами b и s , расположенному вблизи основания зуба. При приведении силы F'_t добавляется момент $F'_t \cdot l$, который будет изгибающим для опасного сечения зуба. Сила F'_r является сжимающей.

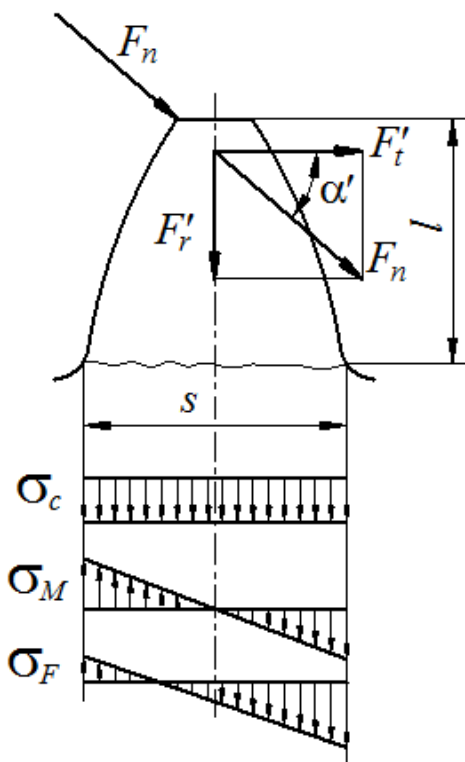


Рис. 3.10. Напряжения на ножке зуба

Напряжения сжатия в опасном сечении:

$$\sigma_c = \frac{F'_r}{A} = \frac{F_n \sin \alpha'}{bs}. \quad (3.14)$$

Напряжения изгиба:

$$\sigma_u = \frac{F'_t \cdot l}{W} = \frac{6F_n l \cos \alpha'}{bs^2}. \quad (3.15)$$

На рис. 3.10 показаны эпюры напряжений, построенные в соответствии с формулами (3.14) и (3.15). Наибольшие суммарные напряжения будут на сжатом (правом) волокне, однако расчёт ведут по растянутому волокну, где наиболее вероятно зарождение усталостных трещин. Результирующее напряжение с учётом концентрации напряжений и коэффициента нагрузки:

$$\sigma_F = \left(\frac{6F_n l \cos \alpha'}{bs^2} - \frac{F_n \sin \alpha'}{bs} \right) K_T K_F, \quad (3.16)$$

где K_T – теоретический коэффициент концентрации напряжений, определяемый методом теории упругости для переходной окружности от эвольвент к окружности впадин; K_F – коэффициент нагрузки,

С учётом преобразований формула (3.16) примет вид:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_T K_F}{b_w m} \leq [\sigma]_H, \quad (3.17)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, который зависит от числа зубьев колеса; b_w – рабочая ширина зубьев, мм; m – модуль зацепления, мм.

По формуле (3.17) ведётся проверочный расчёт.

Для колёс без смещения коэффициент формы зуба определяют по табл. 10.3.

Таблица 3.1. Коэффициенты формы зуба для зубчатых передач

z_u	17	20	25	30	40	50	60	≥ 70
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61

Пример 3.1. Рассчитать цилиндрическую косозубую передачу редуктора по следующим исходным данным: мощности $P_1 = 10,96$ кВт; $P_2 = 10,52$ кВт; частоты вращения валов $n_1 = 765,8$ об/мин, $n_2 = 215,7$ об/мин, передаточное число $u = 3,55$; вращающие моменты на валах $T_1 = 136,7$ Н·м, $T_2 = 465,8$ Н·м; допускаемые напряжения материала: $[\sigma]_H = 500$ МПа, $[\sigma]_{F1} = 400$ МПа, $[\sigma]_{F2} = 250$ МПа.

Решение.

Кинематическая схема передачи (рис. 3.11).

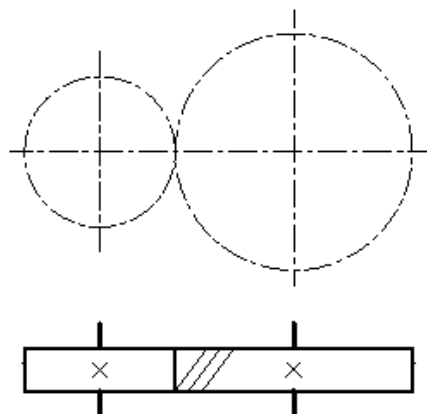


Рис. 3.11. Кинематическая схема цилиндрической передачи

Приняты коэффициенты: ψ_a – ширины венца; $\psi_a = 0,25$; – K – нагрузки; для симметричного расположения колёс относительно опор $K = 1,3$.

Межосевое расстояние из расчёта на контактную выносливость – формула (3.13):

$$a_w = (3,55 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{500 \cdot 3,55}\right)^2 \cdot \frac{465,8 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{0,25}} = 168 \text{ мм.}$$

Принято $a_w = 170$ мм (прил. Г). Модуль зацепления:

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 170 = 1,7 \dots 3,4 \text{ мм.}$$

Принят $m = 2$ мм по ГОСТ 9563.

Геометрические параметры.

Ширина венца колеса $b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,25 \cdot 170 = 42,5$ мм. Принята $b_2 = 45$ мм по ГОСТ 6636 (прил. Г).

Ширина венца шестерни $b_1 = 1,12b_2 = 1,12 \cdot 45 = 50,4$ мм. Принята $b_2 = 50$ мм по ГОСТ 6636 (прил. Г).

Предварительно принят угол наклона $\beta = 14^\circ$.

Суммарное число зубьев $z_\Sigma = \frac{2 \cdot 170}{2} \cos 14^\circ = 164,95$. Принято $z_\Sigma = 165$.

Число зубьев шестерни $z_1 = z_\Sigma / (u + 1) = 165 / (3,55 + 1) = 36,3$. Принято $z_1 = 36$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 165 - 36 = 129$.

Уточнено передаточное число: $u = z_2 / z_1 = 129 / 36 = 3,58$. Отклонение составляет менее 1%. Уточнён угол наклона:

$$\beta = \arccos \frac{m z_\Sigma}{2 a_w} = \arccos \frac{2 \cdot 165}{2 \cdot 170} = 13,93^\circ = 13^\circ 56'.$$

Делительные диаметры

$$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta = 2 \cdot 36 / \cos 13,96^\circ = 74,18 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 / \cos \beta = 2 \cdot 129 / \cos 13,96^\circ = 265,82 \text{ мм}.$$

Проверка. Межосевое расстояние

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(74,18 + 265,82) = 170 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин

$$d_{a1} = m(z_1 / \cos \beta + 2) = 2 \cdot (36 / \cos 13,96^\circ + 2) = 78,18 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = m(z_2 / \cos \beta + 2) = 2 \cdot (129 / \cos 13,96^\circ + 2) = 269,82 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин

$$d_{f1} = m(z_1 / \cos \beta - 2,5) = 2 \cdot (36 / \cos 13,96^\circ - 2,5) = 69,18 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = m(z_2 / \cos \beta - 2,5) = 2 \cdot (129 / \cos 13,96^\circ - 2,5) = 260,82 \text{ мм}.$$

Проверка по контактным напряжениям. Окружная скорость колёс

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \cdot 74,18 \cdot 765,8 / 60000 = 2,97 \text{ м/с}.$$

Окончательно принята 8 степень точности изготовления колёс. Рабочее контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{270}{170 \cdot 3,58} \sqrt{\frac{465,8 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot (3,58 + 1)^3}{45}} = 460 \text{ МПа} < [500 \text{ МПа}].$$

Вывод. Контактная прочность достаточна.

Силы в зацеплении. Окружное усилие

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 136,7 \cdot 10^3}{74,18} = 3686 \text{ Н}.$$

Радиальное усилие $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 3686 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 13,96^\circ = 1382 \text{ Н}.$

Осевое усилие $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 3686 \cdot \operatorname{tg} 13,96^\circ = 916 \text{ Н}.$ Эквивалентные числа зубьев и коэффициенты формы зуба:

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 36 / \cos^3 13,96^\circ = 39; Y_{F1} = 3,71 \text{ (табл. 3.1)};$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 129 / \cos^3 13,96^\circ = 141; Y_{F2} = 3,61 \text{ (табл. 3.1)}.$$

Проверка по изгибным напряжениям.

Рабочее изгибное напряжение шестерни – формула (3.17):

$$\sigma_{F1} = 3,71 \cdot 3686 \cdot 1,3 / (50 \cdot 2) = 178 \text{ МПа} < [400 \text{ МПа}].$$

Рабочее изгибное напряжение колеса :

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} b_1 Y_{F2} / (b_2 Y_{F1}) = 178 \cdot 50 \cdot 3,61 / (45 \cdot 3,71) = 192 \text{ МПа} < [250 \text{ МПа}].$$

Вывод. Изгибная прочность достаточна.

3.2. Зубчатые редукторы

Зубчатые передачи применяют как встроенные в машины, так и в виде самостоятельных агрегатов – *редукторов*, когда передача располагается в отдельном жёстком корпусе, несущем опоры для валов, не проницаемом для масла и пыли. Редукторы могут быть использованы в различных машинах, поэтому возможно их изготовление как продукции массового производства на специализированных предприятиях.

В зависимости от схемы и типа передачи редукторы делят на цилиндрические, конические, планетарные зубчатые, червячные, волновые и комбинированные. Часто редукторы выполняют в одном корпусе с электродвигателями в виде мотор-редукторов.

Унификация редукторов основана на стандартизации их основных параметров: межосевых расстояний a_w в мм, передаточных чисел u , передаваемого вращающего момента $T_{\text{вых}}$ в Н·м и др. На рис. 3.11 изображён цилиндрический одноступенчатый редуктор, на рис. 3.12 – двухступенчатый редуктор. Каталоги цилиндрических редукторов приведены в прил. Д и Е.

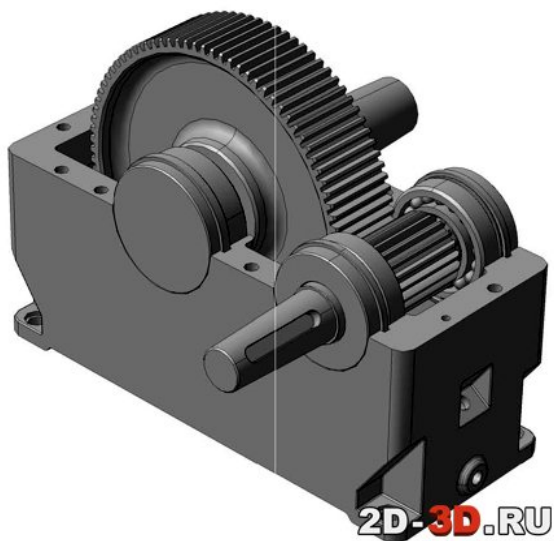


Рис 3.11. Цилиндрический одноступенчатый редуктор



Рис 3.12. Цилиндрический двухступенчатый редуктор

На рис. 3.13 изображены кинематические схемы редукторов: а – цилиндрический двухступенчатый, б – коническо-цилиндрический, в – шестерённо-червячный.

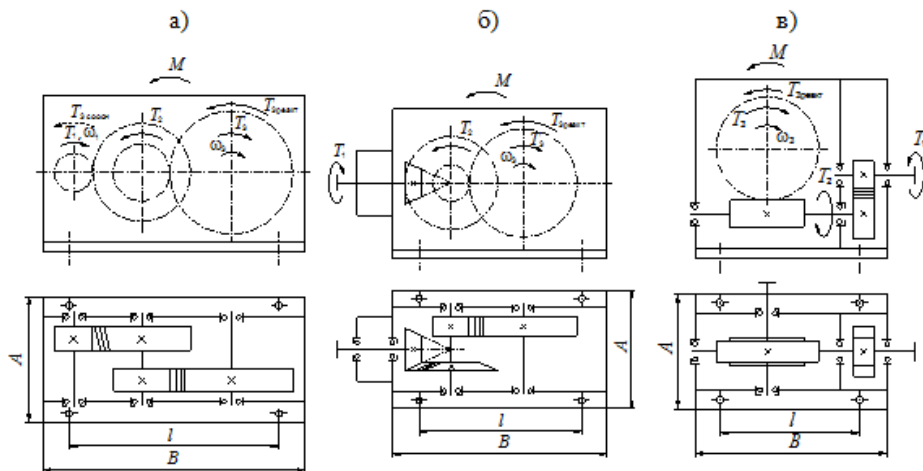


Рис. 3.13. Кинематические схемы редукторов

Пример 3.2. Подобрать стандартный одноступенчатый цилиндрический редуктор и рассчитать его основные геометрические параметры по следующим исходным данным: потребный вращающий момент $T_{\text{вых}} = 1100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, передаточное число $u = 3,15$. Рассчитать делительные диаметры колёс и силы в зацеплении.

Решение.

По каталогу (прил. Д) принят редуктор ИЦУ-160 с параметрами: номинальный крутящий момент на выходном валу $T_{\text{вых}} = 1250 \text{ Н}\cdot\text{м}$, передаточное число $u = 3,15$, межосевое расстояние $a_w = 160 \text{ мм}$, габаритные размеры (мм) $B \times L \times H = 331 \times 475 \times 335$, расстояние между серединами подшипников $l = 200 \text{ мм}$, КПД $\eta = 0,98$.

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 3,15}{3,15 + 1} = 243 \text{ мм}.$$

Делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = d_2 / u = 243 / 3,15 = 77 \text{ мм}.$$

Окружное усилие на колесе $F_t = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 1100 \cdot 10^3 / 243 = 9053 \text{ Н}$.

Радиальное усилие $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 9053 \cdot \tan 20^\circ = 3295 \text{ Н}$.

Нормальное усилие $F_n = F_t / \cos \alpha = 9053 / \cos 20^\circ = 9634 \text{ Н}$.

Пример 3.3. Подобрать стандартный цилиндрический редуктор и рассчитать его основные геометрические параметры по следующим исходным данным: потребный вращающий момент $T_{\text{вых}} = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, передаточное число $u = 17$. Рассчитать делительные диаметры колёс и силы в зацеплении.

Решение.

По каталогу (прил. Е) *принят двухступенчатый редуктор 1Ц2У-160 с параметрами: номинальный крутящий момент на выходном валу $T_{\text{вых}} = 1600 \text{ Н}\cdot\text{м}$, передаточное число $u = 16$ ($u_r = 4$), межосевое расстояние $a_{\text{вт}} = 160 \text{ мм}$, габаритные размеры (мм) $B \times L \times H = 394 \times 557 \times 345$, расстояние между серединами подшипников $l = 240 \text{ мм}$, расстояние от оси подшипника до середины ближнего колеса $l_1 = 70 \text{ мм}$, КПД $\eta = 0,97$.*

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 4}{4 + 1} = 256 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = d_2 / u = 256 / 4 = 64 \text{ мм.}$$

Окружное усилие на колесе

$$F_t = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 1500 \cdot 10^3 / 256 = 11719 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 11719 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4265 \text{ Н.}$

Нормальное усилие $F_n = F_t / \cos \alpha = 11719 / \cos 20^\circ = 12471 \text{ Н.}$

3.3. Ремённые передачи

3.3.1. Общие сведения

Открытая ремённая передача (рис. 3.14) состоит из двух шкивов и ремня, охватывающего шкивы. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ремней и нескольких шкивов.

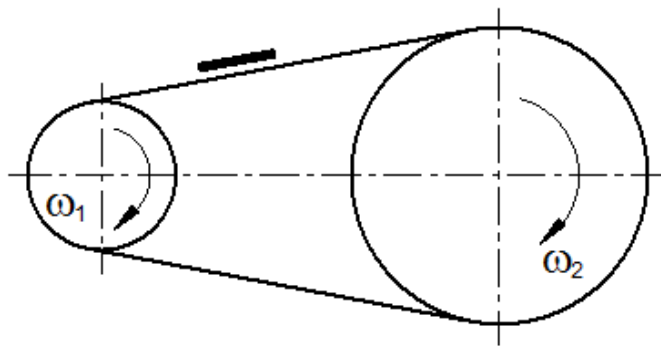


Рис. 3.14. Открытая ремённая передача

По принципу работы различают передачи трением и зацеплением (зубчато-ремённые). *В передачах трением нагрузка передаётся силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие его натяжения.*

Ремни передач трением *по форме поперечного сечения* подразделяют на плоские (рис. 3.15, а), клиновые (рис. 3.15, б), поликлиновые (рис. 3.15, в), круглые (рис. 3.15.2, г) и квадратные (рис. 3.15, д).

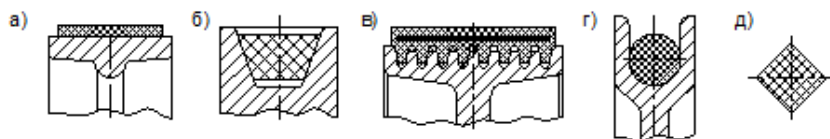


Рис. 3.15. Сечения ремней

На рис. 3.16 показана клиноремённая передача.



Рис. 3.16. Клиноремённая передача

Обычно с помощью ремня передают движение между параллельными валами, вращающимися в одну сторону (рис. 3.17). Благодаря закручиванию ремня реализуют также передачи: перекрёстную, полуперекрёстную и угловую (рис. 3.17, а, б, в).

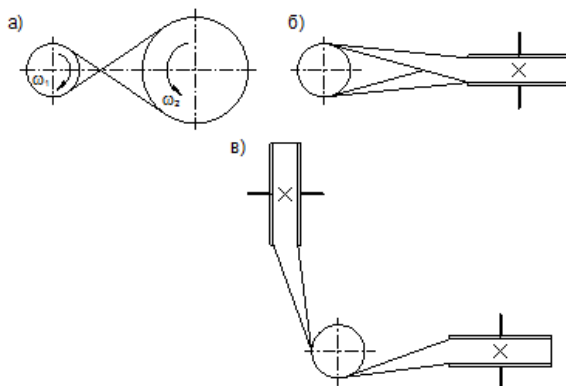


Рис. 3.17. Схемы ремённых передач

Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жёсткостью. Повышенный коэффициент трения обеспечивают клиновой формой ремня, пропиткой ремня и применением фрикционных обкладок. В машиностроении применяют следующие основные типы стандартных ремней.

Кожанные ремни обладают хорошей тяговой способностью и высокой долговечностью, хорошо переносят колебания нагрузки. *Прорезиненные ремни* состоят из нескольких слоёв хлопчатобумажной ткани, связанных между собой вулканизированной резиной. Ремни эластичные, малочувствительные к влаге и колебаниям температуры, обладают высокой тяговой способностью. Они имеют доступную стоимость и являются наиболее распространёнными.

Плёночные ремни изготавливают из полиамидных лент малой толщины, армированных кордом из капрона или лавсана. Для увеличения сцепления на рабочую поверхность наклеивают фрикционный слой. Обладают высокой статической и усталостной прочностью. Могут работать при малых диаметрах шкивов с высокой быстроходностью. Весьма перспективны.

Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские ремни изготавливают *бесконечными* замкнутыми. Условием нормальной работы ремённых передач является *наличие натяжения ремня*, которое осуществляют следующими способами:

- 1) предварительным упругим растяжением ремня;
- 2) перемещением одного из шкивов относительно другого;
- 3) натяжным роликом;
- 4) автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения ремня в зависимости от передаваемой нагрузки;
- 5) перешивкой конечного ремня.

При первом способе натяжение назначают по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку ремня. Долговечность ремня при этом снижается. *Периодическое натяжение ремня* перемещением двигателя на специальных салазках (рис. 3.18) является наиболее распространённым способом натяжения в приводах машин.

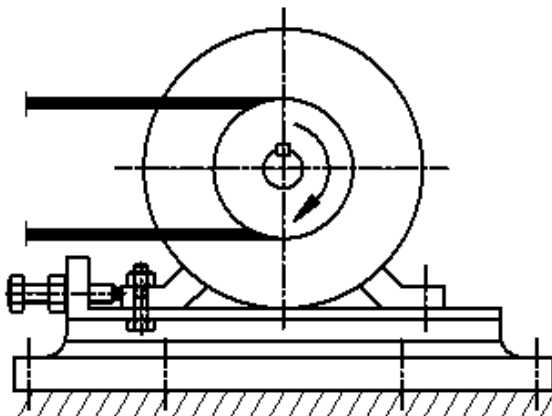


Рис. 3.18. Устройство для периодического натяжения ремней

Оценка и применение.

Ремённая передача является одним из старейших типов механических передач, сохранивших своё значение до настоящего времени. Оценка ремённой передачи и других передач выполняют в сравнении с наиболее распространёнными зубчатыми передачами.

Достоинства:

1. Простота конструкции и эксплуатации.
2. Возможность передачи движения на значительные расстояния (до 15 м).
3. Плавность и бесшумность работы.
4. Самопредохранение от перегрузки.

Недостатки:

1. Большие габариты (до 5 раз).
2. Значительная нагрузка на валы и опоры (в 2...3 раза).
3. Некоторое непостоянство передаточного отношения.
4. Низкая долговечность ремня ($H = 1000 \dots 5000$ ч).

Ремённую передачу применяют как понижающую передачу, а также для смягчения колебаний нагрузки и для перекрытия больших межосевых расстояний. Мощность обычно не превышает 50 кВт. В комбинации с другими передачами ремённую передачу *используют в быстроходной ступени*, устанавливая ведущий шкив на вал двигателя. Применяют ремённые передачи в металлорежущих станках, автомобилях, сельскохозяйственных машинах, в приводах грузоподъёмных, строительных, путевых и других машин.

3.3.2. Кинематика и геометрия

Передаточное отношение:

$$u = d_2 / d_1(1 - s), \quad (3.18)$$

где d_1 и d_2 – расчётные диаметры, мм; s – скольжение в передаче; $s = 0,01 \dots 0,02$.

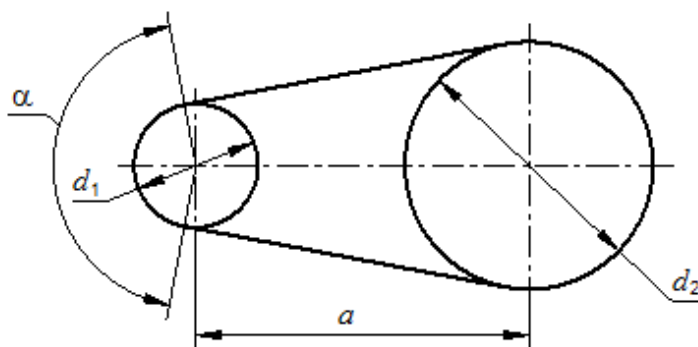


Рис. 3.19. Геометрические параметры передачи

Межосевое расстояние должно находиться в пределах:

$$0,55(d_1 + d_2) \leq a \leq d_1 + d_2. \quad (3.19)$$

Длину ремня l определяют как сумму прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$l = 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (3.20)$$

Полученное значение округляют до ближайшего стандартного L_p и уточняют межосевое расстояние (без округления):

$$a = \frac{1}{8}(2L_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{(2L_p - \pi(d_2 + d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2}). \quad (3.21)$$

Угол обхвата малого шкива (должен быть $\alpha_1 \geq 120^\circ$):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (3.22)$$

3.3.3. Силовые зависимости

На рис. 3.20 обозначено: F_0 – предварительное натяжение ремня; F_1 и F_2 – натяжения ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче.

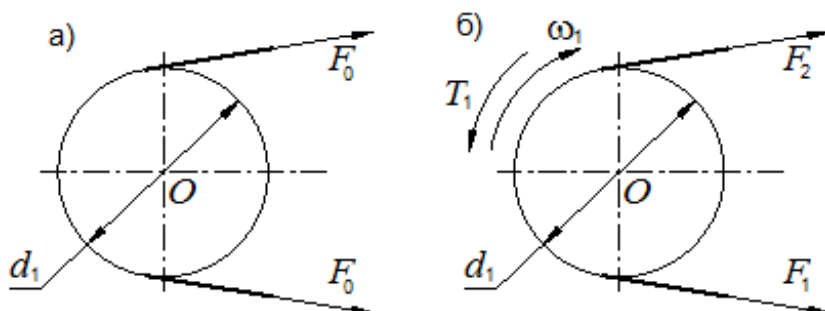


Рис. 3.20. Усилия в ветвях

Соотношения между усилиями:

$$F_1 = F_0 + F_t / 2; \quad (3.23)$$

$$F_2 = F_0 - F_t / 2, \quad (3.24)$$

где F_t – окружное усилие.

Центробежная сила F_v ослабляет полезное действие предварительного натяжения F_0 , уменьшая силу трения и дополнительно нагружая ветви ремней:

$$F_v = \rho A v^2, \quad (3.25)$$

где ρ – плотность материала ремня; $\rho = 1100 \dots 1200$ кг/м³ для резинотканевых ремней;

A – площадь поперечного сечения ремня, м².

Ремни при работе подвергаются сложному напряжённому состоянию. Наибольшие напряжения создаются в ведущей ветви ремня, где суммируются напряжения в ведущей ветви σ_1 , напряжения от центробежных сил σ_v и напряжения изгиба σ_u при огибании ремнем шкива (рис. 3.21). Наибольшее влияние на долговечность ремня оказывают изгибные напряжения.

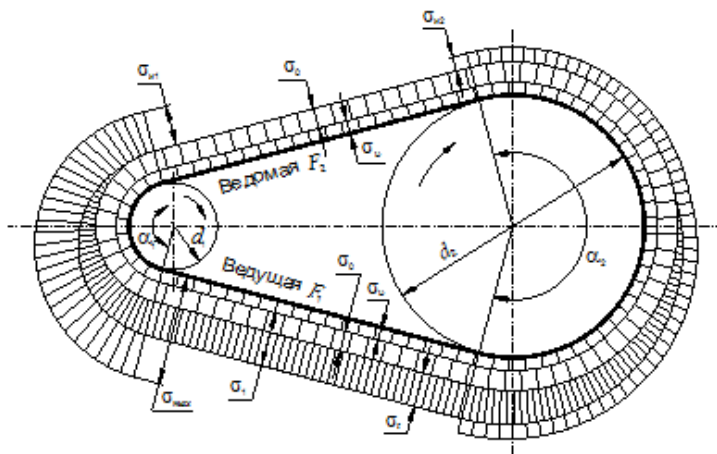


Рис. 3.21. Напряжения в работающем ремне

Напряжения в ведущей ветви:

$$\sigma_1 = F_1 / A = (F_o + 0,5F_t)A = \sigma_o + 0,5\sigma_t. \quad (3.26)$$

Напряжение от центробежной силы:

$$\sigma_v = F_v / A = \rho v^2. \quad (3.27)$$

Напряжение изгиба при огибании ремнем шкивов:

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{d}. \quad (3.28)$$

где δ – толщина (высота) ремня, E – модуль упругости ($E = 80 \dots 100$ МПа для резинотканевых ремней).

Опыт эксплуатации ремённых передач показал, что их работоспособность ограничена *тяговой способностью и долговечностью ремня*. В первом случае ремень теряет тяговую способность из-за буксования в связи с недостаточной прочностью сцепления ремня со шкивом. Во втором случае выход из строя передачи связан с усталостным разрушением ремня. *Тяговая способность* – сложный критерий, учитывающий прочность материала ремня и его способность к сцеплению с материалом шкива.

Основными критериями работоспособности и расчёта ремённых передач являются тяговая способность и долговечность.

Долговечность (ресурс) определяют по формуле:

$$H = \frac{(\sigma_y / \sigma_{\max})^m \cdot 10^7 v_u}{3600(v/l)z_{ui}}, \quad (3.29)$$

где σ_y – предел выносливости; для клиновых ремней $\sigma_y = 9$ МПа при $m = 11$; m – показатель степени кривой выносливости; 10^7 – базовое число циклов; V_u – коэффициент, зависящий от отношения σ_p/σ_u ; при $\sigma_p/\sigma_u = 0,5$ $V_u = 2$; v – скорость ремня в м/с; l – длина ремня в м; $z_{ш}$ – число шкивов; на рис. 3.18 $z_{ш} = 2$:

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_u, \quad (3.30)$$

σ_p – напряжение растяжения, которое складывается из напряжения в ведущей ветви и напряжения от центробежных сил;

$$\sigma_p = \frac{F_1}{A} + \rho v^2. \quad (3.31)$$

Напряжение изгиба определяется по формуле (3.28). Нормативный ресурс зависит от режима нагрузки и составляет $H_0 = 1000 \dots 5000$ ч.

3.3.4. Клиноремённая передача

В современных приводах *клиноремённая передача* имеет преимущественное распространение. Она начала применяться с 20-х годов XX века. Отличается малыми межосевыми расстояниями и высокими передаточными отношениями.

В передаче ремень имеет клиновую форму поперечного сечения (рис. 3.22) и располагается в соответствующих канавках шкива. Работает один или несколько ремней. *Рабочими являются боковые поверхности ремня.*

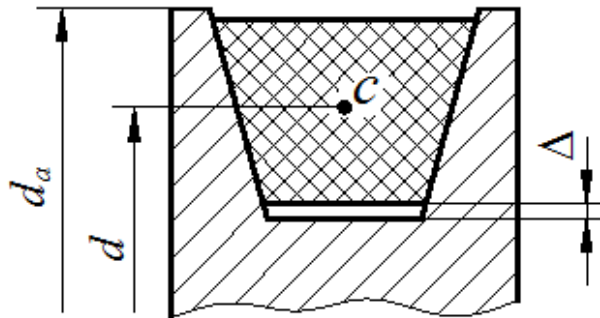


Рис. 3.22. Сечение клинового ремня

Расчётным диаметром шкива d является диаметр расположения центров тяжести поперечных сечений ремня или *нейтрального слоя*. Все размеры ремней соответствуют ГОСТ 1284. Стандартом предусмотрены сечения клинового ремня: Z, A, B, C, D, E, EO (прежние обозначения O, A, Б, В), которые геометрически подобны (рис. 3.23).

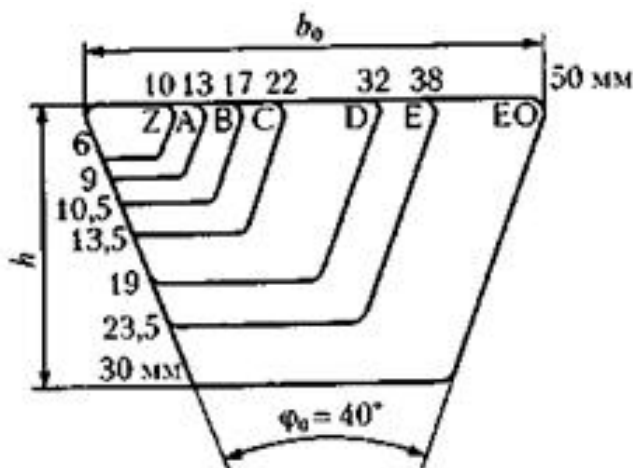


Рис. 3.23. Сечения клиновых ремней

Применение клинового ремня позволило *увеличить тяговую способность передачи путем повышения приведенного коэффициента трения:*

$$f' = f / \sin(\varphi / 2). \quad (3.32)$$

Для стандартных ремней принято $\varphi_0 = 40^\circ$. В этом случае $f' = f / \sin(40^\circ / 2) \approx 3f$.

Сечение клинового ремня выбирают по номограмме (рис. 3.24) в зависимости от основных характеристик (P и n). При этом при мощности $P \leq 2$ кВт принимают самое малое сечение Z (О по старому).

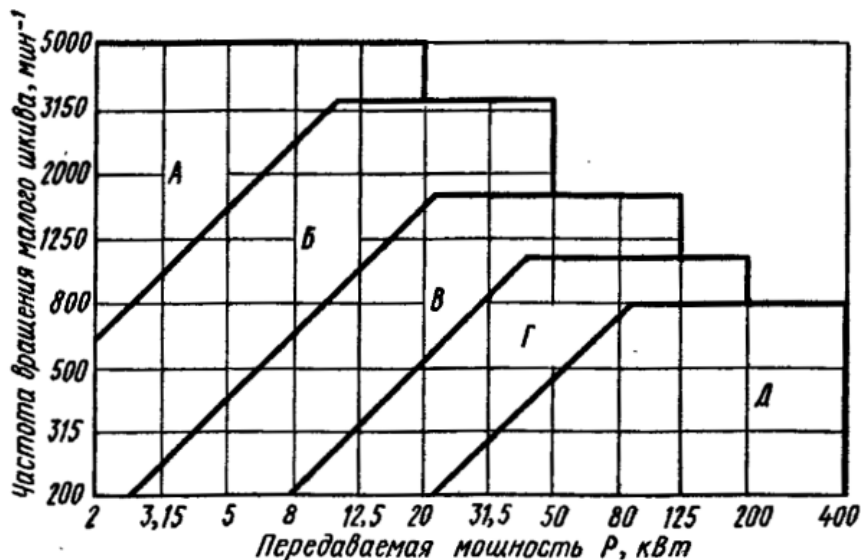


Рис. 3.24. Номограмма для выбора сечения ремня

Каждое сечение ремня имеет стандартизированные параметры [12]: расчётный диаметр малого шкива (по центру тяжести сечения) d_1 , мм; ширина расчётного сечения l_p , мм; высота сечения T_0 , мм; площадь сечения A , мм²; масса 1 м ремня m , кг/м, и др. Диаметр малого шкива необходимо принимать выше минимально допустимого на 2...4 размера из стандартного ряда. В противном случае не будет обеспечен нормативный ресурс, равный $H_0 = 5000$ ч при легком режиме (ПВ = 0,15) и $H_0 = 2000$ ч при среднем режиме (ПВ = 0,25).

Основным параметром, реализующим тяговую способность как основной критерий работоспособности, является P_0 , кВт – мощность, допускаемая для передачи одним ремнем, принимаемая для *типовой передачи* в зависимости от различных параметров. Реальные условия эксплуатации корректируют рядом коэффициентов C . Число ремней определяют из условия тяговой способности:

$$z = \frac{P_l C_p}{P_o C_\alpha C_L C_z}, \quad (3.33)$$

где коэффициенты: C_p – режима нагрузки; C_L – учитывающий длину ремня; C_z – учитывающий неравномерность нагрузки между ремнями; для чисел ремней $z = 4...6$ $C_z = 0,9$; угла обхвата:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1), \quad (3.34)$$

P_l – мощность на валу малого шкива, кВт.

Предварительное натяжение ветвей клинового ремня:

$$F_0 = \frac{850 P_l C_p C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + m v^2, \quad (3.35)$$

где v – окружная скорость, м/с; $v = \pi d_1 n_1 / 60000$.

Сила, действующая на валы:

$$F_r = 2 F_0 z \cdot \sin(\alpha_1 / 2). \quad (3.36)$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_n, \quad (3.37)$$

где σ_p – напряжение растяжения в ремне, МПа; σ_n – напряжение изгиба в ремне на малом шкиве, МПа.

$$\sigma_p = F_1 / A + 10^{-6} \rho_m v^2, \quad (3.38)$$

где ρ_m – плотность материала ремня, для плоских резинотканевых и клиновых ремней $\rho_m = 1250... 1400$ кг/м³; натяжение ведущей ветви:

$$F_1 = F_0 + 0,5 F_t / z. \quad (3.39)$$

Окружная сила $F_t = 2 T_1 / d_1$.

Пример 3.4. Рассчитать клиноременную передачу по следующим исходным данным: мощность $P_l = 7,5$ кВт; частота вращения $n_1 = 1440$ об/мин; передаточное отношение $u = 4,5$; ресурс $H_0 = 2000$ ч. Работа двухсменная. Нагрузка с умеренными колебаниями. Передача горизонтальная. Недостающими данными задаться.

Решение.

1) Вычерчиваем *кинематическую схему* передачи (рис. 3.25).

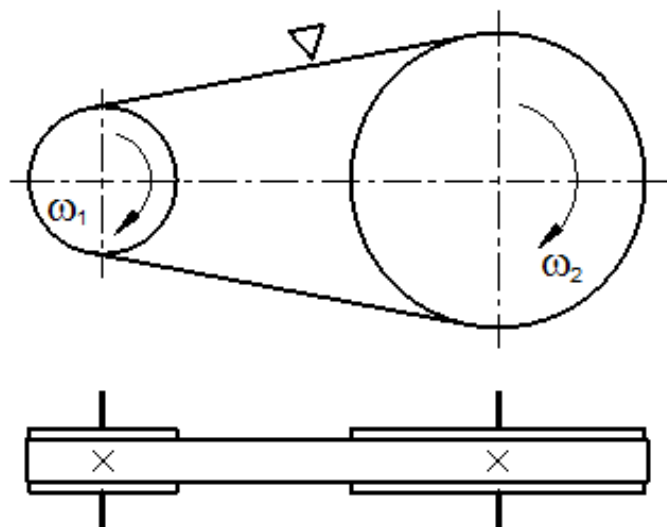


Рис. 3.25. Кинематическая схема клиноременной передачи

2) Выбираем по номограмме рис. 3.23 ремни сечением Б (латинское *B*) с параметрами: расчётная ширина $l_p = 14$ мм, высота ремня $T_0 = 10,5$ мм, площадь сечения $A = 133$ мм², масса $m = 0,18$ кг/м, минимальный диаметр $d_1 = 125$ мм [12]. Принимаем для повышения долговечности ремня $d_1 = 180$ мм, что на 3 стандартных размера больше минимального.

3) *Геометрические параметры.* Диаметр большого шкива $d_2 = 180 \cdot 4,5 = 810$ мм. Принимаем стандартное значение $d_2 = 800$ мм [12]. Уточняем передаточное отношение:

$$u = 800 / (180(1 - 0,01)) = 4,49.$$

Межосевое расстояние $a = (0,55 \dots 1) \cdot (d_1 + d_2) = (0,55 \dots 1) \cdot$

$(180 + 800) = 540 \dots 980$ мм. Принимаем $a = 600$ мм. Длина ремня – формула (3.20):

$$l = 2 \cdot 600 + 0,5\pi(800 + 180) + \frac{(800 - 180)^2}{4 \cdot 600} = 2900 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартную длину $L_p = 3000$ мм [12]. Уточняем межосевое расстояние – формула (3.21):

$$a = \frac{1}{8} (2 \cdot 3000 - \pi(800 + 180) + \sqrt{(2 \cdot 3000 - \pi(800 + 180))^2 - 8(800 - 180)^2}) = 657 \text{ мм.}$$

Угол обхвата малого шкива – формула (3.22):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{800 - 180}{600} = 121^\circ > [120^\circ].$$

Скорость ремня $v = \pi \cdot 180 \cdot 1440 / 60000 = 13,6$ м/с.

4) *Расчёт по тяговой способности.* Коэффициенты: $C_p = 1,2$ при среднем режиме и двухсменной работе; $C_L = 1,07$; $C_z = 0,9$ при числе ремней от 4 до 6 [10]. Коэффициент угла обхвата:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - 121) = 0,82.$$

Допускаемая мощность на 1 ремень $P_o = 4,38$ кВт. Число ремней :

$$z = \frac{7,5 \cdot 1,2}{4,38 \cdot 0,82 \cdot 1,07 \cdot 0,9} = 2,6.$$

Принимаем число ремней $z = 3$.

5) *Силовые зависимости.* Усилие предварительного натяжения одного ремня – формула (3.35):

$$F_0 = \frac{850 \cdot 7,5 \cdot 1,2 \cdot 1,07}{3 \cdot 13,6 \cdot 0,82} + 0,18 \cdot 13,6^2 = 278H,$$

Сила, действующая на валы: $F_r = 2 \cdot 278 \cdot 3 \cdot \sin(121^\circ / 2) = 1452H$.

Крутящий момент: $T_1 = 9550 \cdot 7,5 / 1440 = 50H \cdot м$.

Окружное усилие: $F_t = 2 \cdot 50000 / 180 = 555H$.

Натяжение ведущей ветви: $F_1 = 278 + 0,5 \cdot 555 / 3 = 370H$.

6) *Расчёт на долговечность.* Напряжение растяжения в ремне – формула (3.38):

$$\sigma_p = 370 / 133 + 10^{-6} \cdot 1300 \cdot 13,6^2 = 3МПа.$$

Напряжение изгиба в ремне на малом шкиве:
 $\sigma_{и} = 90 \cdot 10,5 / 180 = 5,25МПа$.

Максимальное напряжение: $\sigma_{\max} = 3 + 5,25 = 8,25МПа$.

Рабочий ресурс передачи:

$$H = (9 / 8,25)^8 \cdot 10^7 \cdot 2 \cdot 3 / (3600 \cdot 13,6 \cdot 2) = 1229ч.$$

Вывод. Рабочий ресурс меньше нормативного для среднего режима. Необходимо увеличить диаметры шкивов и расчёты повторить.

3.4. Цепные передачи

3.4.1. Общие сведения

Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звёздочек, охватываемых цепью (рис. 3.26). В состав передачи также часто входят натяжные и смазочные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ведомых звёздочек. *Цепь* состоит из звеньев, шарнирно соединённых друг с другом, за счёт чего образуется гибкость цепи.

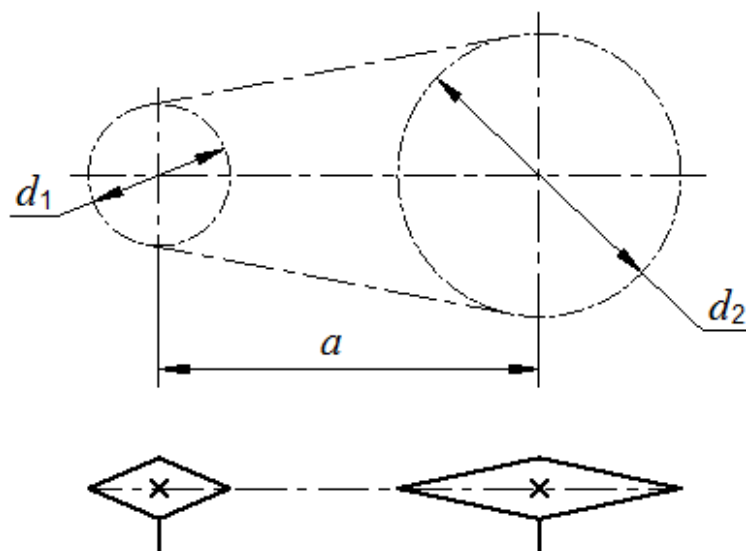


Рис. 3.26. Кинематическая схема цепной передачи

Цепные передачи, применяемые в машиностроении, по характеру работы делятся на грузовые, тяговые и приводные. *Грузовые цепи* служат для закрепления грузов, например, сварная круглозвенная цепь. *Тяговые цепи* – для перемещения грузов, например, пластинчатые цепи в конвейерах. *Приводные цепи* служат для передачи движения.

Передача основана на зацеплении приводной цепи и звездочек. Принцип *передачи движения зацеплением*, а также повышенная прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяет иметь преимущества в сравнении с ремённой передачей, сохраняя достоинства передачи гибкой связью.

Оценка и применение.

Достоинства:

- 1) Высокая нагрузочная способность.
- 2) Малые нагрузки на валы и опоры.
- 3) Высокий КПД.
- 4) Возможность перекрытия больших межосевых расстояний (до 8 м).
- 5) Отсутствие проскальзывания.

Недостатки:

- 1) Шум и динамические нагрузки.
- 2) Необходимость ухода при эксплуатации.
- 3) Непостоянство мгновенного передаточного отношения.
- 4) «Вытягивание» цепи вследствие износа.

Цепные передачи применяются в тех случаях, *когда зубчатые передачи неприменимы, а ремённые недостаточно надежны*. Как тяжело нагруженную, цепную передачу ставят обычно *последней ступенью привода*.

Передачи получили большое распространение во всех отраслях машиностроения, в частности, в подъёмно-транспортных машинах, путевых

машинах (снегоуборочные, щебнеочистительные и другие), в автомобилях, мотоциклах, велосипедах и во многих других машинах.

Основными типами современных приводных цепей являются шарнирные роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Все они стандартизованы. Наиболее широко применяются роликовые цепи. Главными характеристиками цепи являются: шаг $p_{\text{ц}}$, ширина B и разрушающая нагрузка F_p .

Роликовая цепь состоит из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев (рис. 3.27). Внутренние звенья состоят из пластин и запрессованных в их отверстия гладких втулок. Наружные звенья состоят из пластин и запрессованных в их отверстия роликов. Втулка, свободно надеваемая на валик, и ролик на втулке могут свободно проворачиваться, образуя цилиндрический шарнир. Применение втулки позволяет распределить нагрузку по всей длине валика и этим уменьшить износ шарниров. Перекачивание ролика по зубу частично заменяет трение скольжения трением качения, что снижает износ зубьев. Кроме того, ролик выравнивает сосредоточенное давление зуба на втулку и тем самым уменьшает её износ. В обозначении цепи указывают тип цепи, её шаг $p_{\text{ц}}$ в миллиметрах и разрушающую силу F_p в ньютонах. Пример обозначения приводной роликовой цепи: ПР-38,1–127000 ГОСТ 13568–75.

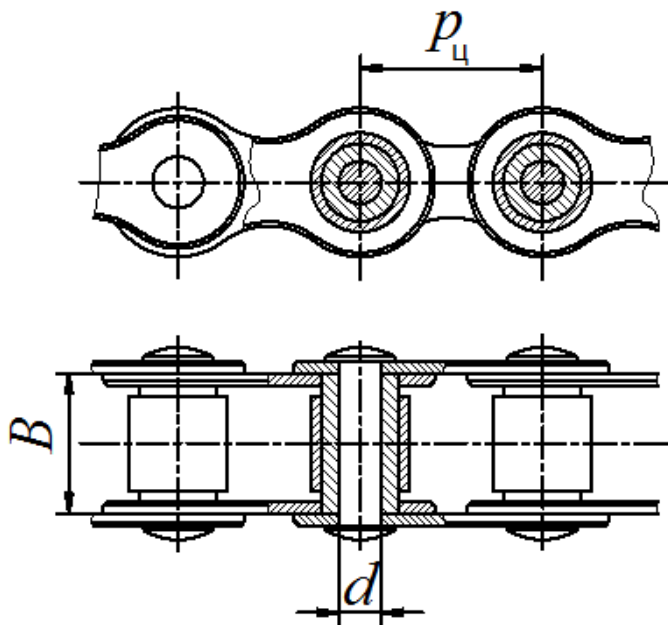


Рис. 3.27. Роликовая цепь

На рис. 3.28 показана роликовая цепная передача.



Рис. 3.28. Роликовая цепная передача

3.4.2. Кинематика и геометрия

Скорость цепи:

$$v = \pi d n = z p_{\text{ц}} n. \quad (3.40)$$

Передаточное число:

$$u = n_1 / n_2 = z_2 / z_1.$$

Межосевое расстояние по соображениям долговечности цепи рекомендуется принимать:

$$a = (30 \dots 50) p_{\text{ц}}. \quad (3.41)$$

Длина цепи, выраженная в шагах, или *число звеньев цепи*:

$$L_p = \frac{2a}{p_{\text{ц}}} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_{\text{ц}}}{a}. \quad (3.42)$$

Значение L_p округляют до целого числа, которое желательно брать чётным во избежание использования переходных звеньев с изогнутыми пластинами. Для принятого значения L_p уточняют значение a :

$$a = \frac{p_{\text{ц}}}{4} \left(L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right). \quad (3.43)$$

3.4.3. Силы в передаче и колебания цепи

Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ремённой передачи (рис. 3.29). Здесь по аналогии можно различить F_1 и F_2 – натяжения ведущей и ведомой ветвей цепи; F_t – окружная сила; F_0 – сила предварительного натяжения; F_v – натяжение от центробежных сил. По той же аналогии:

$$F_1 - F_2 = F_t,$$

$$F_v = qv^2, \quad (3.44)$$

где q – масса 1 м цепи в кг/м.

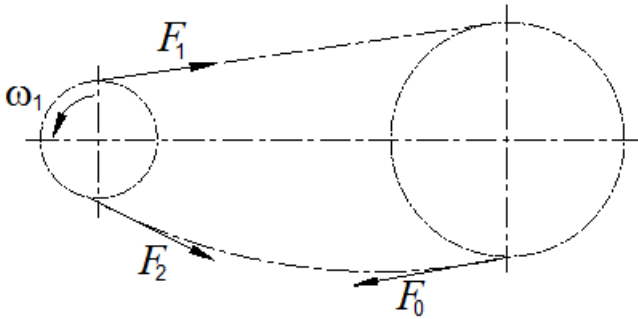


Рис. 3.29. Силы в ветвях цепи

Для цепной передачи значение F_0 принято определять как натяжение от силы тяжести свободной ветви цепи:

$$F_0 = K_f a q g, \quad (3.45)$$

где K_f – коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и стрелы провисания f ; $K_f = 1 \dots 6$;

a – межосевое расстояние в м;

g – ускорение свободного падения; $g = 9,81$ м/с.

Натяжение ведомой ветви F_2 равно большему из натяжений F_0 и F_v . В ведущей ветви основная составляющая F_t , а силы F_0 и F_v составляют несколько процентов от F_t . Для практических расчетов можно принимать:

$$F_1 \approx F_t; \quad F_2 \approx 0.$$

Цепь огибает звёздочки не по дуге окружности, а по ломаной прямой, что является причиной неравномерности движения цепи. Периодическое изменение скорости движения цепи сопровождается непостоянством передаточного отношения и динамическими нагрузками. Продольные подёргивания цепи в значительной степени снижаются вследствие упругости и провисания цепи. Поперечные колебания могут привести к резонансным разрушениям, однако при большинстве режимов работы (тихоходных) резонансные колебания не наблюдаются.

3.4.4. Причины отказов и критерии расчёта

1. *Износ шарниров* роликовой цепи – типичный вид повреждения. За один пробег цепи в каждом шарнире совершается 4 поворота: два на ведущей и два на ведомой звёздочках. Эти повороты вызывают износ втулок и валиков. При эксплуатации их центры расходятся на Δp_u (рис. 3.30).

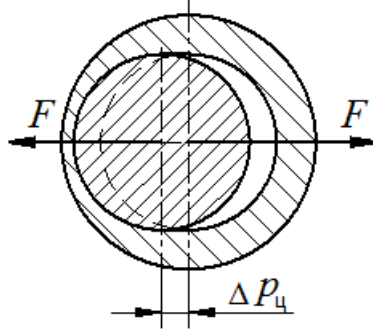


Рис. 3.30. Изношенный шарнир

Решающее значение на долговечность цепи по износу шарниров оказывает давление в шарнирах p . Расчёт по давлению служит упрощённым расчётом на износостойкость, которая для цепи является основным критерием работоспособности и расчёта.

2. *Усталостные разрушения* элементов цепи проявляются в виде разрыва пластин, выкрашивания роликов и втулок.

3. *Раскалывание* роликов при ударных нагрузках

4. *Износ зубьев* звёздочек.

5. *Ослабление прессовых соединений* валиков и втулок с пластинами.

Основными критериями работоспособности и расчёта роликовых цепных передач являются износостойкость и прочность.

3.4.5. Расчёты на износостойкость и прочность

Основной расчётный параметр – шаг цепи p_u . Его определяют из расчёта шарниров роликовой цепи по давлению (напряжению смятия):

$$p = F_t / A \leq [p], \quad (3.46)$$

где A – условная площадь смятия – проекция опорной поверхности шарнира на плоскость, проходящую через его ось, приводится в таблице параметров.

$$[p] = [p_0] / K_s, \quad (3.47)$$

$[p_0]$ – допускаемое давление типовой передачи, МПа (Н/мм²);

K_s – коэффициент эксплуатации:

$$K_s = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_{см} \cdot K_{реж}, \quad (3.48)$$

где коэффициенты: K_d – динамической нагрузки; K_a – межосевого расстояния, при $a = (30 \dots 50)p_u$ $K_a = 1$; K_n – наклона передачи к горизонту;

$K_{рег}$ – способа регулировки натяжения цепи; $K_{см}$ – смазки; $K_{реж}$ – режима. Величины коэффициентов приведены в прил. И.

В соответствии с *табличным методом* цепь выбирают по расчётной мощности, которая соответствует типовым цепным передачам с числом зубьев $z_{01} = 25$ и частотами вращения $n_{01} = 50, 200, 400$ об/мин и т. д. Допускаемую расчётную мощность, приведенную в таблице (прил. К), определяют из расчёта на износостойкость по следующей схеме.

Окружное усилие из формулы (3.46) и (3.47):

$$F_t = [p] = [p_0] A / K_{\gamma}.$$

Мощность на малой звёздочке:

$$P_1 = F_t v = [p_0] A z_1 p_{\gamma} n_1 / 60 K_{\gamma}. \quad (3.49)$$

Обозначив $K_z = z_{01}/z_1$ – коэффициент числа зубьев;

$K_n = n_{01}/n_1$ – коэффициент частоты вращения, получают формулу (3.49) в следующем виде:

$$P_1 = [p_0] A z_{01} p_{\gamma} n_{01} / 60 K_{\gamma} K_z K_n. \quad (3.50)$$

Типовую частоту вращения n_{01} из прил. К принимают ближайшую к частоте вращения ведущей звёздочки n_1 . Произведение $P_1 \cdot K_{\gamma} \cdot K_z \cdot K_n$ можно рассматривать как расчётную мощность P_p , эквивалентную по своему влиянию на долговечность цепи мощности P_1 , приложенной в условиях типовой передачи.

$$P_p = P_1 K_{\gamma} K_z K_n = [p_0] A z_{01} p_{\gamma} n_{01} / 60. \quad (3.51)$$

По расчётной мощности выбирают цепь по условию:

$$P_p \leq [P_p].$$

Выбранную из расчёта на износостойкость цепь проверяют по коэффициенту запаса прочности:

$$s = \frac{F_p}{F_t K_{\delta} + F_v + F_0} \geq [s]. \quad (3.52)$$

Нормативный коэффициент запаса $[s]$ определяют по пособию [10].

Пример 3.5. Рассчитать роликковую цепную передачу по следующим исходным данным: мощности на валах $P_1 = 10,52$ кВт, $P_2 = 10$ кВт; частоты вращения валов $n_1 = 182,2$ об/мин, $n_2 = 35$ об/мин; вращающие моменты на валах $T_1 = 551,8$ Н·м, $T_2 = 2626$ Н·м, передаточное число $u = 5,2$. Работа одноосменная. Нагрузка с умеренными колебаниями. Смазка периодическая. Передача горизонтальная. Недостающими данными задаться.

Решение.

Коэффициенты эксплуатации: $K_{\delta} = 1,2$ при переменной нагрузке; $K_a = 1$ при $a = (30 \dots 50) p_{\gamma}$; $K_n = 1$ при горизонтальном расположении; $K_{рег} = 1$ при периодической регулировке натяжения цепи; $K_{см} = 1,3$ при периодической смазке; $K_{реж} = 1$ при одноосменной работе.

Коэффициент эксплуатации:

$$K_{\gamma} = K_{\delta} \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_{см} \cdot K_{реж} = 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1,56.$$

Число зубьев ведущей звёздочки:

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 5,2 = 18,6.$$

Принимаем $z_1 = 19 = [z_1]$. Число зубьев ведомой звёздочки:

$$z_2 = z_1 u = 19 \cdot 5,2 = 98,8.$$

Принимаем $z_1 = 99$. Уточняем передаточное число:

$$u = z_2/z_1 = 99/19 = 5,21.$$

Коэффициент числа зубьев $K_z = z_{01}/z_1 = 25/19 = 1,3$; коэффициент частоты вращения $K_n = n_{01}/n_1 = 200/182,2 = 1,1$. Расчётная мощность:

$$P_p = P_1 K_\gamma K_z K_n = 10,52 \cdot 1,3 \cdot 1,1 \cdot 1,56 = 23,27 \text{ кВт}.$$

Принимаем из прил. К цепь ПР-38,1–127000 со следующими характеристиками: шаг $p_u = 38,1$ мм, разрушающая сила $F_p = 127000$ Н, допускаемая расчётная мощность $[F_p] = 34,8$ кВт; масса 1 м цепи $q = 5,5$ кг/м, проекция опорной поверхности шарнира $A = 394$ мм².

Скорость цепи $v = z_1 p_u n_1 / 60000 = 19 \cdot 38,1 \cdot 182,2 = 2,2$ м/с.

Делительные диаметры:

$$d_1 = p_u / \sin(360/z_1) = 38,1 / \sin(360/19) = 231,48 \text{ мм}.$$

$$d_2 = 38,1 / \sin(360/99) = 1200,83 \text{ мм}.$$

Диаметры наружных окружностей звёздочек:

$$d_{a1} = p_u \left(\text{ctg} \frac{180}{z_1} + 0,7 \right) - 0,31d = 38,1 \cdot \left(\text{ctg} \frac{180}{19} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 11,12 = 251,5 \text{ мм}.$$

$$d_{a2} = 38,1 \cdot \left(\text{ctg} \frac{180}{99} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 11,12 = 1223,45 \text{ мм}.$$

Окружная сила $F_t = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 551,8 \cdot 10^3 / 231,48 = 4768$ Н.

Расчётное давление:

$$p = F_t K_\gamma / A = 4768 \cdot 1,56 / 394 = 18,88 \text{ МПа} < [p] = 19 \text{ МПа}.$$

Допускаемое давление для $p_u = 38,1$ мм $[p] = 19 \text{ МПа}$.

Вывод. Износостойкость достаточна.

Рассчитываем межосевое расстояние $a = 40p_u = 40 \cdot 38,1 = 1524$ мм. Число звеньев цепи – формула (3.42):

$$L_p = \frac{2 \cdot 1524}{38,1} + \frac{99 + 19}{2} + \left(\frac{99 - 19}{2\pi} \right)^2 \frac{38,1}{1524} = 143,05.$$

Принимаем $L_p = 144$. Уточняем межосевое расстояние – формула (3.43):

$$a = \frac{38,1}{4} \left(144 - \frac{99 + 19}{2} + \sqrt{\left(144 - \frac{99 + 19}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{99 - 19}{2\pi} \right)^2} \right) = 1543 \text{ мм}.$$

Центробежная сила $F_v = qv^2 = 5,5 \cdot 2,2^2 = 26,6$ Н. Натяжение от силы тяжести свободной ветви цепи

$F_o = K_f a q g = 6 \cdot 1,543 \cdot 5,5 \cdot 9,81 = 499,5$ Н. Коэффициент запаса прочности:

$$s = \frac{F_p}{F_t K_\delta + F_v + F_o} = \frac{127000}{4768 \cdot 1,2 + 26,6 + 499,5} = 20,3 \geq [s] = 8,9.$$

Выводы. 1. Прочность достаточна.

2. Принимаем цепь ПР-38,1–127000 ГОСТ 13568–75.

4. ДЕТАЛИ МАШИН. ПОДДЕРЖИВАЮЩИЕ И НЕСУЩИЕ ДЕТАЛИ

Темы:

4.1. Валы и оси

4.2. Подшипники качения

4.3. Муфты

4.1. Валы и оси

4.1.1. Общие сведения

Во всех машинах используют *поддерживающие и несущие детали* (детали, обеспечивающие вращательное движение). К таким деталям относятся:

- а) валы и оси, направляющие и поддерживающие вращающиеся детали, такие, как зубчатые колёса, шкивы, звёздочки, муфты, маховики и др.;
- б) подшипники скольжения и качения – опоры валов и осей;
- в) муфты для соединения валов и передачи крутящего момента.

Деталь, на которой закреплены вращающиеся части машины, реально осуществляющая их геометрическую ось вращения, называется валом или осью. Конструктивно валы и оси могут не отличаться друг от друга. Они отличаются видом воспринимаемой нагрузки. **Валы воспринимают и передают крутящий момент T .** *Оси крутящего момента не передают ($T = 0$).* Ось можно рассматривать как частную разновидность вала, не подверженного кручению.

Вал всегда вращается, ось может быть вращающейся и неподвижной. **Оси всегда прямые**, а валы встречаются прямые, коленчатые (рис. 4.1) и гибкие (рис. 4.2). *Валы относятся к числу наиболее ответственных деталей машин.*

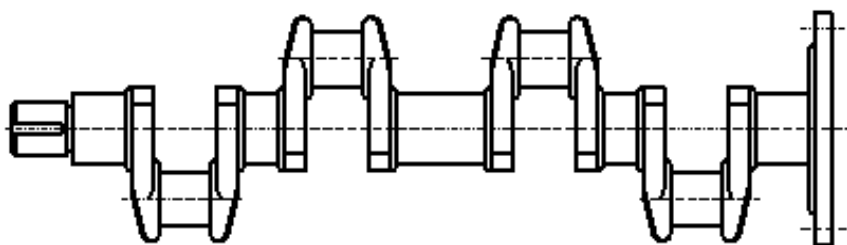


Рис. 4.1. Коленчатый вал

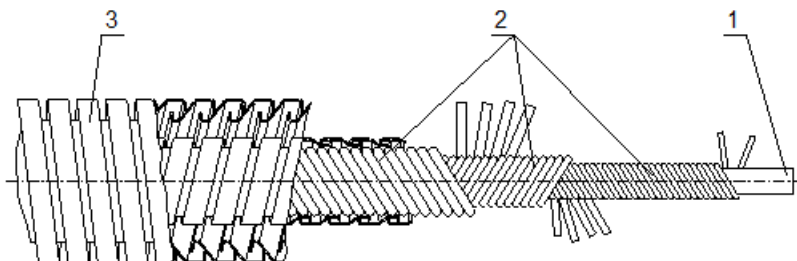


Рис. 4.2. Гибкий вал

Прямые валы различают: простые (ступенчатые и гладкие, сплошные и полые), торсионные и трансмиссионные. Последние два вида прямых валов передают только вращающий момент (изгибающий момент $M = 0$).

Опорные участки валов и осей называются цапфами. Цапфа, воспринимающая радиальные нагрузки, называется *шейкой*, реже – *шпоном*. Цапфа, воспринимающая осевую нагрузку, называется *пятой*.

Ступенчатая конструкция вала определяется условиями монтажа и посадками соединяемых с валом деталей. Такая конструкция (рис. 4.3) типична для редукторов общего машиностроения. Она имеет следующие обоснования:

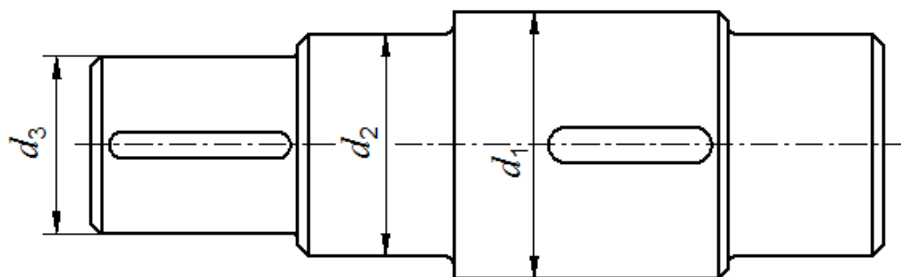


Рис. 4.3. Ступенчатый вал редуктора

1) Приближение к форме балки равного сопротивления изгибу (параболоиду вращения).

2) Осевая фиксация деталей на валу, например, подшипников качения, за счёт естественных упорных буртиков (заплечиков).

3) Возможность монтажа при посадке с натягом, чтобы деталь свободно проходила к месту посадки.

На *хвостовик* ступенчатого вала диаметром d_3 (рис. 4.3) надеваются детали: полумуфта либо зубчатое колесо, либо шкив и т. п. На шейку диаметром d_2 – подшипники качения, на головку диаметром d_1 – зубчатое колесо. Передача крутящего момента от муфты и на колесо осуществляется при помощи шпонок.

4.1.2. Причины отказов и критерии расчёта

Причинами отказов (потери работоспособности) являются:

А) *Поломка* является наиболее опасным видом отказа. Она составляет 40...50% случаев и происходит по следующим причинам:

- циклическое изменение напряжений изгиба;
- наличие концентраторов напряжений, связанных с конструктивной формой (переходное сечение) и технологическими дефектами;
- нарушение норм технической эксплуатации: неправильная регулировка подшипников, уменьшение необходимых зазоров и т. п.

Б) *Износ шеек*, а также его крайнее проявление: заедание (задир) и выплавление вкладышей характерны для подшипников скольжения.

В) *Недостаточная изгибная и крутильная жёсткость* валов могут привести к концентрации нагрузки в зубчатом зацеплении, защемлению тел качения в подшипниках качения либо к разрыву масляной пленки в подшипниках скольжения.

Г) Для валов опасны *изгибные и крутильные колебания*, которые в состоянии резонанса могут привести к поломке вала. Таким образом, *основными критериями работоспособности и расчёта валов являются:*

1. *Объёмная прочность и выносливость.*

2. *Жёсткость.*

3. *Виброустойчивость.*

Прямые валы изготавливают *из углеродистых и легированных сталей*. Чаще других применяют сталь Ст5 для валов без термообработки, сталь 45 или 40Х для улучшенных валов, сталь 20 или 20Х для быстроходных валов на подшипниках скольжения, у которых шейки цементируют для повышения износостойкости. Тяжелонагруженные валы изготавливают из легированных сталей, применение которых ограничено из-за высокой стоимости и повышенной чувствительности к концентрации напряжений.

4.1.3. Ориентировочный расчёт валов

Разработаны две методики расчёта валов: а) ориентировочный расчёт и

б) приближённый расчёт. Оба расчёта являются *проектными, на объёмную прочность*. Исходными данными расчётов являются нагрузки и основные размеры деталей, расположенных на валу. **Ориентировочный расчёт** заключается в определении диаметра вала из расчёта на кручение по крутящему моменту T :

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{16T}{\pi[\tau]}, \quad \text{откуда} \quad (4.1)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}. \quad (4.2)$$

Неточность методики с надёжным запасом компенсируют понижением допускаемого напряжения. Обычно принимают: $[\tau] = 15$ МПа для подступичной части редукторных валов (головки) и $[\tau] = 25$ МПа для хвостови-

ков. Диаметр шейки назначают меньше диаметра головки на 5...15 мм для создания упора подшипника. Диаметр хвостовика меньше диаметра шейки для свободного монтажа подшипника. Рассчитанные и принятые конструктивно диаметры валов согласуют с ГОСТ 6636 (прил. Г), а диаметры шеек – по стандартам для подшипников (при $d \geq 20$ мм это значения, кратные 5 мм).

Пример 4.1. Выполнить ориентировочный расчёт редукторного вала (рис. 4.3) по следующим исходным данным: крутящий момент на валу $T_2 = 1250$ Н·м.

Решение.

Диаметр головки быстроходного вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1250 \cdot 10^3}{\pi \cdot 15}} = 75 \text{ мм.}$$

Принят диаметр головки $d_1 = 75$ мм (прил. Г). Диаметр шейки $d_2 = 65$ мм (прил. К, подшипники качения); диаметр хвостовика $d_3 = 60$ мм (прил. Г).

4.1.4. Приближённый расчёт валов

Приближенный расчёт валов заключается в определении диаметров из расчёта при сложном напряженном состоянии, то есть по крутящему T и изгибающему M моментам. Вал обычно рассматривают как балку, шарнирно закрепленную в двух жёстких опорах. Такая модель формы вала и закрепления близка к действительности для валов, вращающихся в опорах качения.

Нагрузки от зубчатых колес, шкивов, звёздочек и т. п. деталей передаются на вал через поверхности контакта. В расчётах валов эти нагрузки для упрощения заменяют сосредоточенными эквивалентными силами, приложенными в середине венца колеса. В процессе расчёта назначают расстояния между опорами, которые в дальнейшем могут быть уточнены. По этим причинам расчёт называется приближённым. Последовательность расчета:

1. Выполняют эскизную компоновку, имеющую целью предварительное конструирование вала и корпуса редуктора и, прежде всего, *определение расстояний между линиями действия всех сил.*

2. Строят расчётную схему, в которой действующие силы приводят к оси вала с добавлением крутящего момента T .

3. Определяют реакции опор. Для этого используют два уравнения равновесия: моментное уравнение и уравнение проекций.

4. Определяют изгибающие моменты и строят их эпюры.

5. Определяют суммарные изгибающие моменты в опасных (расчётных) сечениях по формуле:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (4.3)$$

6. Определяют приведенный момент по теории прочности:

$$M_{np} = \sqrt{M^2 + T^2}, \quad (4.4)$$

7. Определяют диаметр вала в расчётном сечении (по наибольшему моменту M_{np}):

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi[\sigma_{-1}]}} \quad (4.5)$$

где $[\sigma_{-1}]$ – допускаемое изгибное напряжение; для валов из углеродистых и легированных сталей рекомендуется принимать $[\sigma_{-1}] = 50 \dots 60$ МПа.

Пример 4.2. Выполнить приближённый расчёт тихоходного вала цилиндрического редуктора 1ЦУ-160 по следующим исходным данным: крутящий момент $T_{\text{вых}} = 1\,250$ Н·м, передаточное число $u = 3,15$. Материал вала – сталь 45, термообработка – улучшение, допускаемое нормальное напряжение $[\sigma_{-1}] = 55$ МПа. Работа реверсивная. Недостающие данные вычислить.

Решение.

Расчёт геометрических и силовых параметров.

Принято из прил. Д расстояние между осями подшипников стандартного редуктора 1ЦУ-160 $l = 200$ мм. Межосевое расстояние $a_w = 160$ мм. Делительный диаметр колеса по формуле (6.15):

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 3,15}{3,15 + 1} = 243 \text{ мм.}$$

Окружное усилие на колесе

$$F_t = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 1250 \cdot 10^3 / 243 = 10288 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 10288 \cdot \tan 20^\circ = 3745 \text{ Н.}$

Нормальное усилие $F_n = F_t / \cos \alpha = 10288 / \cos 20^\circ = 10948 \text{ Н.}$

Расчётная схема представлена на рис. 4.4.

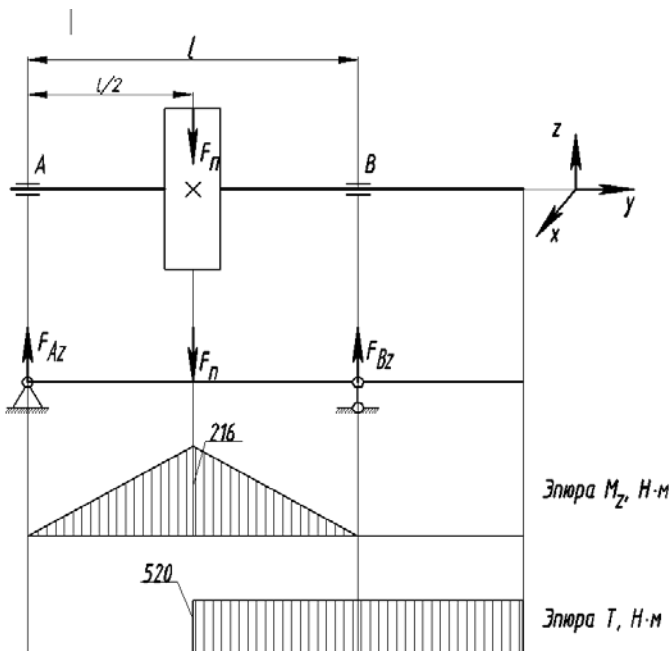


Рис. 4.4. Расчётная схема тихоходного вала

На рис. 4.4 показано нормальное усилие в зацеплении F_n , приложенное посередине пролёта. В прямозубой передаче с симметричным расположением опор относительно колёс реакции опор F_{Az} и F_{Bz} равны:

$$F_{Az} = F_{Bz} = F_n/2 = 10\,948/2 = 5\,474 \text{ Н.}$$

Посередине пролёта действует наибольший изгибающий момент:

$$M = F_{Az} \cdot l/2 = 5\,474 \cdot 200/2 = 547\,400 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Приведенный момент – формула (4.4):

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_3^2 + T_{II}^2} = \sqrt{547400^2 + 1250\,000^2} = 1364600 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Диаметр вала в опасном сечении – формула (4.5):

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1364600}{\pi \cdot 55}} = 63,2 \text{ мм.}$$

Принят $d = 65$ (прил. Г).

Пример 4.3. Выполнить приближённый расчёт тихоходного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора 1Ц2У-160 по следующим исходным данным: крутящий момент $T_{\text{вых}} = 1500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, общее передаточное число $u = 17$. Материал вала – сталь 30ХГСА, термообработка – закалка токами высокой частоты (ТВЧ), допускаемое нормальное напряжение $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ МПа}$. Работа реверсивная. Недостающие данные вычислить.

Решение.

Расчёт геометрических и силовых параметров.

Принято из прил. Е расстояние между осями подшипников стандартного редуктора 1Ц2У-160 $l = 240 \text{ мм}$, $l_1 = 70 \text{ мм}$, передаточное число тихоходной ступени $u_t = 4$, межосевое расстояние тихоходной ступени $a_{\text{вт}} = 160 \text{ мм}$. Делительный диаметр колеса тихоходной ступени по формуле (6.15):

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 4}{4+1} = 256 \text{ мм.}$$

Окружное усилие на колесе

$$F_t = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 1500 \cdot 10^3 / 256 = 11719 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 11719 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4265 \text{ Н.}$

Нормальное усилие $F_n = F_t / \cos \alpha = 11719 / \cos 20^\circ = 12471 \text{ Н.}$

Расчётная схема вала с несимметричным расположением колеса относительно опор представлена на рис. 4.5.

На рис. 4.5 показано нормальное усилие в зацеплении F_n , приложенное на расстоянии l_1 от опоры В. Реакции опоры F_{Az} найдена из пропорции:

$$F_{Az} = F_n l_1 / l = 12\,471 \cdot 70/240 = 3\,637 \text{ Н.}$$

Реакции опоры F_{Bz} найдена из уравнения проекций:

$$\Sigma Z = F_{Az} + F_{Bz} - F_n = 0, \text{ откуда } F_{Bz} = F_n - F_{Az} = 12\,471 - 3\,637 = 8\,834 \text{ Н.}$$

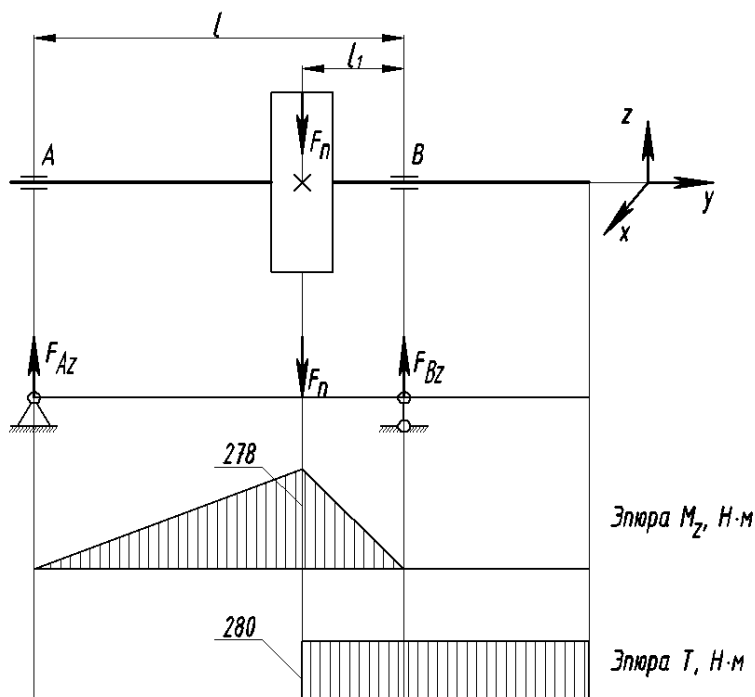


Рис. 4.5. Расчётная схема тихоходного вала

В опасном сечении вала под силой F_n действует наибольший изгибающий момент:

$$M = F_{Bz} l_1 = 8\,834 \cdot 70 = 618\,350 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Приведенный момент – формула (4.4):

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_z^2 + T^2} = \sqrt{618\,350^2 + 1500\,000^2} = 1\,622\,000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Диаметр вала в опасном сечении – формула (4.5):

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1\,622\,000}{\pi \cdot 60}} = 65,06 \text{ мм}.$$

Принят $d = 65 \text{ мм}$ (прил. Г).

4.2. Подшипники качения

4.2.1. Общие сведения

Подшипники качения являются основным видом опор вращающихся деталей. Применение подшипников качения позволило заменить трение скольжения трением качения и существенно уменьшить зависимость их работы от смазки.

Достоинства:

1. Малое трение (условный коэффициент трения $f = 0,0015 \dots 0,006$).
2. Малые осевые размеры (в 2...3 раза в сравнении с подшипником скольжения).
3. Простота технического обслуживания и подачи смазочного материала.
4. Низкая стоимость изготовления, определяемая изготовлением подшипников в массовых количествах как стандартной продукции.

Недостатки:

1. Большие радиальные габариты.
2. Низкая работоспособность при вибрационных и ударных нагрузках.
3. Ограниченная быстроходность, связанная с центробежными силами.
4. Отсутствие разъемных конструкций.

Отмеченные достоинства обеспечили широкое применение подшипников качения во всех машинах и многих приборах. В России ежегодно изготавливается сотни миллионов подшипников качения.

4.2.2. Конструкции и маркировка

Подшипник качения (рис. 4.6) состоит из двух колец, наружного и внутреннего, между которыми расположены *тела качения*. Для предохранения тел качения от соприкосновения между собой их отделяют друг от друга *сепаратором*.

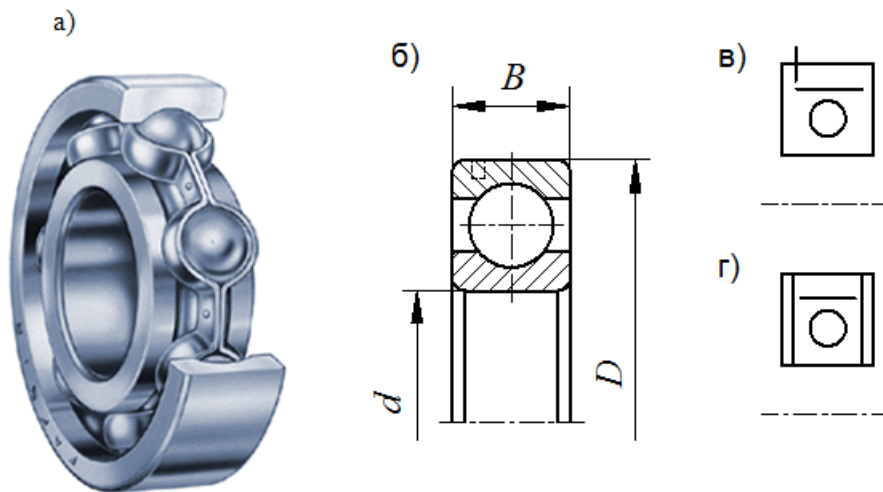
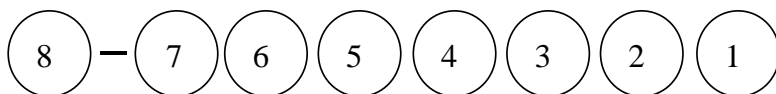


Рис. 4.6. Радиальный однорядный шарикоподшипник типа 0000

По форме тел качения подшипники подразделяют на *шариковые* и *роlikовые*; последние в свою очередь делят по форме роликов на подшипники с короткими цилиндрическими, длинными цилиндрическими, коническими, бочкообразными и витыми роликами.

Кольца и тела качения изготавливают из специальных подшипниковых сталей марок ШХ15, ШХ15Ш, ШХ15СГ, ШХ20СГ и др. с закалкой. Сепараторы изготавливают из мягкой углеродистой стали, текстолита, латуни и других материалов, обладающих антифрикционными свойствами.

Условные обозначения подшипников качения содержат информацию о внутреннем диаметре подшипника d , его серии, типе, конструктивных особенностях и классе точности. Все перечисленные параметры обозначаются цифрами. В общем обозначении:



цифры, *отсчитываемые справа*, обозначают:

1 и 2, помноженные на 5, дают d ;

3 и 7 (чаще 3) – серию подшипника; например, 2 – легкая серия, 3 – средняя и т. д.,

4 – тип подшипника;

5 и 6 – конструктивные особенности;

8 – класс точности, который указывают перед обозначением через черточку: 0 – нормальный класс, 6 – повышенный, 5 – высокий и т. д. Нули, стоящие в обозначении слева, в том числе класса точности, опускают.

0. Шарикоподшипники радиальные однорядные – тип 0000 (рис. 4.6) могут воспринимать радиальную F_r , а также умеренную осевую нагрузку F_a , действующую в обоих направлениях. Конструкция подшипника обеспечивает возможность фиксирования вала в осевом направлении. Допустимый угол взаимного перекоса осей колец подшипника составляет $\theta = 10...15'$. На рисунках а) – фотография, б) – чертёж, в) – условные изображения на схемах и сборочных чертежах.

Пример 4.6. Расшифровать обозначение подшипника 180208.

Решение.

Обозначение соответствует радиальному шарикоподшипнику (0 на четвёртом месте справа) легкой серии (2) с внутренним диаметром $d = 08 \times 5 = 40$ мм с двумя защитными шайбами (8) и двусторонним уплотнением (1). Класс точности – нормальный (0 опущен).

Подшипники 0000 наиболее простые и дешёвые, поэтому при отсутствии специальных требований следует ориентироваться на их применение.

1. Шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники 1000 (рис. 4.7) предназначены для восприятия радиальных и небольших осевых нагрузок. Конструкция подшипника позволяет поворот цапф на $\theta = 2...3^\circ$. Применяют, например, в грузоподъёмных машинах при расположении подшипников в разных корпусах (опоры барабанов).

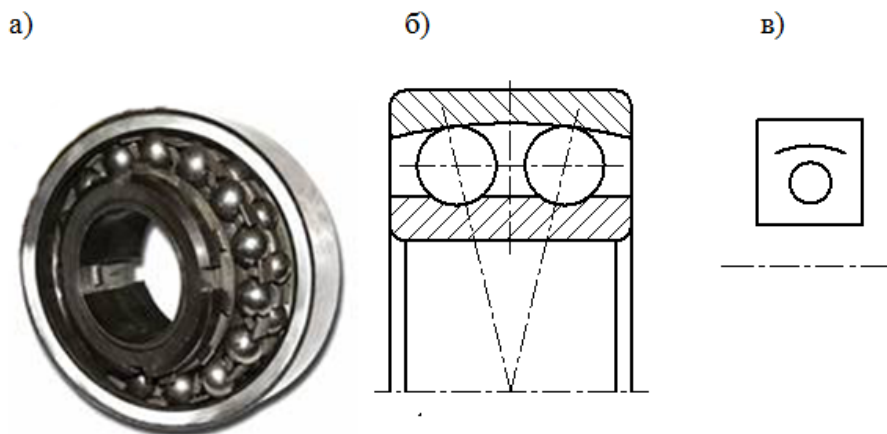


Рис. 4.7. Сферический шарикоподшипник

2. Роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами 2000 (рис. 4.8). Предназначены для восприятия значительных радиальных нагрузок. Осевые нагрузки практически не воспринимает.

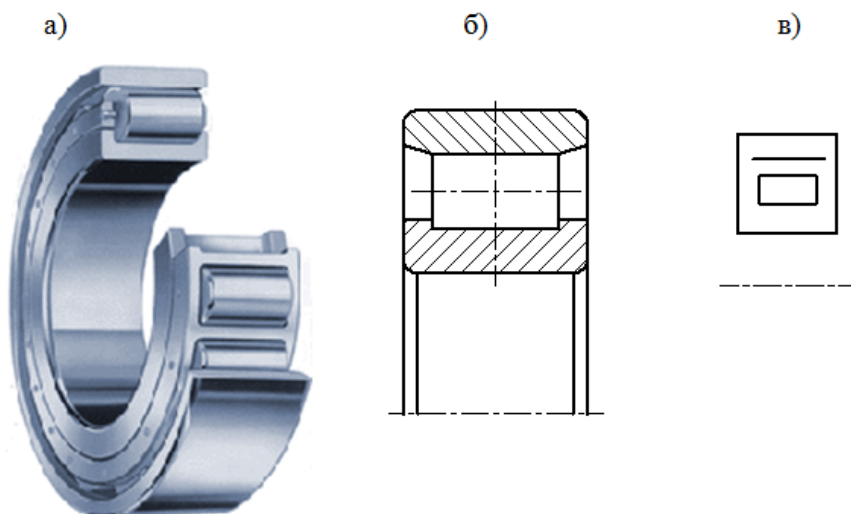


Рис. 4.8. Радиальный роликоподшипник

Основная конструкция (без буртов на одном из колец) позволяет иметь *плавающие опоры и валы*. Подшипники требуют *высокой соосности* посадочных мест ($\theta = 2'$). Применяют в вентиляторах, электродвигателях, паровых и газовых турбинах, в сдвоенной конструкции – в буксах железнодорожного подвижного состава.

3. Роликоподшипники радиальные *сферические двухрядные* 3000 (рис. 4.9) имеют повышенную радиальную грузоподъемность. Они способ-

ны компенсировать значительную несоосность, прогибы вала ($\theta = 2...3^\circ$) и воспринимать небольшие осевые нагрузки.

Сферические роликоподшипники обычно устанавливают на длинных валах, подверженных значительным прогибам или в опорах отдельных корпусов. Их применяют также там, где действуют большие радиальные нагрузки и неизбежна несоосность посадочных мест.

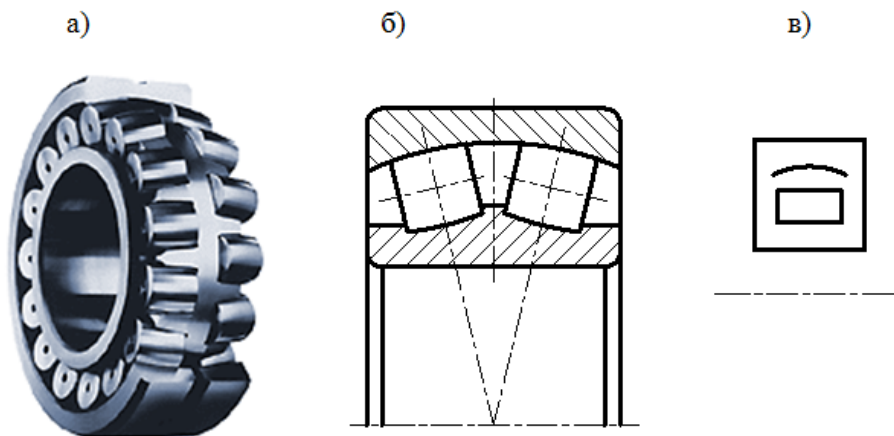


Рис. 4.9. Сферический роликоподшипник

4. *Роликоподшипники игольчатые 4000* (рис. 4.10) обладают при минимальных габаритах максимальной радиальной грузоподъемностью. Применяются на поршневых пальцах, в крестовинах карданных валов, в коробках передач автомобилей, узлах фрезерных станков и т. д., то есть в узлах, которые должны обеспечить компактность в радиальном направлении, и в узлах с качательным движением.

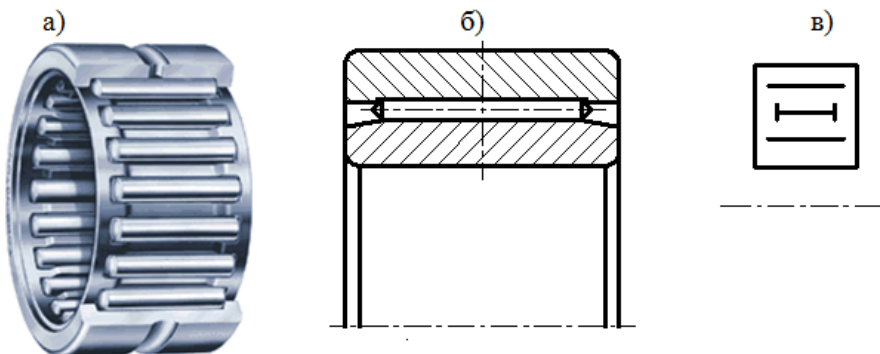


Рис. 4.10. Игольчатый подшипник

5. *Шарикоподшипники радиально-упорные 6000* (рис. 4.11) способны воспринимать комбинированные радиальные и осевые нагрузки. Осевая грузоподъемность их зависит от угла контакта.

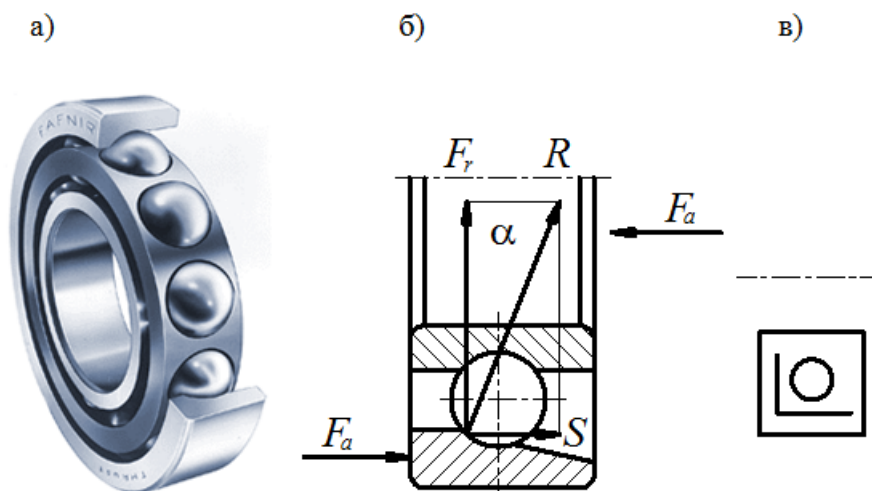


Рис. 4.11. Радиально-упорный шарикоподшипник

Однорядные подшипники способны *воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении*, поэтому для фиксации вала в обоих направлениях их устанавливают симметрично по два на вал (по схемам «враспор» или «враспашку»). Подшипники используют в шпинделях металлорежущих станков, электродвигателях, червячных редукторах и др. устройствах.

6. Конические роликоподшипники 7000 (рис. 4.12) могут воспринимать значительные радиальные и односторонние осевые нагрузки.

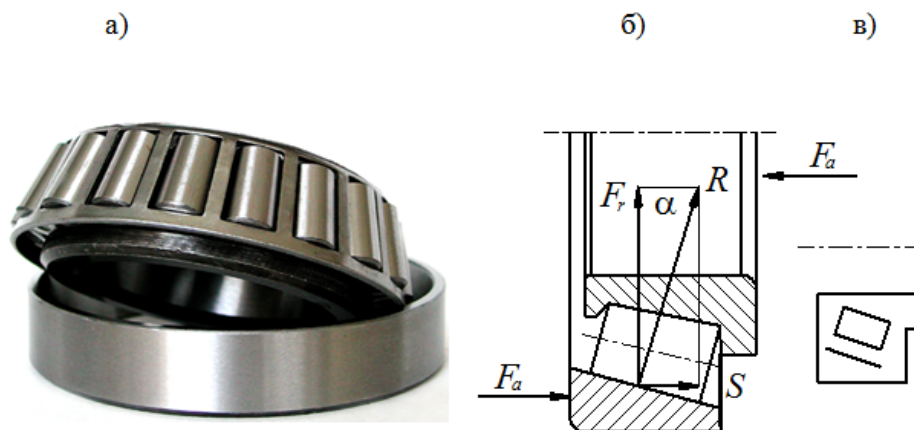


Рис. 4.12. Конический роликоподшипник

Конические роликоподшипники имеют съёмное наружное кольцо, что позволяет производить раздельный монтаж и демонтаж колец. Однорядные подшипники применяют в колёсах автомобилей и кранов, в катках гусеничных тракторов, в редукторах и многих других случаях.

Двухрядные подшипники используют в мощных редукторах, опорах барабанов грузоподъёмных механизмов и других тяжело нагруженных узлах. Кассеты с двухрядными подшипниками используются в новых конструкциях железнодорожных букс.

7. *Упорные шарикоподшипники* могут воспринимать *только осевые нагрузки*: однорядные имеют обозначение 8000, а двойные – 38000 (рис. 4.13). Применяются в червячных редукторах, в домкратах, крюковых подвесках кранов и др.

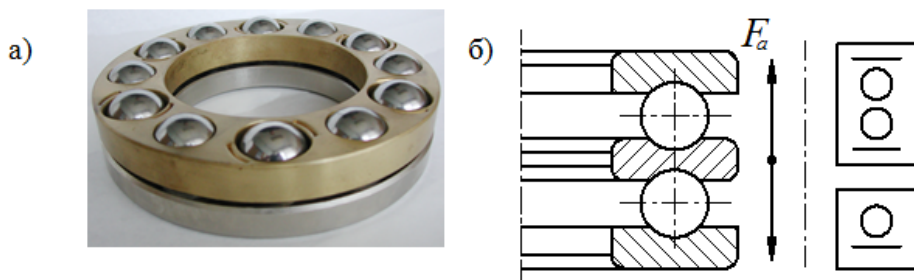


Рис. 4.13. Упорные шарикоподшипники

4.2.3. Виды повреждений и критерии расчёта

1. *Усталостное выкрашивание* дорожек и тел качения является основным видом повреждения подшипников, хорошо смазываемых и защищённых от попадания абразивных частиц. Наблюдается после длительной работы в нормальных условиях.

2. *Абразивный износ* деталей распространён в подшипниках, не имеющих надёжной защиты от попадания абразивных частиц (в строительных, дорожных, горных машинах и т. д.).

3. *Разрушение сепараторов* даёт значительный процент выхода из строя подшипников качения, особенно быстроходных.

4. *Раскалывание колец и тел качения* связано с ударными и вибрационными перегрузками либо неправильным монтажом.

5. Остаточные деформации на беговых дорожках *в виде лунок и вмятин* (бринеллирование), возникающие при больших статических нагрузках, характерных для тяжело нагруженных тихоходных валов.

Для исключения разрушений беговых дорожек и тел качения в течение заданного ресурса подшипника выполняют *расчёты по критериям прочности*. Существует две методики расчёта:

1. *Расчёт на статическую грузоподъёмность* по остаточным деформациям.

2. *Расчёт на ресурс* (долговечность) по усталостному выкрашиванию.

4.2.4. Расчёт по динамической грузоподъёмности

Расчёт по заданному ресурсу выполняют при частоте вращения $n \geq 10$ об/мин. При $n = 1 \dots 10$ об/мин в расчёт принимают $n = 10$ об/мин. Условие расчёта:

$$C_p \leq C. \quad (4.6)$$

Динамическая грузоподъёмность C – это такая постоянная нагрузка, которую подшипник может воспринимать в течение номинальной долговечности в 1 млн. оборотов. Значения C приведены в каталогах (прил. Ж) для каждого типоразмера подшипника. Потребная (расчётная) динамическая грузоподъёмность и ресурс связаны эмпирической зависимостью:

$$C_p = P \left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}}, \quad (4.7)$$

где P – приведенная нагрузка; L_h – ресурс, млн. оборотов; p – показатель степени ($p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников);

Приведенная нагрузка P есть такая условная постоянная нагрузка, при которой обеспечивается такой же ресурс и надёжность, как и при действительных условиях нагружения:

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_\delta K_T, \quad (4.8)$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки. Н; X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; V – коэффициент вращения ($V = 1$ или $1,2$); K_δ – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки; K_T – температурный коэффициент, при $t \leq 100^\circ \text{C}$ $K_T = 1$.

Пример 4.7. Рассчитать радиальные однорядные шарикоподшипники по динамической грузоподъёмности по следующим исходным данным: радиальные нагрузки $F_{r1} = 5$ кН, $F_{r2} = 7$ кН, $F_a = 0$; частота вращения $n = 230$ об/мин; диаметр шейки $d = 45$ мм, ресурс $L_h = 10000$ ч.

Решение.

1. Расчётная схема приведена на рис. 4.14.

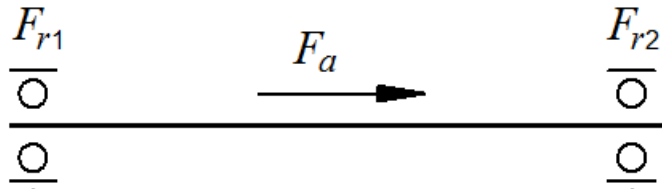


Рис. 4.14. Расчётная схема радиальных шарикоподшипников

2. Приведенная нагрузка по формуле (4.8) при $F_a = 0$, $Y = 0$; $X = 1$; $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо); $K_\delta = 1,4$ (подшипники зубчатых редукторов); $K_T = 1$ ($t < 100^\circ \text{C}$):

$$P_2 = F_{r2} K_\delta = 7 \cdot 1,4 = 9,8 \text{ кН.}$$

3. Расчётная динамическая грузоподъёмность – формула (4.7):

$$C_p = 9,8 \cdot \left(\frac{60 \cdot 230 \cdot 10000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 50,6 \text{ кН.}$$

4. Принят подшипник 309 средней серии с параметрами $d \times D \times B = 45 \times 100 \times 25$; $C = 52,7 \text{ кН}$; $C_0 = 30 \text{ кН}$ (прил. Л). Условие (4.6) выполнено.

Пример 4.8. Подобрать роликоподшипники по схеме рис. 4.15. Исходные данные: радиальные нагрузки $F_{r1} = 2,8 \text{ кН}$; $F_{r2} = 4,4 \text{ кН}$, $F_a = 0$; диаметр шейки $d = 35 \text{ мм}$, частота вращения $n = 240 \text{ об/мин}$, ресурс $L_h = 10000 \text{ ч}$.

Решение.

1. Расчётная схема приведена на рис. 4.15.

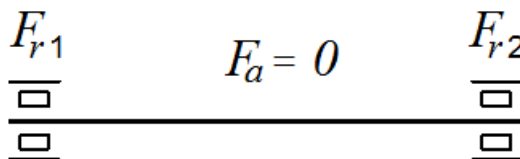


Рис. 4.15. Расчётная схема радиальных роликоподшипников

Расчёт проведен для наиболее нагруженного радиальной нагрузкой подшипника 2. Приведенная нагрузка при $V = 1$, $X = 1$, $Y = 0$, $K_6 = 1,4$ и

$K_T = 1$:

$$P_2 = F_{r2} K_6 = 4,4 \cdot 1,4 = 6,2 \text{ кН.}$$

2. Расчётная динамическая грузоподъёмность

$$C_p = 6,2 \cdot \left(\frac{60 \cdot 240 \cdot 10000}{10^6} \right)^{0,3} = 27,5 \text{ кН.}$$

3. Приняты роликоподшипники лёгкой серии 2207 с параметрами $d \times D \times B = 35 \times 72 \times 17$; $C = 48,4 \text{ кН}$; $C_0 = 26,5 \text{ кН}$ (прил. Л). Условие (4.6) выполнено.

4.3. Муфты

4.3.1. Муфта упругая

Сборочные единицы, закреплённые на раме (электродвигатель, редуктор и др.), соединяют между собой муфтами или передачами. *Муфты* предназначены прежде всего для соединения валов и передачи крутящего момента. В большинстве конструкций решаются и другие задачи. Наибольшее распространение получили механические муфты.

Основное назначение упругих муфт — не только соединять валы, но и смягчать динамические нагрузки и выводить систему из состояния резонанса. В муфтах используют металлические пружины и неметаллические упругие элементы, например, резиновые или войлочные кольца.

Наиболее распространённая упругая муфта — втулочно-пальцевая, сокращённо МУВП (рис. 4.16). Полумуфты несимметричны. В одной из них закреплены металлические пальцы, на которые надеваются резиновые кольца. Другая полумуфта имеет ответные цилиндрические отверстия.

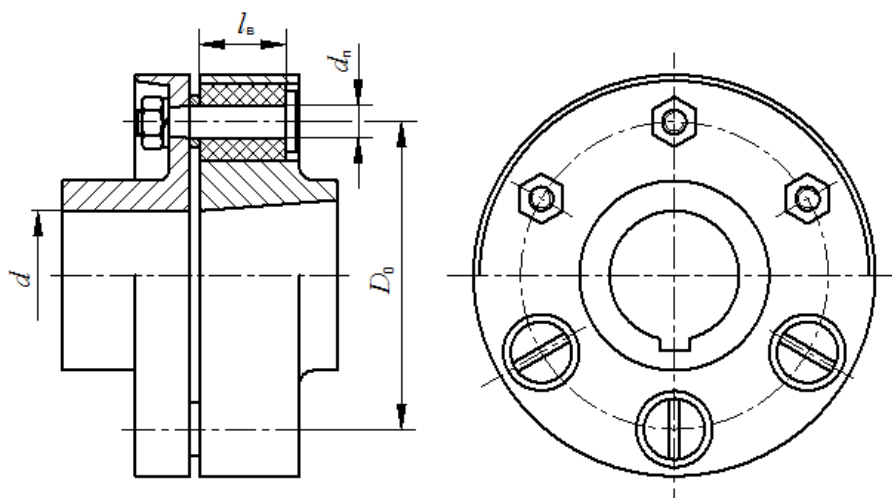


Рис. 4.16. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Компенсировать способности муфты невелики. Допускается осевое смещение Δ_l в пределах до половины монтажного зазора (до 4 мм), радиальное смещение $\Delta_r = 0,2 \dots 0,6$ мм; угловое смещение $\Delta_\alpha = 1^\circ$, однако такие смещения могут вызывать быстрый износ колец.

Муфтами соединяют хвостовики валов соседних изделий. Разность диаметров не должна превышать 20%. Размеры муфт выбирают по ГОСТ 21424 (прил. И). Муфты выбирают по расчётному моменту T_p и большему диаметру:

$$T_p = T \cdot K_1 \cdot K_2 \leq [T], \quad (4.9)$$

где коэффициенты: K_1 – ответственности передачи; $K_1 = 1 \dots 1,8$; для подъёмного механизма $K_1 = 1,3$; K_2 – режима работы; для режима 3М $K_2 = 1$; для режима 4М $K_2 = 1,1$; для режима 5М $K_2 = 1,2$; T – крутящий момент на валу, Н·м; при постановке муфты на тихоходный вал редуктора $T = T_{\text{вых}}$.

Пример 4.9. Подобрать упругую втулочно-пальцевую муфту для соединения хвостовика тихоходного вала редуктора с хвостовиком вала барабана по следующим исходным данным: крутящий момент $T = 1600$ Н·м, диаметры хвостовиков $d_{\text{вых}} = 65$ мм, $d_{\text{бар}} = 60$ мм, группа режима 4М..

Решение.

Расчётный момент T_p при $K_1 = 1,3$ и $K_2 = 1,1$:

$$T_p = T \cdot K_1 \cdot K_2 = 1600 \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 2002 \text{ Н·м.}$$

Принята из прил. М муфта с номинальным крутящим моментом $T = 2000$ Н·м, $d = 65$ мм. Максимальный диаметр $D = 250$ мм. Длина муфты при типе I (с цилиндрическим отверстием) и исполнении 1 (на длинные концы валов)

$$L = 288 \text{ мм.}$$

Обозначение: Муфта МУВП-2000–60/65 ГОСТ 21424–93

4.3.2. Муфта упругая с тормозным шкивом

В грузоподъёмных машинах используют упругие втулочно-пальцевые муфты с тормозным шкивом (МУВП-Т). Это позволяет уменьшить габариты тормозного устройства, не ухудшая качеств МУВП. Ставят такую муфту на хвостовики электродвигателя и быстроходного вала редуктора. На рис. 4.17 показаны полумуфта с отверстиями под пальцы и с тормозным шкивом и полумуфта с пальцами, закреплёнными в ней. Основные параметры и изображение муфты приведены в прил. К.



Рис. 4.17. Детали муфты упругой втулочно-пальцевой с тормозным шкивом

Пример 4.10. Подобрать упругую втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом по следующим исходным данным: крутящий момент на тихоходном валу редуктора $T_{\text{вых}} = 1600 \text{ Н}\cdot\text{м}$, передаточное число $u = 16$, КПД $\eta = 0,97$, диаметр хвостовика быстроходного вала $d_{\text{вх}} = 22 \text{ мм}$.

Решение.

Крутящий момент на быстроходном валу редуктора – из формулы (4.6):

$$T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}} / (u\eta) = 1600 / (16 \cdot 0,97) = 103 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Расчётный момент T_p при $K_1 = 1,3$ и $K_2 = 1,1$:

$$T_p = T \cdot K_1 \cdot K_2 = 103 \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 147 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Принята из прил. Н муфта с номинальным крутящим моментом $T = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d = 22 \text{ мм}$. Диаметр тормозного шкива $D_T = 300 \text{ мм}$, ширина $B_T = 150 \text{ мм}$.

Обозначение: *Муфта МУВП-Т-500–300–150–22.*

5. ГРУЗОПОДЪЁМНЫЕ МАШИНЫ

Темы:

- 5.1. Общие сведения
- 5.2. Краны
- 5.3. Основные параметры
- 5.4. Крюковая подвеска
- 5.5. Стальные канаты
- 5.6. Полиспасты
- 5.7. Барабаны и блоки
- 5.8. Выбор электродвигателя
- 5.9. Тормоза

5.1. Общие сведения

Грузоподъёмные машины относятся к машинам циклического действия. Они предназначены для перемещения грузов и людей по вертикали и транспортировки их из одной точки в другую. По конструктивному признаку они подразделяются на следующие устройства.

1. Подъёмные механизмы, которые предназначены для подъема и перемещения грузов. Часто они являются элементами кранов и подъемников.

2. Краны – сочетание отдельных подъёмных механизмов, которые предназначены для транспортировки грузов.

3. Подъёмники, которые осуществляют подъём грузов и людей в клетях (кабинах), на платформах или в бадах по направляющим. Подъёмники, перемещающие груз по вертикали, называются *лифтами*.

4. Домкраты – подъёмные механизмы, поднимающие или перемещающие груз на небольшое расстояние. Домкраты применяют при ремонтных и монтажных работах. Они подразделяются на винтовые, рычажно-реечные, зубчато-реечные, гидравлические.

5. Полиспасты представляют собой систему из подвижных и неподвижных блоков, соединённых канатами или цепями. В зависимости от назначения полиспасты делятся на *прямые*, для выигрыша в силе и *обратные*, для выигрыша в скорости.

6. Лебедки (рис. 5.1) представляют собой сочетание приводного барабана и тягового органа. Они используются для подъёма и перемещения грузов. Могут использоваться как самостоятельные ГПМ. К лебедкам также относят: *таль* (рис. 5.1) – подвешенная неподвижно лебедка; *тельфер* – подвешенная лебедка с приводом передвижения (ручным, электрическим, гидравлическим или пневматическим).



Рис. 5.1. Таль (слева) и лебедка (справа)

5.2. Краны

Краны имеют весьма разнообразные конструктивное исполнение и назначение. Различают краны **пролётные**, **стреловые** и т. д. К *пролетным* кранам относятся краны *мостовые*, *козловые* и др. Горизонтальное перемещение грузов у таких кранов осуществляется с помощью поступательного перемещения самого крана и крановой тележки.

Мостовой кран (рис. 5.2) обеспечивает обслуживание прямоугольной площади в закрытых помещениях (цехах). Для обслуживания открытых площадок мостовые краны монтируются на эстакадах. Мостовой кран оснащён механизмами подъёма груза, перемещения крана и грузовой тележки.

При установке моста крана на четырёх высоких опорных стойках, перемещающихся по рельсам (подкрановым путям), уложенным на уровне земли, получаются **козловые краны** (рис. 5.3), которые применяются для обслуживания больших открытых площадей со штучными грузами.



Рис. 5.2. Мостовой кран



Рис. 5.3. Козловый кран

Поворотные *стреловые краны* с переменным вылетом стрелы обслуживают площадь кольца между двумя окружностями, радиусы которых соответствуют максимальному и минимальному вылетам стрелы. К ним относятся *башенные, порталные, автомобильные краны* и т. д.

Башенные краны (рис. 3.4) используются при производстве строительных работ. Они передвигаются вдоль внешних стен строящегося здания. Изменение вылета стрелы производится перемещением грузовой тележки по пути, прикреплённому к стреле, либо подъёмом стрелы в вертикальной плоскости.



Рис. 5.4. Башенный кран

Портальные краны (рис. 5.5) применяются для погрузки и выгрузки штучных и насыпных грузов в морских и речных портах с высоким грузооборотом и на открытых площадках. Поворотная часть таких кранов устанавливается на металлоконструкциях, выполненных в виде портала или полупортала. С целью уменьшения мощности привода стрелового устройства в портальных кранах применяются механизмы, обеспечивающие горизонтальное перемещение груза при изменении вылета стрелы (двухкормысловый механизм).



Рис. 5.5. Портальный кран, с системой горизонтального перемещения груза при изменении вылета стрелы

В терминалах крупных мировых портов используются современные контейнерные погрузчики – портальные краны с автоматизированной погрузкой-разгрузкой и складированием (рис. 5.6).



Рис. 5.6. Контейнерный погрузчик

Автомобильные самоходные краны (рис. 5.7) в зависимости от типа ходовой части изготавливают на шасси серийно выпускаемых автомобилей либо на спецшасси. К раме шасси с помощью крепёжных скоб крепится рама крана, на которой размещается опорно-поворотное устройство и поворотная платформа крана с оборудованием. Для повышения устойчивости таких кранов (при работе с грузом) применяются дополнительные опоры – аутригеры.



Рис. 5.7. Автокран (слева), кран на спецшасси (справа)

В зависимости от типа движителя различают:

Пневмоколесные краны применяются, когда вес кранового оборудования превышает грузоподъемность серийно выпускаемых автомобилей. В этом случае для крана проектируется специальное колесное шасси с усиленной рамой.

Гусеничные краны применяются при работе на слабых грунтах. Также на гусеничном шасси монтируются краны очень большой грузоподъемности.

Железнодорожные краны применяются для работ около железнодорожных путей (рис. 5.8).



Рис. 5.8. Кран на железнодорожном ходу

5.3. Основные параметры

1. Номинальная грузоподъемность $m_{гр}$ (т) выбирается по нормальному ряду грузоподъемностей: 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100...(10,16, 25 и т. д. кН). В грузоподъемность крюковых кранов входит только вес груза, а для кранов, оборудованных специальными приспособлениями для захвата груза (траверсы, грейфер, ковш и т. п.), в грузоподъемность входит вес груза и вес этих приспособлений.

2. Вылет стрелы или пролет крана L , м.

3. Собственный вес крана G , т.

4. Высота подъема крюка или грузозахватного органа H , м.

5. Скорости рабочих движений механизмов крана v , м/с, м/мин.

6. Установленная мощность P , кВт – это суммарная мощность всех двигателей, установленных на кране.

7. Режим работы крана определяется по режиму работы грузоподъемного механизма. Продолжительности включения

$$ПВ = ((t_{\text{пуск.}} + t_{\text{уст. дв.}}) / T_{\text{цикла}}), \quad (5.1)$$

$$\text{где } T_{\text{цикла}} = t_{\text{пуск}} + t_{\text{уст. дв.}} + t_{\text{торм.}} + t_{\text{ост.}} \quad (5.2)$$

Индексы в формуле (5.2) обозначают: пуск, установившееся движение, торможение, останов. В зависимости от сочетания различных факторов ГПМ могут работать в следующих режимах:

1. Р – ручной режим;

2. Л – легкий режим, ПВ = 0,15;

3. С – средний режим, ПВ = 0,25;

4. Т – тяжелый режим, ПВ = 0,40;

5. ВТ – весьма тяжелый режим, ПВ = 0,60;

6. ВТН – весьма тяжелый непрерывный режим, ПВ = 0,80.

Группа режима работы механизмов (2М, 3М,...6М) связана с ПВ в соответствии с табл. 5.1.

Таблица 5.1. Зависимость групп режима от ПВ

Режим	Л	С	Т, ВТ
ПВ	0,15	0,25	0,40; 0,60
Группа режима	2М, 3М	4М	5М, 6М

5.4. Крюковая подвеска

В качестве грузозахватных органов в кранах общего назначения применяют однорогие кованые (или штампованные) *крюки*, двурокие кованые или пластинчатые крюки, которые соответствуют ГОСТ 6627, ГОСТ 6628 и ГОСТ 6619.

Грузовой крюк выбирается по грузоподъемности механизма и в зависимости от группы режима работы механизма (прил. К).



Рис. 5.9. Крюк однорогий

Канатные блоки в подвеске располагаются на подшипниках скольжения или на подшипниках качения.



Рис 5.10. Крюковая подвеска

Пример 5.1. *Выбрать* грузовой однорогий крюк по следующим исходным данным: грузоподъемность крюка $m_{кр} = 4$ т, группа режима 4М.

Решение. Принят из прил. П крюк однорогий номер 12 с наибольшей грузоподъемностью 4 т, резьба хвостовика М36.

5.5. Стальные канаты

В кранах в качестве тягового органа для механизмов подъема и других применяют стальные проволочные барабанные канаты.

Канат состоит из стальных проволочек, свитых в пряди (рис. 5.11). Пряди в свою очередь навиты вокруг сердечника из органического волокна, пропитанного смазочным материалом. Сердечник служит источником смазывания внутренних проволочек каната при его изгибах на барабанах и блоках. В отдельных случаях применяют канаты с металлическим сердечником.

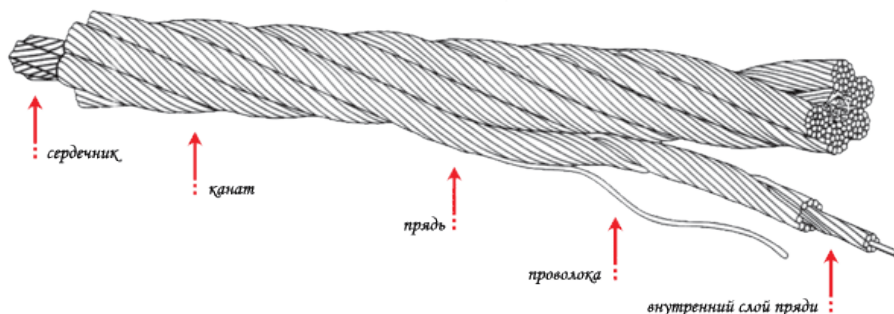


Рис. 5.11. Стальной канат шестипрядной односторонней свивки

По направлению свивки проволочек и прядей в канате различают *канаты односторонней свивки* и *канаты крестовой свивки*. При односторонней свивке проволочки в пряди и пряди в канате свиты в одном направлении. Такие канаты обладают достаточной гибкостью, но легко раскручиваются. При крестовой свивке направление проволочек в прядях и прядей в канате противоположно, что делает их более устойчивыми против раскручивания.

Стальные канаты классифицируются по различным признакам.

По механическим свойствам проволоки:

марки ВК – высокого качества;
марки В – повышенного качества;
марки 1 – нормального качества.

По прочностным характеристикам:

с маркировочными группами 1370, 1470, 1570...2160 (предел прочности $\sigma_b = 1370$ МПа и т. д.).

Для изготовления стальных канатов используется качественная углеродистая сталь по ГОСТ 1050 (например, сталь 55) и рессорно-пружинная легированная сталь по ГОСТ 14959 (например, стали 50ХГА, 55С2, 65Г). Проволоки диаметром 0,2...5,1 мм подвергаются сложной термомеханической обработке для достижения высокой прочности.

По направлению свивки элементов каната:

правой свивки (П); левой свивки (Л).

По сочетанию направлений свивки каната и его элементов:

крестовой свивки – направление свивки прядей в канате противоположно направлению свивки проволок в прядях;
односторонней свивки (О) – направление свивки прядей в канате и проволок в прядях одинаковое.

По роду касания проволок в прядях:
с точечным касанием проволок между слоями (ТК);
с линейным касанием проволок между слоями (ЛК);
с комбинированным точечно – линейным касанием проволок между слоями (ТЛК).

На изнашивание каната и надежность работы влияют *соответствие диаметра каната диаметру барабана лебедки и блоков, качество навивки на барабан, способ крепления, внешнее состояние.*

5.6. Полиспасты

Полиспаст – грузоподъемное устройство, состоящее из нескольких подвижных и неподвижных блоков, огибаемых веревкой, канатом или тросом, позволяющее поднимать грузы с усилием в несколько раз меньшим, чем вес поднимаемого груза. Полиспаст дает определенный *выигрыш в усилии* для поднятия груза или *выигрыш в скорости*.

Основным параметром, характеризующим полиспаст, является его кратность u_n , то есть величина, показывающая, во сколько раз выигрывают в силе (силовой полиспаст) или скорости (скоростной полиспаст).

Кратность полиспаста при одноканатном барабане (когда на барабан наматывается одна ветвь каната) определяется *по числу ветвей каната, на которых подвешен груз. При двухканатном барабане* кратность полиспаста равна половине числа ветвей каната, на которых подвешен груз.

Важной характеристикой полиспаста является коэффициент полезного действия η_n .

$$\eta_n = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^{u_n}}{u_n (1 - \eta_{\text{бл}})}, \quad (5.3)$$

где $\eta_{\text{бл}}$ – КПД канатных блоков; $\eta_{\text{бл}} = 0,95 \dots 0,97$ при использовании подшипников скольжения и $\eta_{\text{бл}} = 0,97 \dots 0,98$ – на подшипниках качения.

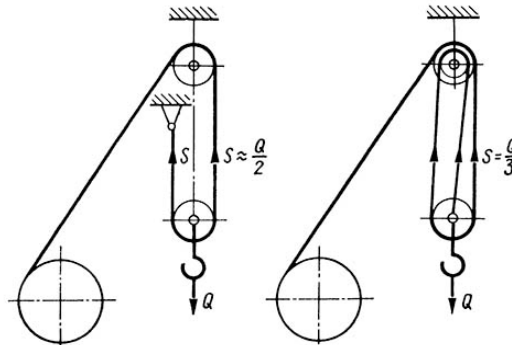


Рис. 5.12. Схемы полиспастов (кратность 2 и 3)

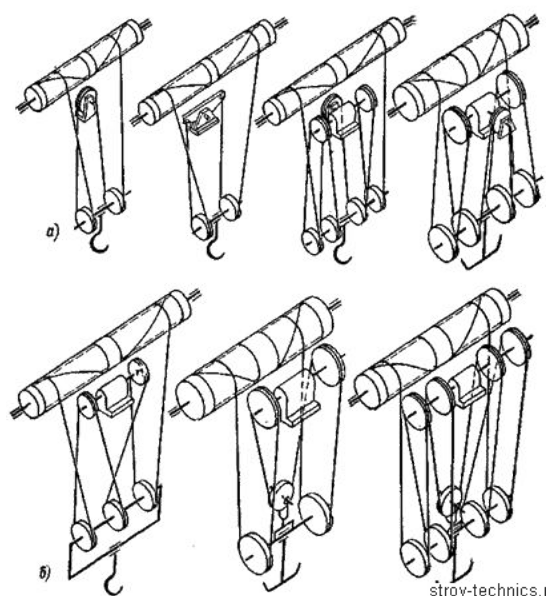


Рис. 5.13. Схемы сдвоенных полиспастов

Наибольшее натяжение F_{max} в кН стального каната, навиваемого на барабан, определяют по формуле:

$$F_{max} = \frac{G_{zp} + G_{кп}}{z_6 u_n \eta_n}, \quad (5.4)$$

где $G_{гр}$ – вес поднимаемого груза, кН; $G_{кп}$ – вес крюковой подвески, кН; z_6 – число рабочих участков на барабане (у одноканатного барабана $z_6 = 1$, у двухканатного – $z_6 = 2$); u_n – кратность полиспаста.

Вес груза $G_{гр} = m_{гр} \cdot g$, где $m_{гр}$ – масса груза, т; $g = 9,81 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ – ускорение свободного падения. Вес крюковой подвески

$$G_{кп} = \gamma G_{zp}. \quad (21.5)$$

Числовой коэффициент при $G_{гр}$ назначают в зависимости от кратности полиспаста u_n по табл. 5.2.

Таблица 5.2. Зависимость веса крюковой подвески от кратности полиспаста

Кратность полиспаста u_n	2	3	4	5, 6
Коэффициент γ	0,025	0,05	0,075	0,085

В соответствии с нормами Ростехнадзора по максимальному рабочему усилию ветви каната F_{max} и минимальному коэффициенту запаса прочности каната z_p определяют разрывное усилие F_0 :

$$F_0 \geq F_{max} \cdot z_p. \quad (5.6)$$

В зависимости от разрывного усилия F_0 по ГОСТ 2688 (прил. Р) выбирают стальной канат.

Пример 5.2. Выбрать стальной канат механизма подъёма груза по следующим исходным данным: вес груза $G_{гр} = 50$ кН, кратность двухканатного полиспаста $u_n = 3$, коэффициент запаса прочности $z_p = 4$. Канатные блоки на подшипниках качения.

Решение.

1. КПД полиспаста при КПД блока $\eta_{бл} = 0,98$ по формуле (5.3):

$$\eta_n = \frac{1 - \eta_{бл}^{u_n}}{u_n (1 - \eta_{бл})} = \frac{1 - 0,98^3}{3 \cdot (1 - 0,98)} = 0,98.$$

2. Вес крюковой подвески по формуле (коэффициент γ из табл. 5.2):

$$G_{кп} = 0,05 \cdot G_{зр} = 0,05 \cdot 50 = 2,5 \text{ кН.}$$

3. Наибольшее натяжение стального каната – формула (5.4):

$$F_{\max} = \frac{G_{зр} + G_{кп}}{z_{\phi} u_n \eta_n} = \frac{50 + 2,5}{2 \cdot 3 \cdot 0,98} = 8,9 \text{ кН.}$$

4. Разрывное усилие по формуле (5.6):

$$F_0 = F_{\max} \cdot z_p = 8,9 \cdot 4 = 35,6 \text{ кН.}$$

5. Принят по прил. Р канат типа ЛК-3–8,3–1770 ГОСТ 2688–80 с разрывным усилием каната $F_0 = 38150$ Н маркировочной группы 1770 с диаметром каната $d_k = 8,3$ мм.

5.7. Барабаны и блоки

Барабан предназначен для преобразования угловых перемещений вала двигателя в линейное перемещение гибкого элемента (каната) посредством навивки его на цилиндрическую поверхность барабана. На рис. 5.14 изображены барабаны, канаты и приводы автомобильного крана.



Рис. 5.14. Механизмы подъёма и изменения вылета стрелы

Для обеспечения долговечности каната по правилам Ростехнадзора определяют диаметр барабана D_{ϕ} по дну канавок по формуле:

$$D_{\phi} = d_k (e - 1), \quad (5.7)$$

где d_k – диаметр каната, мм; e – коэффициент выбора минимального диаметра барабана. Рассчитанное значение D_{δ} округляют в большую сторону до стандартного значения **не менее** $D_{\delta} = 120$ мм из ряда $Ra40$ по ГОСТ 6636 (прил. Г).

Блок – простое механическое устройство, позволяющее регулировать силу. Он представляет собой колесо с желобом по окружности, вращающееся вокруг своей оси (рис. 5.15). Жёлоб предназначен для каната, цепи, ремня и т. п. Если ось блока помещается в обоймах, прикрепленных на балке или стене, такой блок называется *неподвижным*; если же к этим обоймам прикрепляется груз, и блок вместе с ними может двигаться, то такой блок называется *подвижным*.



Рис. 5.15. Блок полиспаста

При огибании барабана *в канате возникают переменные напряжения* по пульсирующему циклу. При огибании блоков возникают знакопеременные напряжения вследствие перегибов каната в разных направлениях, поэтому рекомендуется *диаметры блоков принимать больше диаметра барабана на 20%*.

Барабаны изготавливают сварными или литыми из стали или чугуна. Сварные барабаны предпочтительнее, особенно при больших диаметрах в связи с меньшей металлоемкостью. Используют стали 20, 09Г2С, 15ХСНД, 55Л, чугуны СЧ15, 20, 25 и др.

В грузоподъемных машинах применяют барабаны с гладкой или желобчатой поверхностью. Барабаны с гладкой поверхностью используют при многослойной навивке каната. Если канат навивается в один слой, то применяют барабаны с нарезанной по винтовой линии канавкой. Для каната диаметром d_k глубина винтовой канавки $h \geq 0,3d_k$, при радиусе $r \geq 0,54d_k$, шаг винтовой нарезки $t \geq 1,1d_k$.

Многослойной навивкой достигается уменьшение длины барабана, однако при неравномерном контакте между слоями понижается долговечность каната.

Одноканатные барабаны снабжаются с двух сторон ребордами, выступающими над верхним слоем уложенного каната не менее, чем на два его

диаметра (рис. 5.16). На нарезных барабанах при сдвоенных полиспастах реборды не делают (рис. 5.17). Канат к барабану крепится с помощью прижимных планок. Длину наматываемого каната l_k определяют, исходя из высоты подъема груза H и кратности полиспаста u_n

$$l_k = H \cdot u_n. \quad (5.8)$$

При сдвоенном полиспасте барабан имеет два рабочих участка, поэтому полная длина наматываемого каната l_n : при одинарном полиспасте $l_n = l_k$, при сдвоенном полиспасте $l_n = 2l_k$. Число рабочих витков каната на барабане диаметром D_δ :

$$z_p = \frac{l_n}{\pi(D_\delta + d_k)}. \quad (5.9)$$

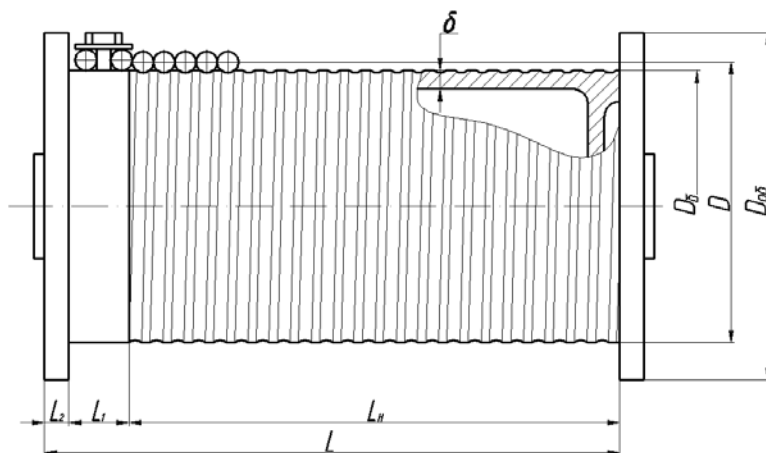


Рис. 5.16. Одноканатный барабан

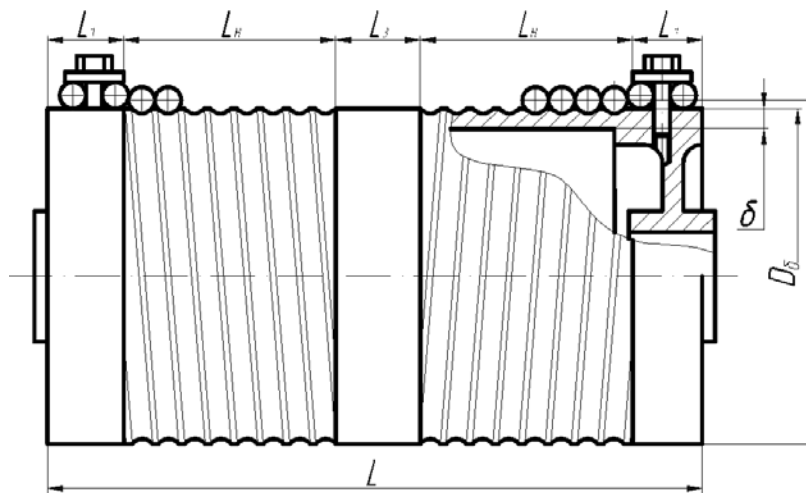


Рис. 5.17. Двухканатный барабан

Полное число витков каната на барабане:

$$z = z_p + z_3,$$

где z_3 – число запасных (разгружающих) витков; по правилам Ростехнадзора $z_3 \geq 1,5 \dots 2,0$.

Общая длина барабана:

– при одинарном полиспасте (рис. 5.17):

$$L = L_H + L_1 + 2L_2; \quad (5.10)$$

– при сдвоенном полиспасте (рис. 21.18):

$$L = 2L_H + 2L_1 + L_3, \quad (5.11)$$

В формулах (5.10) и (5.11) L_H – длина нарезанной части барабана, мм.

$$L_H = (z_p + z_3) \cdot t; \quad (5.12)$$

L_1 – длина участка барабана, используемого под крепление каната, мм.

$$L_1 \geq 4t; \quad (5.13)$$

L_2 – длина участка барабана под ребордой; $L_2 = 10 \dots 20$ мм;

L_3 – длина средней, ненарезанной части барабана; при сдвоенном полиспасте принимать $L_3 = 150 \dots 200$ мм.

Пример 5.3. Рассчитать диаметры барабана и блоков и длину одноканатного барабана по следующим исходным данным: диаметр каната $d_k = 13$ мм, высота подъема груза $H = 22$ м, кратность полиспаста $u_n = 3$, коэффициент выбора минимального диаметра барабана $e = 26$.

Решение.

1. Диаметр барабана по формуле (5.7):

$$D_{\sigma} = d_k (e - 1) = 13 \cdot (26 - 1) = 325 \text{ мм.}$$

Принят $D_{\sigma} = 340$ мм из ряда $Ra40$ по ГОСТ 6636 (прил. Г). Диаметр блока $D_p = 1,2 D_{\sigma} = 1,2 \cdot 340 = 408$ мм. Принят $D_{\sigma} = 420$ мм (прил. Г).

2. Длина каната по формуле (5.8):

$$l_k = H \cdot u_n = 22 \cdot 3 = 66 \text{ м.}$$

3. Шаг винтовой нарезки $t = 1,1 d_k = 1,1 \cdot 13 = 14,3$ мм; принято $t = 15$ мм.

4. Число рабочих витков на барабане по формуле (5.9):

$$z_p = \frac{l_k}{\pi(D_{\sigma} + d_k)} = \frac{66 \cdot 10^3}{\pi(340 + 13)} = 60.$$

5. Полное число витков каната на барабане: $z = z_p + z_3 = 60 + 2 = 62$.

6. Длина нарезанной части барабана по формуле (5.12):

$$L_H = (z_p + z_3) \cdot t = 62 \cdot 15 = 930 \text{ мм.}$$

7. Длина участка барабана, используемого под крепление каната по формуле (5.13):

$$L_1 \geq 4t = 4 \cdot 15 = 60 \text{ мм.}$$

8. Длина участка барабана под ребордой; принято $L_2 = 15$ мм.

9. Общая длина барабана по формуле (5.10):

$$L = L_H + L_1 + 2L_2 = 930 + 60 + 2 \cdot 15 = 1020 \text{ мм.}$$

Пример 5.4. Рассчитать диаметры барабана и блоков и длину двухканатного барабана по следующим исходным данным: диаметр каната $d_k = 4,8$ мм, высота подъема груза $H = 10$ м, кратность полиспаста $u_n = 2$, коэффициент выбора минимального диаметра барабана $e = 11$.

Решение.

1. Диаметр барабана по формуле (5.7):

$$D_{\bar{o}} = d_k (e - 1) = 4,8 \cdot (11 - 1) = 48 \text{ мм.}$$

Принят $D_{\bar{o}} = 120$ мм из прил. Г. Диаметр блока $D_{\text{бл}} = 1,2 \cdot 120 = 144$ мм; принят $D_{\text{бл}} = 150$ мм (прил. Г).

2. Длина каната по формуле (5.8):

$$l_k = H \cdot u_n = 10 \cdot 2 = 20 \text{ м.}$$

Полная длина $l_n = 2l_k = 2 \cdot 20 = 40$ м.

3. Шаг винтовой нарезки $t = 1,1d_k = 1,1 \cdot 4,8 = 5,28$ мм; принято $t = 6$ мм.

4. Число рабочих витков на барабане по формуле (5.9):

$$z_p = \frac{l_n \cdot 10^3}{\pi(D_{\bar{o}} + d_k)} = \frac{40 \cdot 10^3}{\pi(120 + 4,8)} = 102.$$

5. Полное число витков каната на барабане: $z = z_p + z_3 = 102 + 2 = 104$.

6. Длина нарезанной части барабана по формуле (5.12):

$$L_H = z \cdot t = 104 \cdot 4,8 = 500 \text{ мм.}$$

7. Длина участка барабана, используемого под крепление каната по формуле (5.13):

$$L_1 \geq 4t = 4 \cdot 4,8 = 20 \text{ мм.}$$

8. Длина ненарезанной части барабана принята $L_3 = 150$ мм.

9. Общая длина барабана по формуле (5.11):

$$L = 2L_H + 2L_1 + L_3 = 2 \cdot 500 + 2 \cdot 20 + 150 = 1190 \text{ мм.}$$

Частота вращения барабана $n_{\bar{o}}$ и вращающихся блоков при наматывании каната (об/мин):

$$n_{\bar{o}} = \frac{v_{\text{сп}} \cdot u_n}{\pi \cdot D} \cdot 10^3, \quad (5.14)$$

где $v_{\text{сп}}$ – скорость подъема груза, м/мин, $D = D_{\bar{o}} + d_k$ – диаметр по средней линии навитого каната, мм.

Пример 5.5. Рассчитать частоту вращения барабана $n_{\bar{o}}$ по следующим исходным данным: диаметр каната $d_k = 5,6$ мм, диаметр барабана $D_{\bar{o}} = 180$ мм, скорость подъема груза $v_{\text{гр}} = 40$ м/мин, кратность полиспаста $u_n = 2$.

Решение.

Средний диаметр $D = D_{\bar{o}} + d_k = 180 + 5,6 = 185,6$ мм.

Частота вращения барабана по формуле (5.14):

$$n_{\bar{o}} = \frac{v_{\text{сп}} \cdot u_n}{\pi \cdot D} \cdot 10^3 = \frac{40 \cdot 2}{\pi \cdot 185,6} \cdot 10^3 = 431 \text{ об/мин.}$$

5.8. Выбор электродвигателя

Расчётная статическая мощность электродвигателя механизма подъёма:

$$P_c = \frac{(G_{cp} + G_{kn})v_{cp}}{60\eta_{np}}, \quad (5.15)$$

где η_{np} – общий КПД привода от электродвигателя до барабана.

$$\eta_{np} = \eta_{ред} \eta_{б} \eta_{м}, \quad (5.16)$$

где $\eta_{м}$ – КПД муфт; $\eta_{м} = 0,98^2$; $\eta_{р}$ – КПД редуктора: $\eta_{р} = 0,98$ – для одноступенчатых редукторов; $\eta_{ред} = 0,97$ – для двухступенчатых (см. прил. Д и Е); КПД барабана $\eta_{б}$ при использовании подшипников качения принимают равным $\eta_{б} = 0,96 \dots 0,98$, при подшипниках скольжения – $\eta_{б} = 0,94 \dots 0,96$.

Для механизма подъёма из прил. С по расчетной мощности P_c и заданной группе режима рабочего механизма выбирают асинхронный электродвигатель переменного тока с повышенным скольжением.



Рис. 5.18. Электродвигатель крановый

Передаточное число редуктора:

$$u_{ред} = \frac{n_{дв}}{n_{б}}. \quad (5.17)$$

Редуктор подбирают по каталогу по передаточному числу и вращающему моменту на выходном валу (прил. Д и Е).

Потребный крутящий момент $T_{вых}$ на валу барабана, Н·м:

$$T_{вых} = F_{max} z_{б} D / 2. \quad (5.18)$$

Крутящий момент $T_{вх}$ на быстроходном валу редуктора, Н·м:

$$T_{вх} = T_{вых} / (u_{р} \eta_{р}). \quad (5.19)$$

Пример 5.6. Подобрать электродвигатель, принять стандартный редуктор и рассчитать крутящий момент на быстроходном валу редуктора по следующим исходным данным: масса груза $m_{гр} = 1,2$ т, скорость подъёма груза $v_{гр} = 15$ м/мин., кратность полиспаста $u_{п} = 4$, средний диаметр двухканатного барабана $D = 185$ мм, максимальное усилие на канате $F_{max} = 10$ кН, группа режима 4М.

Решение.

1. Общий КПД привода:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_p \eta_6 \eta_m = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,98^2 = 0,9.$$

2. Вес груза $G_{\text{гр}} = m_{\text{гр}} g = 1,2 \cdot 9,81 = 11,8$ кН.

3. Вес крюковой подвески – по табл. 5.2:

$$G_{\text{кп}} = 0,075 \cdot 11,8 = 0,89 \text{ кН.}$$

4. Расчётная статическая мощность электродвигателя по формуле (5.15):

$$P_c = \frac{(G_{\text{зр}} + G_{\text{кп}}) v_{\text{зр}}}{60 \eta_{\text{пр}}} = \frac{(11,8 + 0,89) \cdot 15}{60 \cdot 0,9} = 3,53 \text{ кВт.}$$

5. В соответствии со статической мощностью и группой режима 4М принят электродвигатель *МТКФ* 111–6 со следующими характеристиками: мощность $P_{\text{эд}} = 4,1$ кВт, частота вращения $n_{\text{эд}} = 850$ об/мин, $d_{\text{эд}} = 35$ мм (прил. С).

6. Частота вращения барабана по формуле (5.14):

$$n_6 = \frac{v_{\text{зр}} \cdot u_n}{\pi \cdot D} \cdot 10^3 = \frac{15 \cdot 4}{\pi \cdot 385} \cdot 10^3 = 49,6 \text{ об/мин.}$$

7. Передаточное число редуктора:

$$u_{\text{ред}} = n_{\text{эд}} / n_6 = 850 / 49,6 = 17,1.$$

8. Потребный крутящий момент $T_{\text{вых}}$ на валу барабана:

$$T_{\text{вых}} = 10 \cdot 2 \cdot 185 / 2 = 1850 \text{ Н·м.}$$

9. Принят из прил. Е по крутящему моменту $T_{\text{вых}}$ и передаточному числу $u_{\text{ред}}$ двухступенчатый цилиндрический редуктор 1Ц2У-200 с номинальным крутящим моментом на тихоходном валу $T_{\text{вых}} = 2500$ Н·м, передаточным числом $u_p = 16$ ($u_6 = 4$, $u_t = 4$) и межосевым расстоянием $a_w = 200$ мм.

10. Крутящий момент на быстроходном валу редуктора:

$$T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}} / (u_p \eta_p) = 1850 / (16 \cdot 0,97) = 119 \text{ Н·м.}$$

5.9. Выбор тормоза

Механизмы ГПМ должны быть снабжены надёжными тормозными устройствами, а в механизмах подъёма обеспечивающими остановку грузов и удержание его в подвешенном состоянии при неработающем приводе. По конструктивному выполнению рабочих элементов *тормоза* классифицируют на колодочные тормоза, ленточные тормоза, дисковые тормоза и др.

Для получения минимальных габаритов тормоз надо устанавливать на валу с *наименьшим вращающим моментом*, то есть на входном валу редуктора. На рис. 5.19 изображён двухколодочный тормоз. *Автоматические тормоза* замыкаются одновременно с отключением электродвигателя. Они используются с электромагнитным, электромеханическим и электромеханическим приводами.

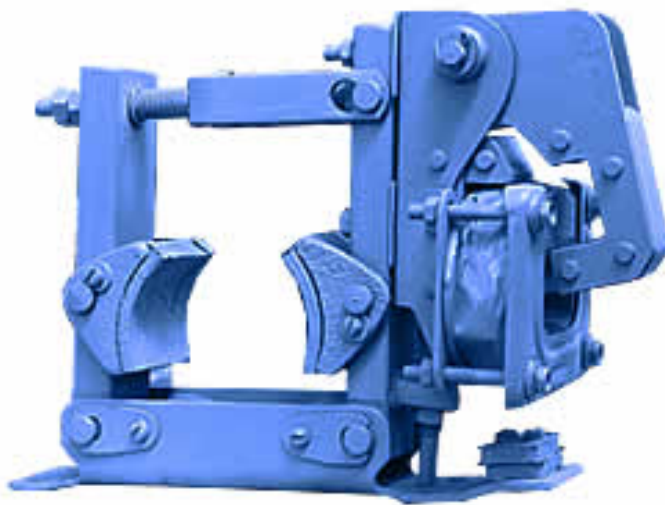


Рис. 5.19. Тормоз двухколодочный

Наибольший тормозной момент тормоз должен развивать при опускании груза. Необходимый тормозной момент:

$$T_T = K T_c, \quad (5.20)$$

где K – коэффициент запаса торможения; зависит от группы режима рабочего механизма (табл. 5.3); T_c – статический крутящий момент на тормозном валу с учетом потерь в механизме, Н·м.

Таблица 5.3. Коэффициент запаса торможения

Тип и группа режима рабочего механизма	Коэффициент запаса торможения K
С машинным приводом 2М...3М	1,5
С машинным приводом 4М	1,75
С машинным приводом 5М, 6М	2,0

Статический крутящий момент на тормозном валу соответствует моменту на быстроходном валу редуктора:

$$T_c = \frac{(G_{zp} + G_{kn}) \cdot D_{\delta} \cdot \eta_{np}}{2u_p \cdot u_n}, \quad (5.21)$$

где η_{np} – общий КПД привода; u_p – общее передаточное число редуктора; u_n – кратность полиспаста.

По тормозному моменту и диаметру тормозного шкива следует выбрать из прил. Н двухколодочный тормоз.

Пример 5.7. Подобрать тормоз, установленный на быстроходном валу редуктора, по следующим исходным данным: масса груза $m_{тр} = 1,4$ т, расчётный диаметр барабана $D = 320$ мм, передаточное число редуктора $u_p = 16$, кратность полиспаста $u_n = 2$, диаметр тормозного шкива

$D_T = 300$ мм (принят по муфте МУВП-Т), ширина $B_T = 150$ мм, группа режима 5М.

Решение.

1) Вес груза $G_{гр} = m_{гр}g = 1,4 \cdot 9,81 = 13,7$ кН.

2) Вес крюковой подвески – по табл. 5.2:

$$G_{кп} = 0,085 \cdot 13,7 = 1,2 \text{ кН.}$$

3) Общий КПД привода по формуле:

$$\eta_{пр} = \eta_p \eta_b \eta_m = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,98^2 = 0,9.$$

4) Статический крутящий момент на тормозном валу по формуле (5.21):

$$T_c = \frac{(G_{гп} + G_{кп}) \cdot D_{б} \cdot \eta_{пр}}{2u_p \cdot u_n} = \frac{(13,7 + 1,2) \cdot 320 \cdot 0,9}{2 \cdot 16 \cdot 2} = 67 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

5) Принят по прил. Т тормоз ТКТ-300 с тормозным моментом $T_T = 500$ Н·м и диаметром тормозного шкива $D_T = 300$ мм.

6. РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА

6.1. Задание

Исходные данные на РГР приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1. Исходные данные к выполнению РГР

№ схемы полиспаста	группа 1		группа 2		группа 3	
	Масса поднимаемого груза $m_{гр}$, Т	Скорость подъёма груза $v_{гр}$, м/мин	Высота подъёма груза H , м	Группа режима рабочего механизма	Коэффициент минимального диаметра барабана e	Коэффициент прочности каната z_p
1	0,6	38	8	2М	20	4,5
2	0,8	35	10	2М	22	5,0
3	1,0	32	12	3М	24	5,5
4	1,2	30	14	3М	25	5,0
5	1,5	28	15	4М	26	5,5
6	1,8	25	16	4М	28	6,0
7	2,0	16	18	5М	30	5,0
8	2,2	18	20	5М	34	5,5
9	2,5	20	22	6М	32	6,0
0	2,8	22	24	6М	35	6,5

Примечание. По согласованию с преподавателем могут быть изменены схемы полиспастов, масса груза и скорость его подъёма.

Схемы полиспастов приведены на рис. 6.1.

РГР выполняется по индивидуальному заданию, выдаваемому преподавателем на отпечатанном бланке. Номер задания состоит из четырёх цифр по типу: 7–424, где цифра 7 обозначает номер схемы полиспаста, 4 – исходные данные 1 группы исходных данных, 2–2 группы, 4–3 группы. В приведенном варианте задания схема полиспаста – 7, $m_{гр} = 1,2$ т; $v_{гр} = 22$ м/мин, $H = 10$ м, группа режима 3М, $e = 25$, $z_p = 5,0$.

6.2. Содержание пояснительной записки

1. Титульный лист (1-й лист ПЗ, см. п. 6.3).
2. Бланк задания (2-й лист ПЗ).
3. Содержание (3-й лист ПЗ с основной надписью по форме 2, см. п. 6.2).

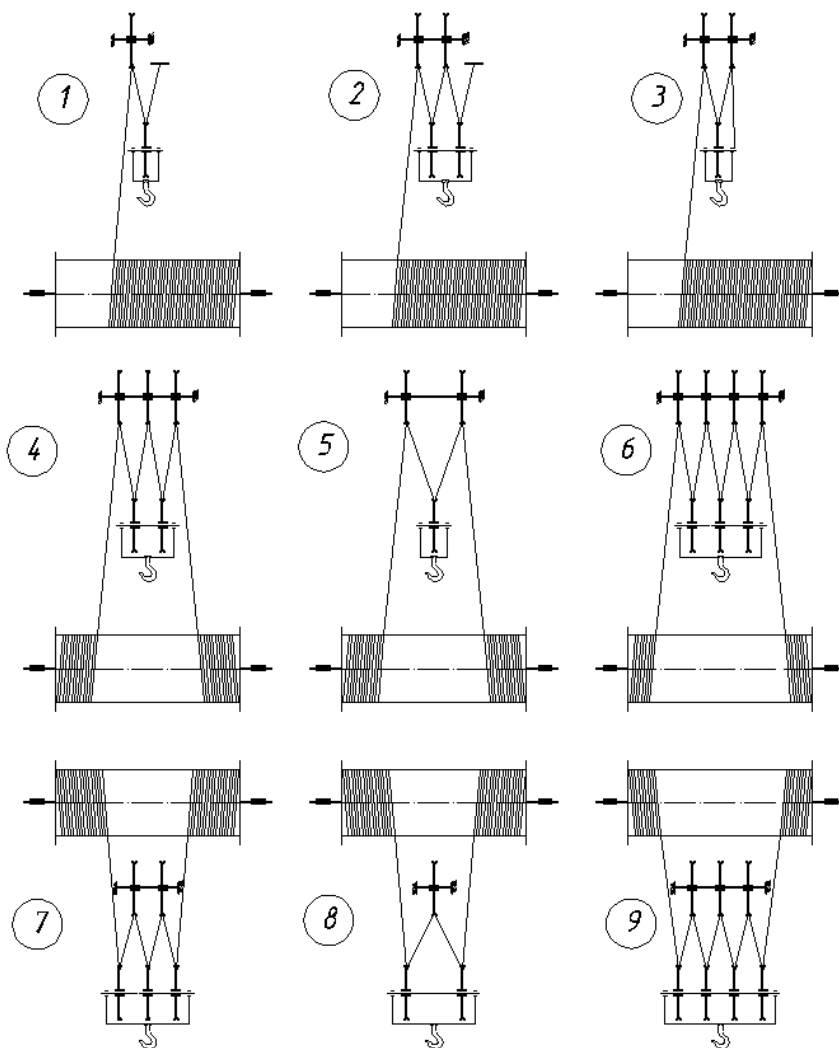


Рис. 6.1. Схемы полиспастов

4. Кинематическая схема механизма подъёма (с основной надписью по форме 1, лист не нумеруется, см. п. 6.3).

5. Техническое задание (4-й лист с основной надписью по форме 2а с числовыми исходными данными и описанием устройства и работы механизма).

6. Выбор грузового крюка (раздел 1, см. п. 5.4).

7. Выбор каната (раздел 2, см. п. 5.6) – формулы

$$F_{\max} = \frac{G_{zp} + G_{kn}}{z_{\sigma} u_n \eta_n}, \quad \eta_n = \frac{1 - \eta_{\delta l}^{u_n}}{u_n (1 - \eta_{\delta l})}, \quad G_{kn} = \gamma G_{zp}, \quad F_0 \geq F_{\max} \cdot z_p.$$

8. Определение основных параметров барабана и блоков (раздел 3, см. п. 5.7) – формулы

$$D_{\delta} = d_{\kappa} (e - 1), t \geq 1, l_{\kappa} = H \cdot u_{\text{п}}, z_p = \frac{l_n}{\pi(D_{\delta} + d_{\kappa})}, z = z_p + z_3,$$

$$L = L_H + L_1 + 2L_2, L = 2L_H + 2L_1 + L_3, L_H = (z_p + z_3) \cdot t, L_1 \geq 4t.$$

9. Выбор электродвигателя и кинематический расчёт привода (раздел 4, см. п. 5.8) – формулы

$$P_c = \frac{(G_{zp} + G_{\kappa})v_{zp}}{60\eta_{np}}, \eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{ред}} \eta_{\delta} \eta_{\text{м}}, T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}}/(u_p \eta_p).$$

10. Выбор цилиндрического зубчатого редуктора (раздел 5, см. п. 5.9) – формулы

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\delta 6}}{n_{\delta}}, T_{\text{вых}} = F_{\text{max}} z_{\delta} D/2.$$

11. Приближённый расчёт тихоходного вала редуктора (раздел 6, см. п. 4.1) – формулы

$$d_2 = \frac{2a_w u_p}{u_p + 1}, F_t = 2T_{\text{вых}}/d_2, F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, F_n = F_t / \cos \alpha,$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi [\tau]}}, M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, M_{np} = \sqrt{M^2 + T^2}, d = \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi [\sigma_{-1}]}},$$

12. Подбор подшипников качения тихоходного вала (раздел 7, см. п. 4.2) – формулы

$$P = (XVF_r + YF_a)K_{\delta}K_T, C_p = P\left(\frac{60nL_h}{10^6}\right)^{\frac{1}{p}}.$$

13. Подбор муфт (раздел 8, см. п. 4.3) – формулы

$$T_p = T \cdot K_1 \cdot K_2 \leq [T], T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}}/(u_p \eta), T_{p1} = T_{\text{вх}} \cdot K_1 \cdot K_2$$

14. Подбор и проверочный расчёт шпонок (раздел 9, см. п. 2.6) – формула

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d l_p t_2} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

15. Выбор тормоза (раздел 10, см. п. 5.9) – формула $T_T = KT_c$.

16. Список использованных источников.

6.3. Правила оформления пояснительной записки

Расчётно-пояснительную записку, содержащую пояснения и расчёты, выполняют в виде единого документа, сшивают или переплетают в общую папку. Ей присваивают наименование «Пояснительная записка».

Титульный лист является первым листом пояснительной записки. Его обычно совмещают с обложкой пояснительной записки. Текстовый доку-

мент (пояснительная записка) имеет на *титальном листе* название по типу **«Механизм подъёма груза контейнерного перегружателя»**. Пример оформления титульного листа приведен на рис. 6.2.

Содержание работы дают в точном соответствии с названиями разделов, а при необходимости и пунктов в пояснительной записке, с указанием номеров страниц, соответствующих началу разделов и пунктов. Пример оформления листа «Содержание» приведен на рис. 6.3.

В нижней части листа располагают основную надпись для первого нумерованного листа текстовых документов (форма 2 на рис. 6.4). Для последующих листов пояснительной записки используют основную надпись по форме 2а (рис. 6.5).

Пояснительную записку выполняют на одной стороне листов формата А4 (размер 210 × 297); рамка: 20 мм – слева, по 5 мм – с остальных сторон.

Текст должен быть выполнен на ЭВМ и напечатан на принтере. Текст желательно набирать в текстовом редакторе *Microsoft Word*. Основной текст набирается через один интервал шрифтом *Times New Roman (Cir)* 14 кегля, с отступом первой строки 1,25 см, с автоматической расстановкой переносов и выравниванием по ширине.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Сибирский государственный университет путей сообщения
Кафедра ППСДМ

**МЕХАНИЗМ ПОДЪЁМА ГРУЗА КОНТЕЙНЕРНОГО
ПЕРЕГРУЖАТЕЛЯ**

Расчётно-графическая работа по дисциплине «Прикладная механика»

Выполнил

Руководитель

студент гр. Д-212 Смирнов И. И.

доц. Глухов Б. В.

(подпись, дата)

(подпись, дата)

Краткая рецензия

(запись о допуске к защите)

(оценка по результатам защиты)

(подпись преподавателя)

2016

Рис. 6.2. Образец титульного листа

Содержание				
Техническое задание				4
1.Выбор грузового крюка				5
2.Выбор каната				5
3.Определение основных параметров барабана и блоков				6
4.Выбор электродвигателя и кинематический расчёт привода				8
5.Выбор цилиндрического зубчатого редуктора				10
6.Расчёт тихоходного вала редуктора				10
7.Подбор подшипников качения тихоходного вала				12
8.Подбор и проверочный расчёт шпонок				12
9.Подбор муфт				13
10.Выбор тормоза				14
Список использованных источников				15

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат				
Разраб.		Смирнов И.			Механизм подъёма груза контейнерного	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Глухов Б. В.					3	15
Реценз.						СГУПС Д-211		
Н. Конто.								
Утверд.								

Рис. 6.3. Образец первой нумерованной страницы

Изм.	Кол.	N докц.	Подп.	Дата			
Разраб.					Литер.	Лист	Листов
Провер.							
Н. контр							
Утв.							

Рис. 6.4. Форма основной надписи для первого нумерованного листа пояснительной записки, форма 2

Изм.	Кол.	N докц.	Подп.	Дата			
					Лист		

Рис. 6.5. Форма основной надписи для последующих (остальных) листов пояснительной записки, форма 2а

Пояснительная записка представляется на бумажном носителе. Допускается заполнение текста чернилами чёрного, синего или фиолетового цветов (одинаковым во всей работе) с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм при числе строк на странице 25...35.

Все листы пояснительной записки должны быть пронумерованы. *Номер листа* ставят в основной надписи для текстовых документов. Первым нумерованным является лист «Содержание» (лист 3). Расстояние от рамки до границы текста в начале и конце строк 3...5 мм. Расстояние от верхней и нижней строк до соответствующей линии рамки – 10 мм. Абзацы в тексте начинают отступом, равным 15...17 мм.

Содержание пояснительной записки делят на разделы и пункты. Названия их должны быть краткими, записываться в виде заголовка с порядковым номером. Названия разделов отделяют от текста расстоянием 10...15 мм. Сокращения слов в тексте, наименованиях иллюстраций и таблиц не допускаются. Исключение составляют общепринятые в русском языке (КПД, т. е., и т. д. и др.).

Все поясняющие расчёты *иллюстрации*, например, расчётные схемы, выполняют карандашом, пастой либо на компьютере на белой бумаге и располагают возможно ближе к соответствующим частям текста. Масштаб

допускается произвольный, но обеспечивающий возможность нанесения и чтения необходимой информации. *Ксерокопии иллюстраций не допускаются.*

Все иллюстрации именуются рисунками. Они должны быть пронумерованы в пределах всей пояснительной записки по типу «Рисунок 1 – Расчётная схема приближённого расчёта вала». Запись располагают ниже рисунка и пояснительных данных (подрисуночного текста). Ссылки в основном тексте дают по типу «Расчётная схема приведена на рисунке 1».

Текст излагают в прошедшем времени и обезличенной форме: «принят (принято)..., выбран..., получен...», т. е. стиль изложения должен *соответствовать стилю отчёта о проделанной работе.*

Небольшие ошибки в работе допускается исправлять аккуратной подчисткой или забеливанием. Небольшие исправления (до пяти строк на листе) допускается делать на обратной стороне предыдущего листа. Листы, требующие значительных исправлений, вкладывают в конец пояснительной записки. На их место помещают правильно выполненные листы.

Термины, определения и обозначения физических величин должны быть едиными во всей работы, стандартными либо общепринятыми в научно-технической литературе. Обязательно использование Международной системы единиц физических величин (СИ).

Параметры основных критериев работоспособности и расчёта (прочность, износостойкость и др.) имеют единицу измерения МПа (мегапаскаль). В этой же единице в справочниках приведены механические характеристики машиностроительных материалов. Так как $1 \text{ МПа} = 1 \text{ Н/мм}^2$, то в расчётных зависимостях *силы должны выражаться в ньютонах, а длины – в миллиметрах.* Следовательно, исходные параметры и результаты расчётов будут иметь единицы измерения: Н, мм, Н·мм и МПа.

Расчётные зависимости записывают и вычисления ведут в установленной стандартом последовательности, в соответствии с примером.

«Диаметр вала в опасном сечении в мм по формуле (18.2) [1]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}, \quad (9)$$

где T – крутящий момент, $T = 1250 \text{ Н·м}$; $[\tau]$ – допускаемое напряжение; $[\tau] = 15 \text{ МПа}$ для подступичной части.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1250 \times 10^3}{\pi \times 15}} = 75 \text{ мм.} \gg$$

В приведенном примере

- в квадратных скобках указан номер источника по списку литературы;
- формула пронумерована; номер ставят в круглых скобках на уровне формулы и в конце строки вблизи правой рамки; рекомендуется сквозная нумерация в пределах ПЗ;

– пояснения к обозначениям приведены под формулой в той последовательности, в какой они приведены в формуле;

– расчёт искомого параметра выполнен на новой строке с записью чисел в соответствии с формулой без промежуточных вычислений, сокращения зачёркиванием также на допускаются; окончательный результат приведен с указанием единицы вычисленной величины.

Результаты вычислений округляют до трёх значащих цифр, если не требуется более высокая точность (88,2 МПа; 164 Н·м; $2,15 \cdot 10^5$ МПа).

Линейные размеры элементов, полученные расчётом или принятые из конструктивных и иных соображений, округляют по специальному стандарту или по ГОСТ 6636 (прил. Г). Следует предпочтение отдавать ряду Ra40.

В техническом задании необходимо сделать краткое описание устройства и работы механизма, перечисляя элементы со ссылками на номера позиций на схеме в направлении потока мощности. Далее следует привести исходные данные с текстом по типу:

«Спроектировать механизм подъёма груза контейнерного перегружателя по следующим исходным данным:

1. Масса поднимаемого груза, $m_{cp} = 2,25$ т.
2. Скорость подъема груза $v_{cp} = 16$ м/мин.
3. Высота подъема груза $H = 18,5$ м.
4. Группа режима рабочего механизма по ГОСТ 25835 3М.
5. Коэффициент выбора минимального диаметра барабана $e = 24,.$
6. Минимальный коэффициент использования каната $z_p = 6.$ »

В список использованных источников включают учебники, учебные пособия, методические указания и др. Источники в списке располагают в порядке цитирования или в алфавитном порядке. Примеры оформления списка приведены в конце настоящего издания.

6.4. Правила оформления кинематической схемы

Кинематические схемы выполняют по ГОСТ 2.703, элементы кинематики – по ГОСТ 2.770. Элементы кинематики *вычерчивают линиями видимого контура* толщиной $s = 0,4 \dots 1,5$ мм без соблюдения масштаба, но с сохранением приблизительного соотношения их размеров. **Валы изображают прямыми сплошными линиями толщиной $1,5s$** . Рамку очертания редуктора ограничивают сплошной тонкой линией, так же, как рамки муфт.

Элементы схемы нумеруют цифрами над полкой линии-выноски. Под полкой указывают основные параметры элементов. Пример кинематической схемы механизма привода контейнерного перегружателя приведен на рис. 6.6.

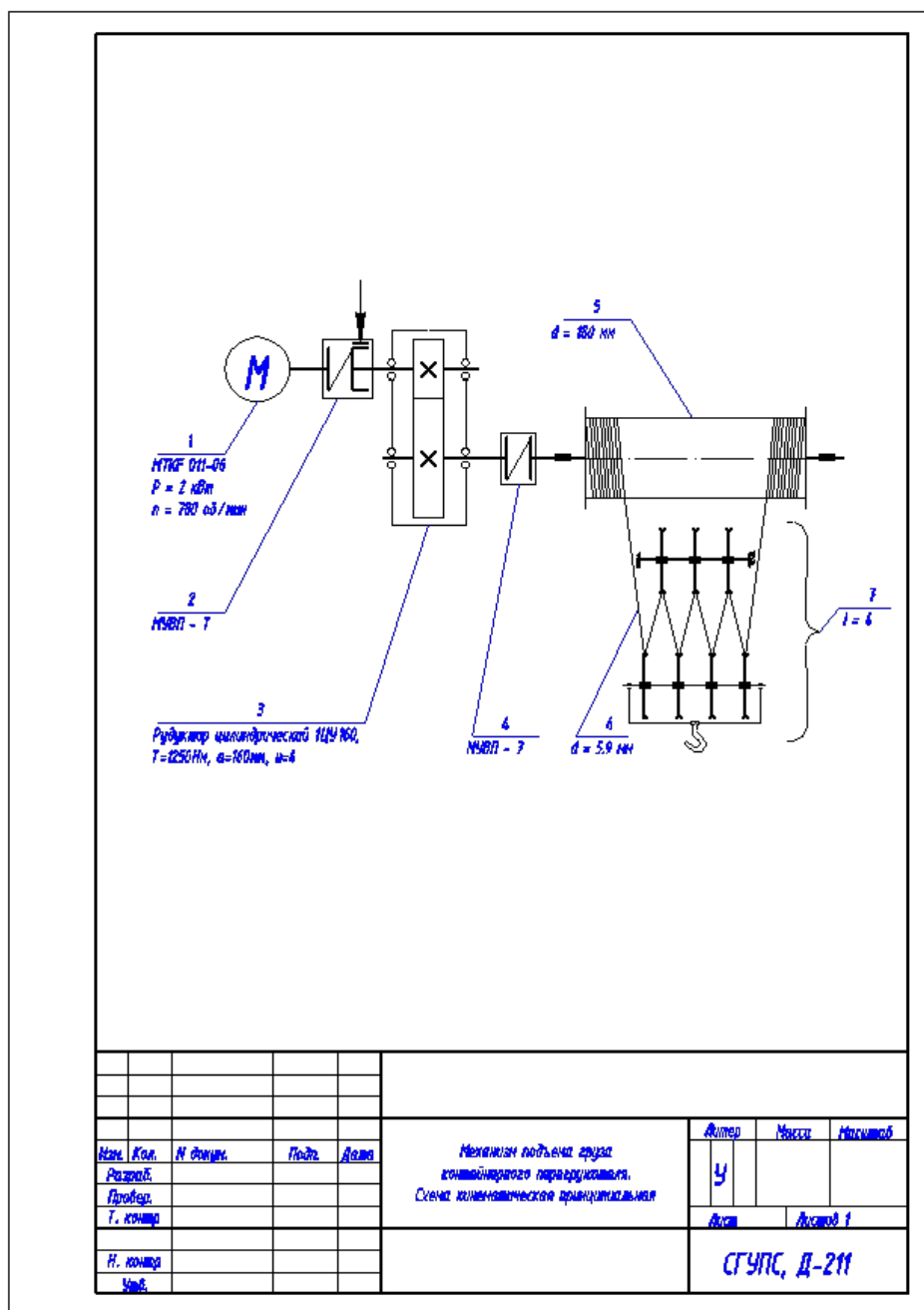


Рис. 6.6. Кинематическая схема механизма привода контейнерного перегружателя

7. ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ЗАДАЧИ

для специальности Д

Задача № 1

Определить мощность P в Вт на поступательно движущейся детали при её скорости v и действующей силе F .

Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Скорость v , м/с	5	6	7	8	9	10	11
Сила F , Н	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600

Задача № 2

Определить мощность P в кВт на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания при его угловой скорости ω и крутящем моменте T .

Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Угловая скорость ω , с ⁻¹	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
Крутящий момент T , кН·м	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4

Задача № 3

Определить КПД механической передачи η при мощностях на входном валу $P_{\text{вх}}$ и выходном $P_{\text{вых}}$.

Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Мощность на входном валу $P_{\text{вх}}$, кВт	28	90	55	110	1200	300	700
Мощность на выходном валу $P_{\text{вых}}$, кВт	23	85	48	80	950	220	660

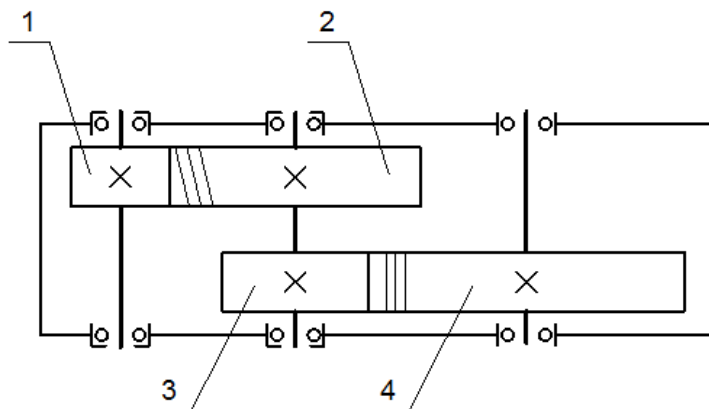
Задача № 4

Определить КПД механической передачи η при передаточном отношении i и крутящих моментах на входном валу $T_{\text{вх}}$ и выходном $T_{\text{вых}}$.

Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Передаточное отношение i	2,8	3,15	3,55	4	4,5	5	6
Крутящий момент на входном валу $T_{\text{вх}}$, Н·м	30	90	55	10	12	300	70
Крутящий момент на выходном валу $T_{\text{вых}}$, Н·м	71	270	176	30	52	1380	370

Задача № 5

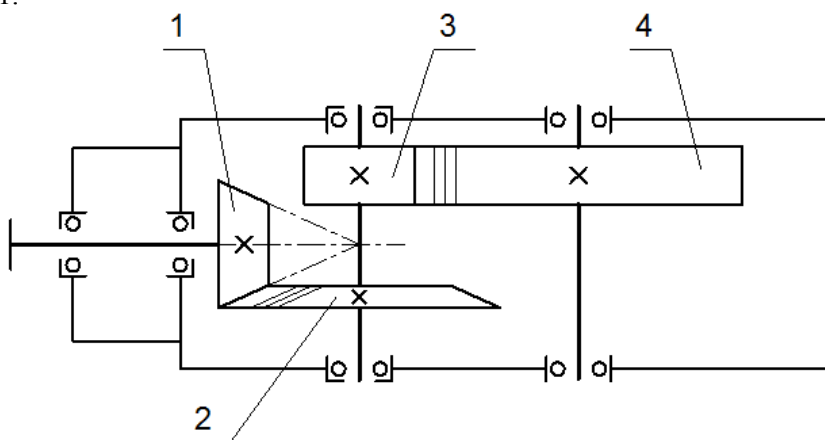
Рассчитать передаточное отношение каждой ступени двухступенчатого зубчатого редуктора i_{12} и i_{34} и общее передаточное отношение i_{14} , общий КПД η_{14} , если КПД одного зубчатого зацепления $\eta = 0,95$.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Числа зубьев z_1	18	19	20	22	24	26	28
z_2	78	64	92	84	88	76	96
z_3	25	27	29	31	33	21	23
z_4	120	110	125	97	98	99	84

Задача № 6

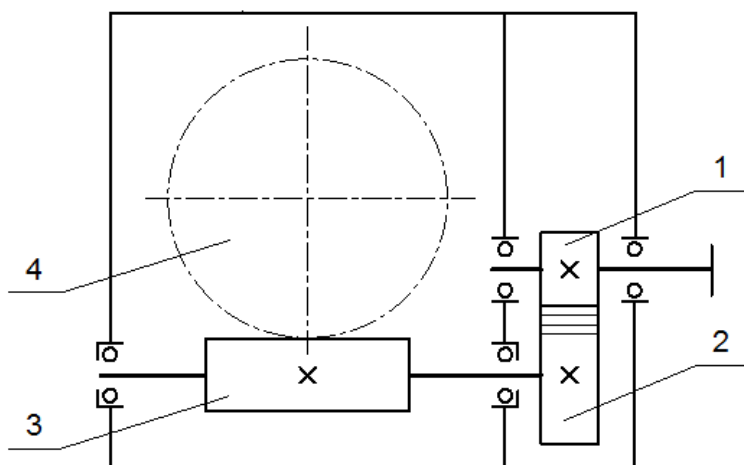
Рассчитать передаточное отношение каждой ступени двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора i_{12} , i_{34} и общее передаточное отношение i_{14} , угловую скорость ω_4 вала 4, если задана угловая скорость ω_1 вала 1.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Числа зубьев z_1	18	19	20	22	24	26	28
z_2	84	88	76	96	78	64	92
z_3	25	27	29	31	33	21	23
z_4	98	99	84	120	110	125	97
Угловая скорость $\omega_1, \text{с}^{-1}$	12	25	36	45	56	63	71

Задача № 7

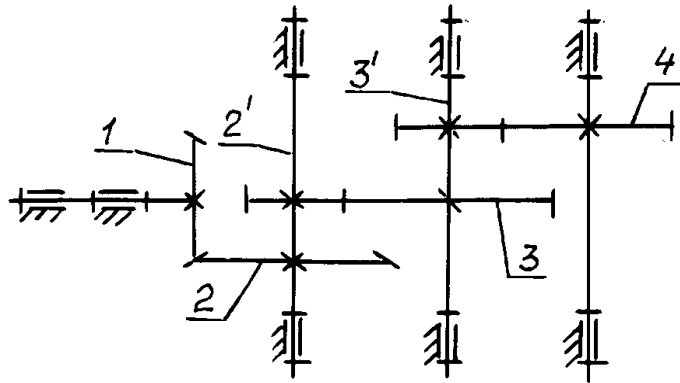
Рассчитать передаточное отношение каждой ступени двухступенчатого шестерённо-червячного редуктора i_{12} , i_{34} и общее передаточное отношение i_{13} , частоту вращения n_4 вала 4, если задана угловая скорость n_1 вала 1.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Числа зубьев z_1	18	19	20	22	24	26	28
z_2	120	110	125	97	98	99	84
Число заходов z_3	1	2	4	1	2	4	2
Числа зубьев z_4	56	70	82	45	88	96	63
Частота вращения n_1 , об/мин	720	825	936	1145	560	630	971

Задача № 8

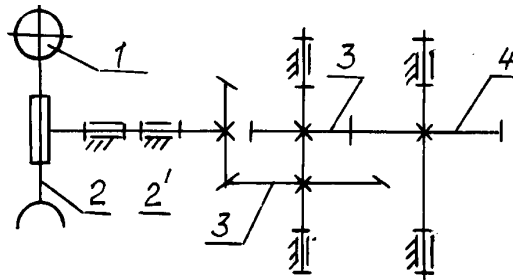
Рассчитать передаточное отношение каждой ступени трёхступенчатого коническо-цилиндрического редуктора i_{12} , $i_{2'3}$, $i_{3'4}$ и общее передаточное отношение i_{14} , общий КПД η_{14} , если КПД одного зубчатого зацепления $\eta = 0,96$.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Числа зубьев z_1	26	28	30	32	34	22	23
z_2	120	110	125	97	98	99	84
$z_{2'}$	25	27	29	31	33	21	23
z_3	62	130	82	150	94	75	80
$z_{3'}$	21	22	23	24	25	26	27
z_4	78	64	92	84	88	76	96

Задача № 9

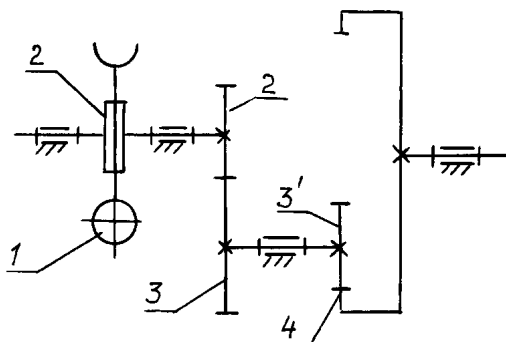
Рассчитать передаточное отношение каждой ступени сложного зубчатого механизма, состоящего из червячной, конической и цилиндрической зубчатых передач i_{12} , $i_{2'3}$, $i_{3'4}$ и общее передаточное отношение i_{14} , общий КПД η_{14} , если КПД одного зубчатого зацепления $\eta = 0,97$.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Число заходов z_1	1	2	4	1	2	4	1
Числа зубьев z_2	76	32	72	78	44	46	58
$z_{2'}$	25	27	29	31	33	21	23
z_3	62	130	82	150	94	75	80
$z_{3'}$	21	22	23	24	25	26	27
z_4	78	64	92	84	88	76	96
КПД червячной передачи $\eta_{\text{ч}}$	0,7	0,8	0,9	0,7	0,8	0,9	0,7

Задача № 10

Рассчитать передаточное отношение каждой ступени сложного зубчатого механизма, состоящего из червячной, цилиндрических зубчатых передач внешнего и внутреннего зацеплений i_{12} , $i_{2'3}$, $i_{3'4}$ и общее передаточное отношение i_{14} , общий КПД η_{14} , если КПД одного зубчатого зацепления $\eta = 0,96$.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Число заходов z_1	2	4	1	1	2	4	1
Числа зубьев z_2	44	46	58	78	44	46	58
$z_{2'}$	25	27	29	31	33	21	23
z_3	62	130	82	150	94	75	80
$z_{3'}$	21	22	23	24	25	26	27
z_4	78	64	92	84	88	76	96
КПД червячной передачи η	0,8	0,9	0,7	0,7	0,8	0,9	0,7

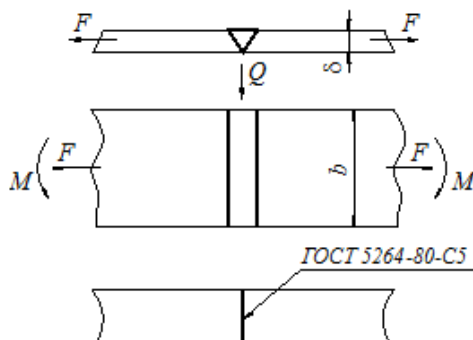
Задача № 11

Определить общее передаточное отношение i_{14} двухступенчатого редуктора, делительные диаметры d_1 , d_2 , d_3 , d_4 в мм всех колёс и межосевые расстояния a_{12} и a_{34} в мм обоих зацеплений при модулях m_{12} и m_{34} , мм и числах зубьев z_1/z_2 , z_3/z_4 .

Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Первая ступень m_{12} , мм	1,5	2	3	4	5	6	8
Числа зубьев z_1	18	20	22	24	25	26	28
z_2	55	67	79	81	93	81	83
Вторая ступень m_{34} , мм	2	3	4	5	6	7	8
Числа зубьев z_3	17	19	23	21	27	29	31
z_4	78	64	92	84	88	76	96

Задача № 12

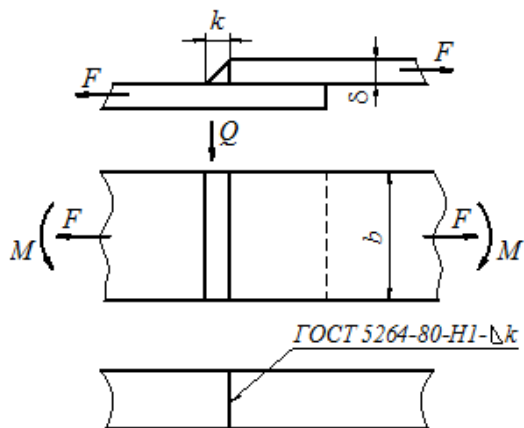
Проверить прочность стыкового сварного соединения при постоянной нагрузке. Сварка ручная электродуговая.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Растягивающая сила F , кН	20	24	0	0	0	15	18
Поперечная сила Q , кН	6	12	0	0	0	10	26
Изгибающий момент M , Н·м	0	0	180	200	150	0	0
Ширина листа b , мм	40	45	50	55	60	70	50
Толщина листа δ , мм	5	6	7	6	8	5	6
Марка материала – сталь	Ст2	Ст3	09Г2	16ГС	10ХСНД	Ст1	Ст3
Марка электрода	Э42	Э42А	Э50	Э50А	Э50	Э42	Э42А

Задача № 13

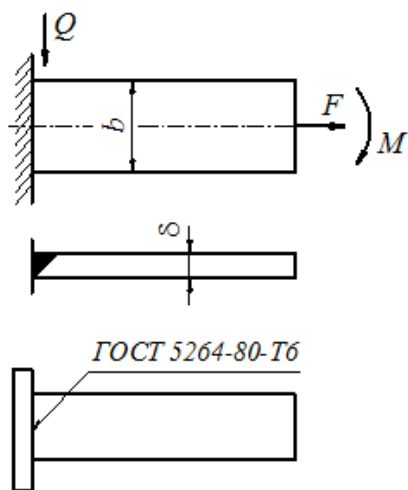
Проверить прочность сварного соединения внахлестку односторонним лобовым швом при постоянной нагрузке. Сварка ручная электродуговая.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Растягивающая сила F , кН	6	8	0	0	0	7	14
Поперечная сила Q , кН	4	12	0	0	0	12	9
Изгибающий момент M , Н·м	0	0	180	200	150	0	0
Ширина листа b , мм	40	45	50	55	60	70	50
Толщина листа δ , мм	5	6	7	6	8	5	6
Катет шва k , мм	4	4	5	5	6	4	5
Марка материала – сталь	Ст0	Ст2	09Г2	16ГС	10ХСНД	Ст1	Ст3
Марка электрода	Э42	Э42А	Э50	Э50А	Э50	Э42	Э42А

Задача № 14

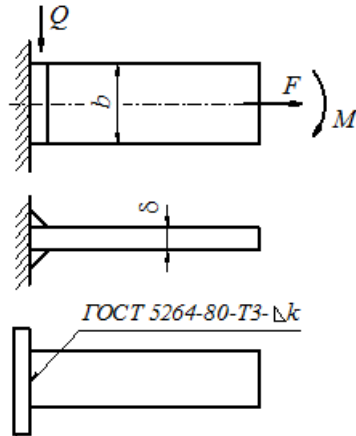
Проверить прочность таврового сварного соединения полосы со стенкой стыковым швом.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Растягивающая сила F , кН	20	0	0	25	0	45	22
Поперечная сила Q , кН	8	0	0	12	0	18	25
Изгибающий момент M , Н·м	0	200	250	0	290	0	0
Ширина полосы b , мм	40	45	50	55	60	70	50
Толщина полосы δ , мм	5	6	7	6	8	5	6
Марка материала – сталь	Ст0	Ст2	09Г2	16ГС	10ХСНД	Ст1	Ст3
Марка электрода	Э42	Э42А	Э50	Э50А	Э50	Э42	Э42А

Задача № 15

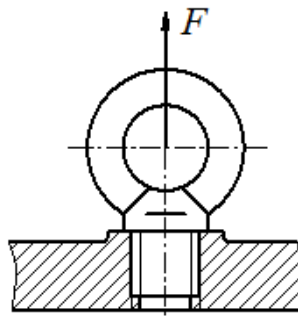
Проверить прочность таврового сварного соединения полосы со стенкой угловыми швами.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Растягивающая сила F , кН	10	0	0	20	0	0	36
Поперечная сила Q , кН	8	0	0	12	0	0	14
Изгибающий момент M , Н·м	0	100	110	0	215	155	0
Ширина полосы b , мм	40	45	50	55	60	70	50
Толщина полосы δ , мм	6	7	8	10	12	16	15
Катет шва k , мм	4	5	6	8	10	10	10
Марка материала – сталь	Ст3	Ст4	Ст5	09Г2	10ХСНД	09Г2	16ГС
Марка электрода	Э42	Э42А	Э50	Э50А	Э50	Э42	Э42А

Задача № 16

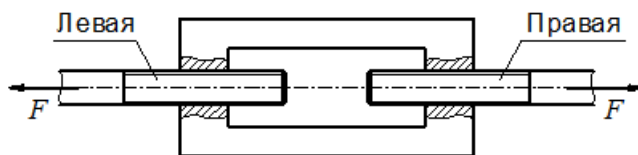
Рассчитать резьбу рым-болта и привести её обозначение на чертеже. Нагрузка статическая.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Растягивающая сила F , кН	2,5	4	6	8	10	25	16
Марка материала – сталь	10	20	35	30Х	40Х	40ХН	45

Задача № 17

Рассчитать болты винтовой стяжки и привести обозначение резьбы на чертеже. Нагрузка статическая.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Растягивающая сила F , кН	2,5	4	6	8	10	25	16
Марка материала – сталь	45	50	35	30X	30ХГСН	40ХН	45

Задача № 18

Подобрать и проверить на прочность шпоночное соединение призматической шпонкой. Выполнить эскиз соединения и привести обозначение шпонки по ГОСТ 23360.

Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Диаметр вала d , мм	35	40	45	50	55	60	65
Крутящий момент T , Н·м	100	120	160	200	240	300	180
Допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}]$, МПа	120	80	200	80	120	200	90

Примечания. 1. Длину ступицы принять $l = (1,2...1,5) d$. 2. Длину шпонки назначить по стандарту в зависимости от длины ступицы.

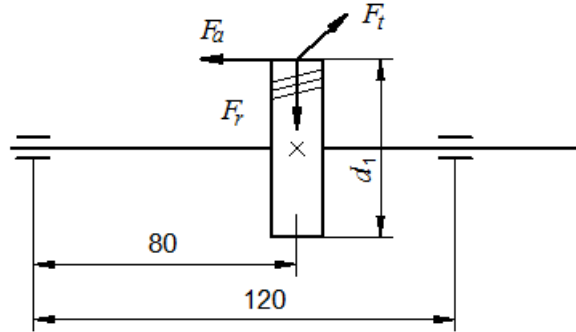
Задача № 19

Определить ориентировочным способом и округлить по стандарту диаметр вала в опасном сечении. Назначить диаметры соседних участков вала.

Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Мощность P_1 , кВт	4	6	8	10	12	20	16
Частота вращения n_1 , об/мин	50	100	150	200	250	50	180
Допускаемое касательное напряжение $[\tau]$, МПа	10	15	20	20	15	10	12

Задача № 20

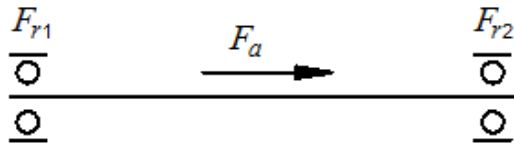
Рассчитать приближённым способом диаметр вала d в опасном сечении. Определить реакции опор и построить эпюры изгибающих моментов. Угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Окружное усилие F_t , кН	4	6	8	10	12	15	16
Радиальное усилие F_r , кН	1,5	2	2,5	3	4	5	6
Осевое усилие F_a , кН	3	4	5	6	7	8	5
Диаметр d_1 , мм	40	45	50	60	70	75	80
Допускаемое нормальное напряжение $[\sigma]$, МПа	50	55	60	55	50	60	55

Задача № 21

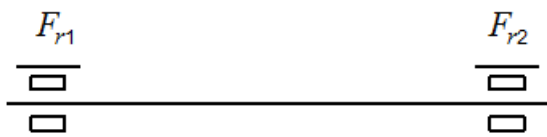
Подобрать по динамической грузоподъёмности радиальные однорядные шарикоподшипники типа 0000.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Радиальные нагрузки, кН F_{r1}	1,8	2,8	4	3	5	7	8
F_{r2}	2,5	3,75	6,0	2,5	7,75	5,0	6,5
Диаметр шейки вала d , мм	40	45	50	55	60	65	70
Частота вращения n , об/мин	180	370	240	300	520	100	450
Ресурс L_h , ч	12000	9000	10000	4000	5000	6000	8000

Задача № 22

Подобрать по динамической грузоподъёмности радиальные однорядные роликоподшипники типа 2000.



Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Радиальные нагрузки, кН F_{r1}	4,5	2,2	3,5	5,2	4,8	7,9	2,7
F_{r2}	2,5	1,8	2,8	3,7	1,1	6,1	6,5
Диаметр шейки вала d , мм	40	45	50	55	60	65	70
Частота вращения n , об/мин	550	300	400	500	600	700	100
Ресурс L_h , ч	7000	11000	15000	9000	4000	6000	12000

Задача № 23

Подобрать муфту упругую втулочно-пальцевую с тормозным шкивом при заданном крутящем моменте на быстроходном валу редуктора $T_{бк}$ и коэффициенте запаса торможения K . Привести чертёж муфты.

Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Крутящий момент $T_{бк}$, Н·м	50	60	70	80	90	100	110
Коэффициент запаса K	1,5	1,75	2,0	2,5	1,75	2,0	2,5

Задача № 24

Выбрать стальной канат при заданных весе груза $G_{гр}$, кН, кратности двухканатного полиспаста u_n , коэффициенте запаса прочности z_p . Канатные блоки на подшипниках качения. КПД блока $\eta_{бл} = 0,98$.

Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Вес груза $G_{гр}$, кН	11	13	16	19	21	23	27
Кратность полиспаста u_n	2	3	4	5	2	3	4
Коэффициент запаса z_p	4,5	5	5,5	6	6,5	5	5,5

Задача № 25

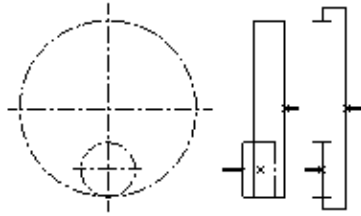
Определить диаметр и длину одноканатного барабана при заданных диаметре каната d_k , мм, высоте подъема груза H , м, кратности полиспаста u_n , коэффициент выбора минимального диаметра барабана.

Параметр	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
Диаметр каната d_k , мм	11	13	16	19	21	23	27
Высота подъема груза H , м	8	9	10	11	12	13	14
Кратность полиспаста u_n	2	3	4	5	2	3	4
Коэффициент барабана e	21	23	27	29	31	33	34

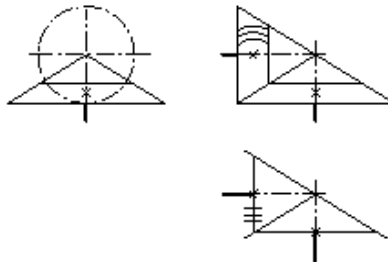
8. ТЕСТОВЫЕ ЗАДАНИЯ

на зачёт по дисциплине «Прикладная механика», спец. ТЛ,
разделы ТММ и детали машин

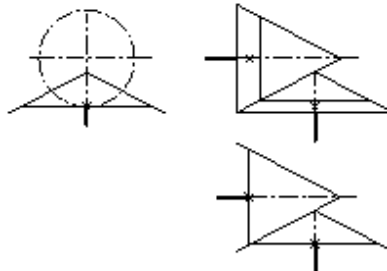
1. Машины по выполняемым ими функциям разделяют на классы...
 - 1) энергетические, рабочие, информационные
 - 2) энергетические, рабочие, информационные, кибернетические
 - 3) рабочие, аналитические, информационные, кибернетические
 - 4) энергетические, рабочие, аналитические
2. На кинематической схеме изображено...зацепление.



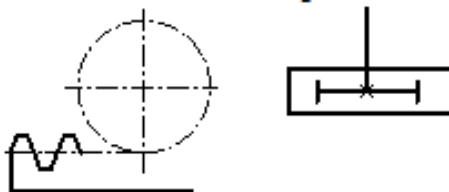
- 1) наружное зубчатое
 - 2) внутреннее зубчатое
 - 3) червячное цилиндрическое
 - 4) реечное
3. На кинематической схеме изображено...зацепление.



- 1) наружное цилиндрическое
 - 2) наружное коническое
 - 3) гипоидное
 - 4) винтовое
4. На кинематической схеме изображено...зацепление.
- 1) наружное цилиндрическое
 - 2) наружное коническое
 - 3) гипоидное
 - 4) винтовое

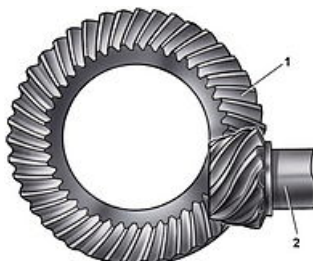


5. На кинематической схеме изображено...зацепление.



- | | |
|-----------------------------|------------------------|
| 1) наружное зубчатое | 2) внутреннее зубчатое |
| 3) червячное цилиндрическое | 4) реечное |

6. На рисунке изображено...зацепление



- | | |
|----------------------------|------------------------|
| 1) наружное цилиндрическое | 2) наружное коническое |
| 3) гипоидное | 4) винтовое |

7. Передаточным отношением передачи называют ...

1) взятое со своим знаком отношение угловой скорости ведомого звена к угловой скорости ведущего

2) взятое со своим знаком отношение углового ускорения ведомого звена к угловому ускорению ведущего

3) взятое со своим знаком отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого

4) взятое со своим знаком отношение углового ускорения ведущего к угловому ускорению ведомого звена

8. Если оси вращения зубчатых колёс передачи параллельны, то форма тел колёс...

- | | |
|-------------|--------------------------|
| 1) цилиндры | 2) гиперболоиды вращения |
| 3) конусы | 4) сферы |

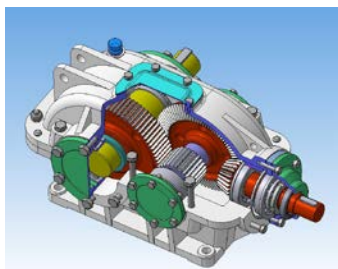
9. Если форма колес зубчатой передачи – цилиндры, то в этой передаче оси вращения колёс...

- | | |
|-------------------------------|-----------------|
| 1) пересекаются | 2) скрещиваются |
| 3) расположены в пространстве | 4) параллельны |

10. Если оси вращения зубчатых колёс передачи пересекаются в пространстве, то форма тел колёс...

- | | |
|---------------------|--------------------------|
| 1) цилиндры | 2) гиперболоиды вращения |
| 3) усечённые конусы | 4) сферы |

11. Если форма колес зубчатой передачи – конусы, то в этой передаче оси вращения колес...



- 1) цилиндрический косозубый двухступенчатый
 - 2) цилиндрический прямозубый трёхступенчатый
 - 3) коническо-цилиндрический трёхступенчатый
 - 4) коническо-цилиндрический двухступенчатый
19. На фотографии представлен редуктор...



- 1) цилиндрический косозубый двухступенчатый
 - 2) цилиндрический косозубый трёхступенчатый
 - 3) коническо-цилиндрический двухступенчатый
 - 4) коническо-цилиндрический трёхступенчатый
20. На фотографии представлено зацепление...
- 1) цилиндрическое прямозубое 2) цилиндрическое косозубое
 - 3) цилиндрическое шевронное 4) коническое прямозубое



21. На фотографии представлено зацепление...
- 1) коническое прямозубое 2) коническое с тангенциальным зубом
 - 3) коническое с круговым зубом 4) цилиндрическое с круговым зубом

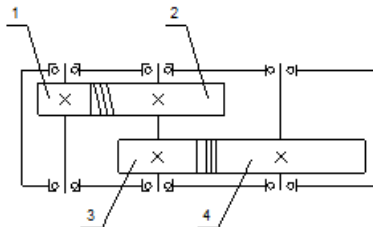


22. На фотографии представлено зацепление...

- | | |
|-----------------------------|-------------|
| 1) цилиндрическое косозубое | 2) винтовое |
| 3) червячное | 4) реечное |

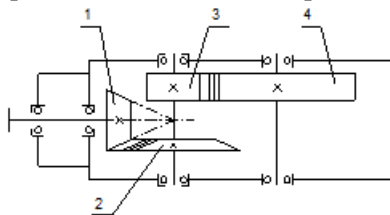


23. Числа зубьев двухступенчатого редуктора $z_1/z_2 = 18/72$, $z_3/z_4 = 20/60$. Общее передаточное отношение равно...



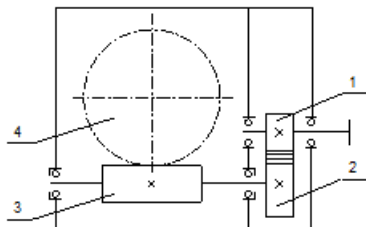
- | | | | |
|-------|-------|-------|-------|
| 1) 11 | 2) 14 | 3) 16 | 4) 12 |
|-------|-------|-------|-------|

24. Числа зубьев двухступенчатого редуктора $z_1/z_2 = 24/72$, $z_3/z_4 = 25/75$. Общее передаточное отношение равно...



- | | | | |
|------|-------|------|-------|
| 1) 8 | 2) 10 | 3) 9 | 4) 11 |
|------|-------|------|-------|

25. Числа зубьев двухступенчатого редуктора $z_1/z_2 = 22/66$, $z_3/z_4 = 2/60$. Общее передаточное отношение равно...

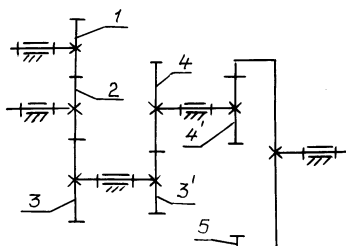


- 1) 80 2) 90 3) 85 4) 95

26. Передаточное отношение редуктора $i_{12} = 16$. При угловой скорости на входе $\omega_1 = 32 \text{ с}^{-1}$ угловая скорость на выходе ω_2 равна... с^{-1} .

- 1) 1 2) 2 3) 3 4) 4

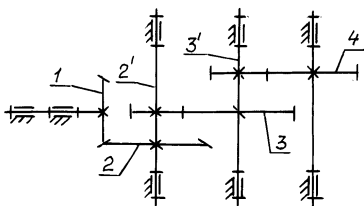
27. В зубчатом редукторе КПД каждой ступени $\eta = 0,96$. Общий КПД редуктора $\eta_{\text{общ}}$ (с точностью до сотых) равен...



- 1) 0,8 2) 0,83 3) 0,85 4) 0,89

28. В зубчатом редукторе КПД каждой ступени $\eta = 0,95$. Общий КПД редуктора $\eta_{\text{общ}}$ (с точностью до сотых) равен...

- 1) 0,81 2) 0,84
3) 0,88 4) 0,86



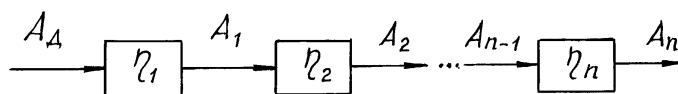
29. КПД механической передачи можно определить через отношения

- 1) $T_{\text{ВЫХ}} / T_{\text{ВХ}}$ 2) $P_{\text{ВХ}} / P_{\text{ВЫХ}}$ 3) $P_{\text{ВЫХ}} / P_{\text{ВХ}}$ 4) $T_{\text{ВХ}} / T_{\text{ВЫХ}}$

30. КПД механической передачи при $P_{\text{ВХ}} = 25 \text{ кВт}$ и $P_{\text{ВЫХ}} = 23 \text{ кВт}$ равен...

- 1) 0,90 2) 0,97 3) 0,95 4) 0,92

31. Общий КПД многоступенчатого последовательного привода равен...



- 1) среднему квадратичному КПД всех ступеней
 - 2) сумме КПД всех ступеней
 - 3) среднему значению КПД всех ступеней
 - 4) произведению КПД всех ступеней
32. Общий КПД механического привода, состоящего из трёх последовательно расположенных механизмов, при КПД каждого $\eta = 0,94$ равен...
- 1) 0,80
 - 2) 0,87
 - 3) 0,83
 - 4) 0,90
33. КПД реального механизма всегда...
- 1) равен 1
 - 2) всегда больше 1
 - 3) всегда меньше 1
 - 4) может иметь любое значение
34. Мощность на выходе редуктора $P_{\text{вых}}$ (с точностью до десятых) при мощности на входе $P_{\text{вх}} = 12$ кВт и КПД $\eta = 0,96$ равна...
- 1) 10,0
 - 2) 11,0
 - 3) 10,5
 - 4) 11,5
35. Эвольвентное зубчатое зацепление изобрел...
- 1) Леонид Ассур
 - 2) Пафнутий Чебышев
 - 3) Роберт Виллис
 - 4) Леонард Эйлер
36. При перекачивании прямой линии по окружности без скольжения каждая точка прямой описывает в плоскости окружности кривую, которая называется ...
- 1) гипоциклоида
 - 2) циклоида
 - 3) эвольвента
 - 4) окружность
37. Эвольвента образуется при...
- 1) перекачивании кривой линии по окружности
 - 2) скольжении прямой линии по окружности
 - 3) перекачивании прямой линии по окружности
 - 4) скольжении кривой линии по окружности
38. Стандартное значение угла профиля зубчатых колёс α равно ... градусов.
- 1) 15
 - 2) 20
 - 3) 25
 - 4) 30
39. Стандартный радиальный зазор s между зубьями колёс в цилиндрической зубчатой паре равен...
- 1) $0,25m$
 - 2) $0,45m$
 - 3) $0,38m$
 - 4) $0,2m$
40. Модуль зубчатого зацепления m равен...
- 1) p/π
 - 2) $p\pi$
 - 3) pz
 - 4) p/z
41. Высота головки зуба h_a цилиндрической передачи равна...
- 1) $0,75 m$
 - 2) m
 - 3) $1,15 m$
 - 4) $1,25 m$
42. При модуле зубчатого колеса $m = 4$ мм и числе зубьев $z = 46$ диаметр делительной окружности d равен ... мм.
- 1) 180
 - 2) 184
 - 3) 190
 - 4) 194
43. Межосевое расстояние зубчатой передачи – это...
- 1) расстояние от полюса зацепления до центра вращения колеса

2) расстояние по делительной окружности между одноименными поверхностями двух соседних зубьев

3) расстояние, измеряемое обхватом штангенциркулем определённого числа зубьев

4) расстояние между осями вращения двух колёс передачи

44. Делительное межосевое расстояние a одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачи определяется по формуле...

- 1) $(d_1 + d_2)$ 2) $(d_1 + d_2)/2$ 3) $(d_2 - d_1)$ 4) $(d_2 - d_1)/2$

45. Делительное межосевое расстояние a одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачи определяется через модуль зацепления и числа зубьев по формуле...

- 1) $m(z_1 + z_2)/2$ 2) $m(z_2 - z_1)$ 3) $m(z_1 + z_2)$ 4) $m(z_2 - z_1)/2$

46. При модуле зубчатого зацепления $m = 5$ мм и числах зубьев $z_1/z_2 = 22/76$ делительное межосевое расстояние a равно...мм.

- 1) 282 2) 270 3) 262 4) 245

47. Контактные напряжения возникают...

- 1) на малой площадке контакта
2) на большой площадке контакта
3) на любой поверхности
4) во внутренних сечениях

48. Контактные напряжения определяют по формуле ...

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho} \cdot \frac{E}{2\pi(1-\mu^2)}}$$

- 1) Гука 2) Пуассона 3) Виллиса 4) Герца

49. Редуктор предназначен для...

- 1) повышения КПД 2) уменьшения угловой скорости
3) увеличения мощности 4) плавного изменения скорости

50. Вращающий момент на выходе редуктора...

- 1) увеличивается 2) уменьшается
3) не изменяется 4) изменяется незначительно

51. Частота вращения на выходе редуктора...

- 1) увеличивается 2) уменьшается
3) не изменяется 4) изменяется незначительно

52. Передаваемая мощность на выходе редуктора...

- 1) увеличивается 2) уменьшается
3) не изменяется 4) изменяется значительно

53. Соединения применяют для ...

- 1) увеличения КПД 2) повышения прочности
3) образования новых конструкций 4) увеличения нагрузки

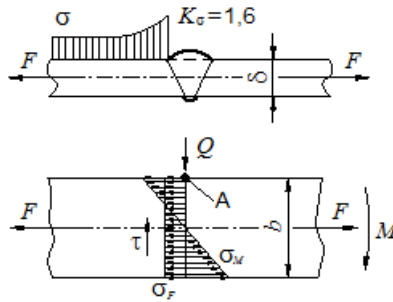
54. Сварные соединения применяют для ...

- 1) создания неразъёмных соединений 2) повышения прочности
3) создания разъёмных соединений 4) удобства разборки

55. Достоинством сварного шва является...

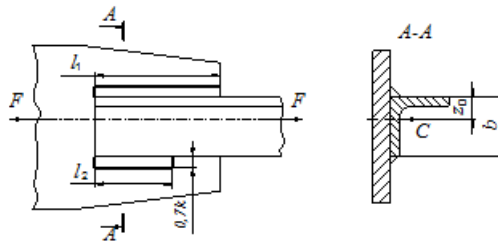
- 1) доступный контроль качества шва
2) хорошая работа при переменных нагрузках
3) экономия металла по сравнению с заклёпочным соединением
4) хорошее качество

56. На рисунке изображено ... соединение.



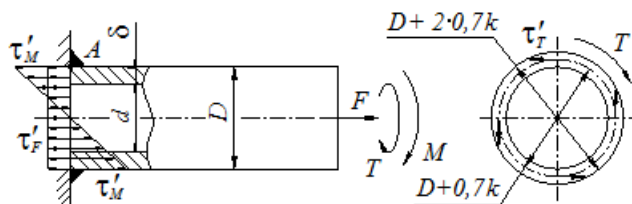
- 1) тавровое 2) нахлесточное 3) стыковое 4) угловое

57. На рисунке изображено ... соединение.



- 1) тавровое 2) нахлесточное 3) стыковое 4) угловое

58. На рисунке изображено ... соединение.



- 1) тавровое 2) нахлесточное 3) стыковое 4) угловое

59. Нормальное напряжение σ' в стыковом шве прямоугольного сечения с размерами $b = 60$ мм и $\delta = 8$ мм, нагруженном растягивающей силой $F = 24$ кН, равно ... МПа.

- 1) 48 2) 50 3) 42 4) 63

60. Нахлесточное сварное соединение выполняют с помощью ... швов.

- 1) угловых 2) стыковых 3) любых 4) угловых и стыковых

61. Комбинированный сварной шов нахлесточного соединения состоит из ... швов.

- 1) фланговых и лобовых 2) фланговых и фронтальных
3) лобовых и фронтальных 4) фронтальных и тыловых

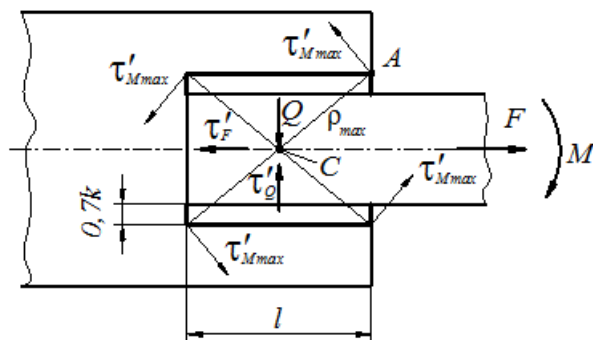
62. Сварной шов нахлесточного соединения, располагающийся параллельно линии действия силы, растягивающей соединяемые детали, а при её отсутствии – вдоль большей стороны соединяемого элемента, называется ... швом.

- 1) фланговым 2) лобовым 3) параллельным 4) фронтальным

63. Сварной шов нахлесточного соединения, располагающийся перпендикулярно фланговым швам называется ... швом.

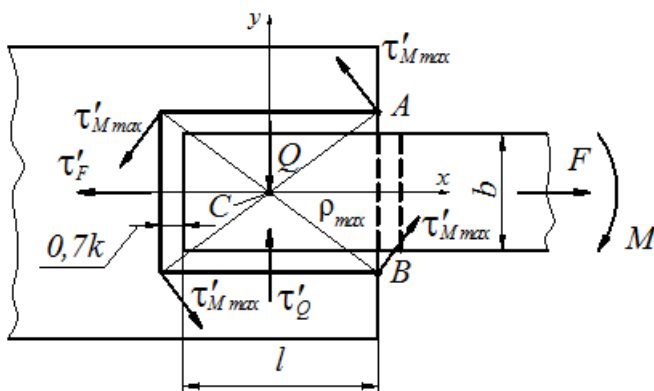
- 1) стыковым 2) лобовым 3) параллельным 4) фронтальным

64. На рисунке изображены ... швы нахлесточного соединения.



- 1) короткие фланговые 2) лобовые
3) комбинированные 4) фланговые

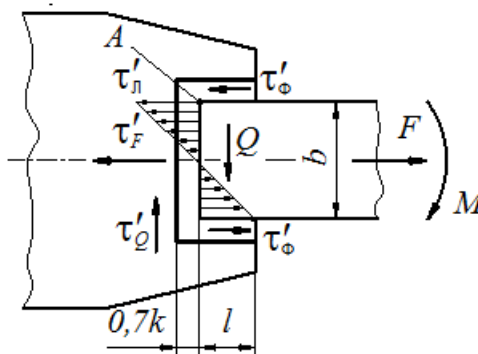
65. На рисунке изображены ... швы нахлесточного соединения.



- 1) комбинированные с короткими фланговыми 2) лобовые
3) комбинированные 4) фланговые

66. На рисунке изображены ... швы нахлесточного соединения.

- 1) лобовые 2) короткие фланговые и лобовой
3) косые 4) фланговые и лобовой



67. Сварные угловые швы рассчитывают на прочность...

- 1) по биссектрисе прямого угла
- 2) по одному из катетов
- 3) по длине шва
- 4) по толщине детали

68. Расчёт угловых швов ведётся по ... напряжениям.

- 1) нормальным
- 2) приведенным
- 3) касательным
- 4) эквивалентным

69. Касательное напряжение τ' во фланговом шве длиной $2l$ с катетом k , нагруженном растягивающей силой F , рассчитывают по формуле...

- 1) $0,7 k l F$
- 2) $F/(k l)$
- 3) $F/(0,7 k l)$
- 4) $F/(2 \cdot 0,7 k l)$

70. В угловом лобовом шве длиной $l = 80$ мм, катете $k = 4$ мм, при растягивающей нагрузке $F = 6,5$ кН возникает напряжение ... МПа.

- 1) $\sigma'_F = 73$
- 2) $\tau'_F = 29$
- 3) $\tau'_F = 37$
- 4) $\sigma'_F = 31$

71. Касательное напряжение τ' во фланговом шве суммарной длиной $2l = 120$ мм с катетом $k = 4$ мм, нагруженном растягивающей силой $F = 20$ кН, равно ... МПа.

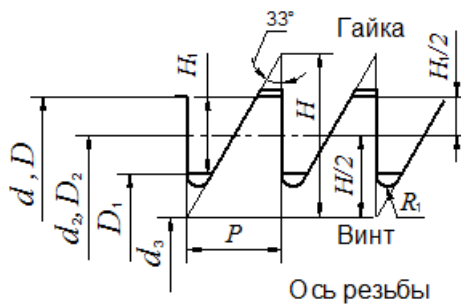
- 1) 61,5
- 2) 71
- 3) 59,5
- 4) 51

72. По форме профиля различают резьбы ...

- 1) эвольвентные
- 2) полукруглые
- 3) ромбические
- 4) трапецидальные

73. На рисунке изображена ... резьба.

- 1) метрическая
- 2) упорная
- 3) прямоугольная
- 4) трубная



74. По назначению различают резьбы ...

- 1) метрические и дюймовые
- 2) трапецидальные и упорные

- 3) крепёжные и ходовые 4) прямоугольные и круглые

75. Параметр резьбы d_1 обозначает ...

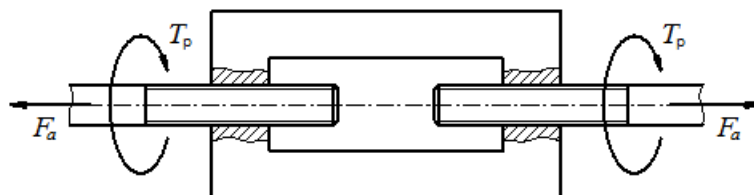
- 1) наружный диаметр резьбы 2) средний диаметр
3) диаметр отверстия гайки 4) внутренний диаметр резьбы

76. В крепёжных резьбовых соединениях применяют резьбу...

- 1) трапецеидальную 2) трубную 3) прямоугольную 4) упорную

77. Моменты трения в резьбе винтовой стяжки, изображённой на рисунке, при расчёте на прочность учитываются коэффициентом ...

- 1) 1,1 2) 1,3 3) 1,5 4) 1,7



78. Черные болты устанавливаются...

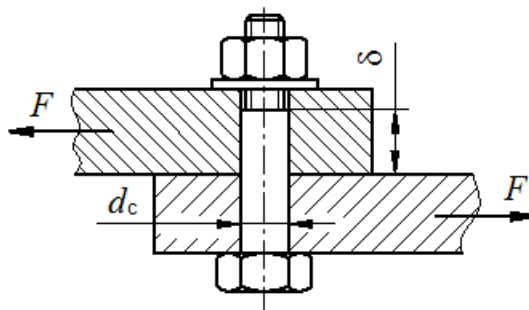
- 1) без зазора и с предварительной затяжкой
2) с зазором и без предварительной затяжки
3) с зазором и с предварительной затяжкой
4) без зазора и без предварительной затяжки

79. Черные болты рассчитывают по напряжениям ...

- 1) сжатия 2) среза 3) смятия 4) растяжения

80. На рисунке соединения изображено ...

- 1) чёрный болт 2) чистый болт 3) заклёпка 4) штифт



81. Чистые болты устанавливаются ...

- 1) с зазором и с предварительной затяжкой
2) с зазором и без предварительной затяжки
3) без зазора и с предварительной затяжкой
4) без зазора и без предварительной затяжки

82. Чистые болты рассчитывают на ...

- 1) срез и растяжение 2) срез и смятие
3) растяжение и смятие 4) растяжение и изгиб.

83. Шаг резьбы, у которой ход $P_h = 8$ мм и число заходов $z = 2$, равен ... мм.

- 1) 4 2) 6 3) 2 4) 8

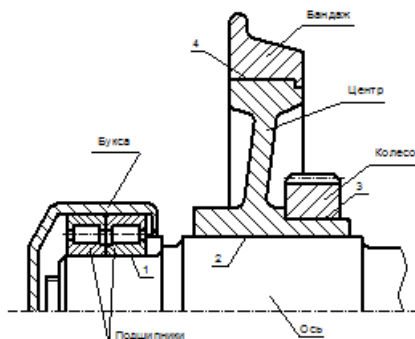
84. Прочность крепёжного болта, нагруженного растягивающей силой, определяется...

- 1) наружным диаметром резьбы 2) длиной резьбовой части
3) внутренним диаметром резьбы 4) средним диаметром резьбы

85. Способ сборки соединений с натягом ...

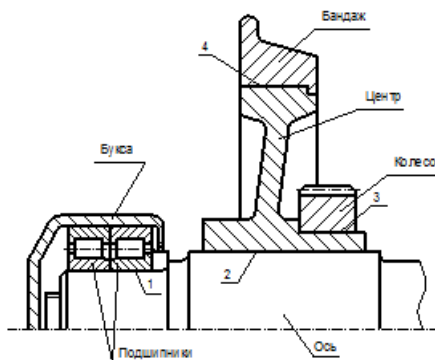
- 1) тепловой 2) вакуумный 3) соосный 4) развальцовкой

86. Соединение 4 локомотивной колёсной пары, изображённой на рисунке, собирается ... способом.



- 1) тепловым 2) вакуумным 3) механическим 4) развальцовкой

87. Соединение 2 локомотивной колёсной пары, изображённой на рисунке, собирается ... способом.



- 1) тепловым 2) вакуумным 3) механическим 4) развальцовкой

88. По формуле Ляме в соединении с натягом определяют ...

- 1) момент сдвига 2) давление 3) расчётный натяг 4) окружное усилие

89. Шпоночные соединения применяют для ...

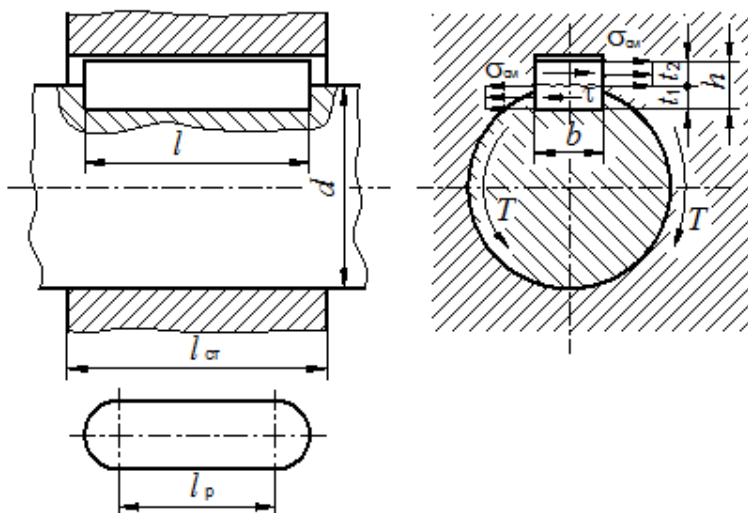
- 1) снижения массы 2) закрепления деталей

3) передачи крутящего момента 4) передачи изгибающего момента

90. Шпонка является ...

- 1) деталью 2) конструктивным элементом
3) узлом 4) сборочной единицей

91. На рисунке показано соединение ... шпонкой.



- 1) клиновой 2) призматической 3) тангенциальной 4) сегментной

92. Размеры сечения призматической шпонки определяются в соответствии с ...

- 1) режимом работы 2) передаваемым моментом
3) диаметром вала 4) назначением сборочной единицы

93. Ненапряжённые шпоночные соединения рассчитывают на ...

1) смятие и срез 2) растяжение и сжатие 3) изгиб и кручение 4) срез и растяжение

94. Правильная формула для расчета шпоночного соединения на смятие имеет вид ...

1) $\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot t_2 \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}]$

2) $\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}]$

3) $\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot p \cdot d \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}]$

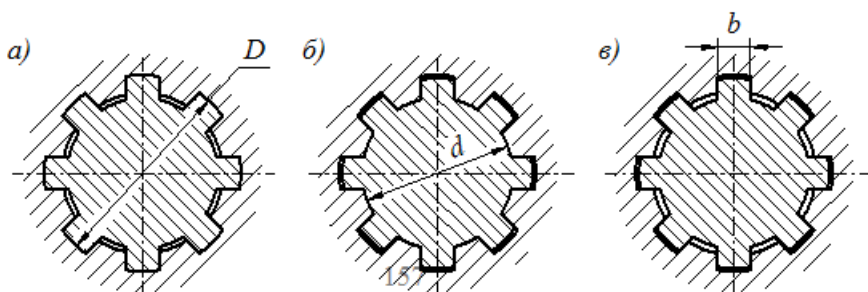
4) $\sigma_{см} = \frac{\pi \cdot d \cdot T}{b \cdot l_p \cdot t_2} \leq [\sigma_{см}]$

95. Существующие формы профиля шлицевых соединений ...

- 1) трапецидальные 2) клиновые 3) прямобочные 4) тангенциальные

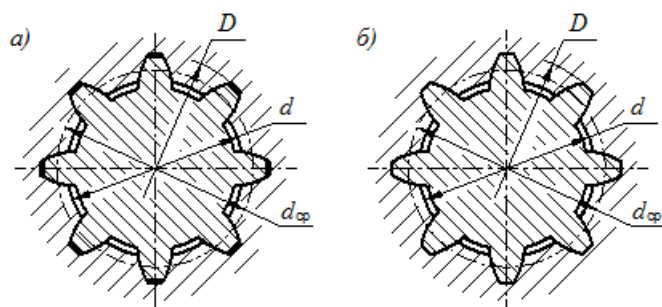
96. На рисунках изображены ... шлицы.

- 1) трапецидальные 2) эвольвентные 3) прямобочные 4) треугольные



97. На рисунках изображены ... шлицы.

- 1) трапецеидальные 2) эвольвентные 3) прямобочные 4) треугольные



98. Шлицевые соединения рассчитывают на ...

- 1) смятие и изнашивание 2) срез и изгиб
3) смятие и срез 4) срез и изнашивание

99. Окружной шаг – это расстояние, измеренное по дуге окружности, концентричной основной, между...

- 1) разноименными профилями двух соседних зубьев
2) одноименными профилями двух соседних зубьев
3) разноименными профилями одного зуба
4) одноименными профилями двух несоседних зубьев

100. Наиболее характерным повреждением зубьев колёс закрытых цилиндрических передач является...

- 1) излом 2) абразивный износ
3) усталостное выкрашивание 4) заедание

101. Формула Герца применяется для расчёта зубчатых передач по напряжениям...

- 1) среза 2) контактным 3) изгиба 4) растяжения

102. Окружное усилие на зубчатом колесе определяется по зависимости ...

- 1) $F_{t2} = T_2/d_2$ 2) $F_{t2} = T_2/d_1$ 3) $F_{t2} = 2T_1/d_1$ 4) $F_{t2} = 2T_2/d_2$

103. Радиальная и окружная силы в прямозубом зацеплении связаны соотношением ...

- 1) $F_r = F_t$ 2) $F_r = F_t \tan \alpha$ 3) $F_r = F_t \cos \alpha$ 4) $F_r = F_t \sin \alpha$

104. Достоинством цепной передачи является...

- 1) постоянство передаточного отношения 2) постоянство шага цепи
- 3) высокая нагрузочная способность 4) постоянная скорость движения цепи

105. Основным недостатком цепной передачи является...

- 1) непостоянство передаточного отношения
- 2) большие габариты
- 3) необходимость высокой точности установки валов
- 4) большой износ шарниров

106. Основными параметрами цепи являются...

- 1) длина и ширина 2) шаг и длина
- 3) шаг и разрушающая нагрузка 4) шаг и число звеньев

107. Основным критерием работоспособности и расчёта роликковой приводной цепи является...

- 1) жёсткость опор 2) износостойкость шарниров
- 3) раскалывание роликов
- 4) распрессовка втулок

108. Давление p в шарнирах цепи равно...

- 1) F_t/A 2) F_t/Ak_3 3) $F_t A k_3$ 4) $F_t k_3/A$

109. Достоинством ремённой передачи является...

- 1) возможность передачи движения на значительные расстояния
- 2) автоматическое натяжение ремня
- 3) возможность работы в запылённых условиях
- 4) малый расход смазки

110. Недостатком ременной передачи является...

- 1) сложность ухода
- 2) непостоянство передаточного отношения
- 3) шум в работе
- 4) переменная нагрузочная способность

111. Валы и оси в конструкциях применяют для ...

- 1) удобства разработки
- 2) размещения и поддержания вращающихся деталей
- 3) увеличения мощности
- 4) снижения массы

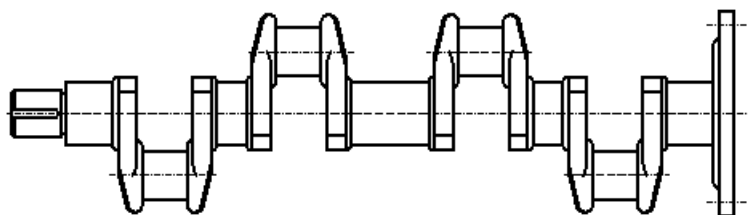
112. Ось отличается от вала тем, что ...

- 1) не передаёт крутящий момент 2) не имеет опорных узлов
- 3) может быть гибкой 4) имеет коленчатую конструкцию

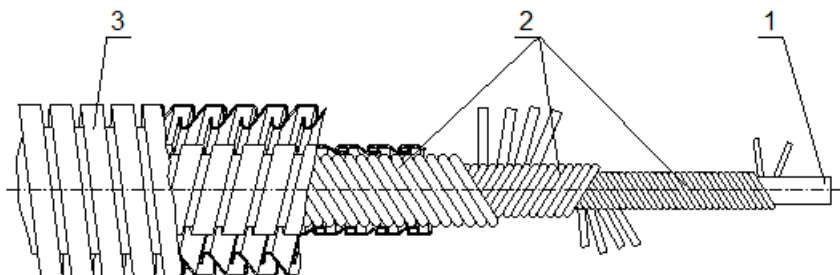
113. Валы подвергаются действию моментов ...

- 1) изгибающих 2) крутящих 3) изгибающих и крутящих 4) сосредоточенных

114. На рисунке изображено ...



- 1) торсионный вал 2) ось 3) коленчатый вал 4) трансмиссионный вал
115. На рисунке изображено ...



- 1) торсионный вал 2) гибкий вал 3) коленчатый вал 4) трансмиссионный вал

116. Опорные участки валов и осей называются ...

- 1) головками 2) упорами 3) цапфами 4) заплечиками

117. Цапфа, воспринимающая радиальную нагрузку, называется ...

- 1) шейкой 2) пятой 3) головкой 4) хвостовиком

118. Цапфа, воспринимающая осевую нагрузку, называется ...

- 1) шейкой 2) пятой 3) головкой 4) хвостовиком

119. Основными критериями работоспособности и расчёта валов являются ...

- 1) износостойкость, жаропрочность, твёрдость
2) жёсткость, теплостойкость, износостойкость
3) прочность, износостойкость, виброустойчивость
4) прочность, жёсткость, виброустойчивость

120. Круглая гладкая ось постоянного поперечного сечения диаметром $d = 40$ мм нагружена изгибающим моментом $M = 500$ Н·м. Если предел текучести материала $\sigma_t = 200$ МПа, то её запас прочности (с округлением до десятых) равен ...

- 1) 1,8 2) 2,2 3) 2,5 4) 2,8

121. Основным критерием ориентировочного проектного расчёта валов является расчёт по пониженным значениям напряжений ...

- 1) изгиба 2) кручения 3) изгиба и кручения 4) сжатия

122. Основным критерием приближённого расчёта валов на статическую прочность является напряжение ...

- 1) эквивалентное 2) изгиба 3) кручения 4) результирующее

123. Правильная формула для расчёта ориентировочным способом диаметра вала ...

$$1) d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} \quad 2) d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} \quad 3) d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \pi \cdot T}{[\tau]}} \quad 4) d = \sqrt{\frac{16 \cdot T^2}{\pi \cdot [\tau]}}$$

124. Диаметр вала d (с округлением до целых) из расчёта ориентировочным способом при крутящем моменте $T = 2500$ Н·м и допускаемом напряжении кручения $[\tau] = 25$ МПа равен ... мм.

- 1) 40 2) 60 3) 80 4) 100

125. Тип подшипника качения обозначается цифрой ... (считая справа).

- 1) третьей 2) четвёртой 3) пятой 4) второй

126. Радиальный шарикоподшипник воспринимает...

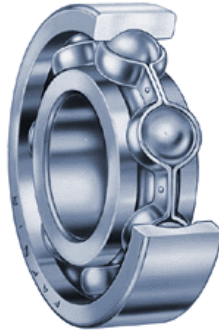
- 1) радиальные и большие осевые нагрузки 2) только осевые нагрузки
3) только радиальные нагрузки 4) радиальные и небольшие

осевые нагрузки

127. Радиальный однорядный шариковый подшипник обозначается набором цифр ...

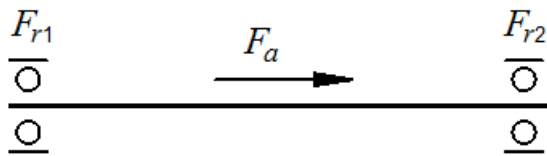
- 1) 0000 2) 2000 3) 4000 4) 6000

128. На рисунке изображён подшипник ...



- 1) радиальный однорядный шариковый
2) радиальный двухрядный сферический
3) радиально-упорный однорядный шариковый
4) упорный однорядный шариковый

129. На рисунке изображена схема подшипников ...



- 1) радиальных однорядных шариковых
2) радиальных двухрядных сферических
3) радиально-упорных однорядных шариковых

4) упорный однорядный шариковых

130. В обозначении подшипника качения 311 цифра 3 обозначает...

- 1) тип
2) серию
3) класс точности
4) конструктивные особенности

131. В обозначении подшипника качения 1213 цифры 13 обозначают внутренний диаметр, равный ... мм.

- [illegible]

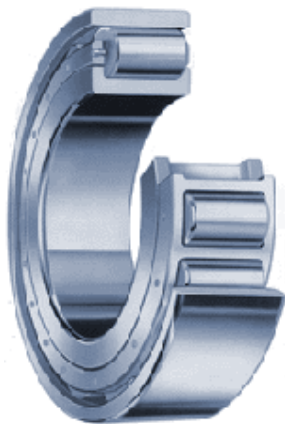
132. Радиальный роликоподшипник воспринимает...

- 1) только осевые нагрузки 2) любые нагрузки
3) комбинированные нагрузки 4) только радиальные нагрузки

133. Радиальный однорядный роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами обозначается набором цифр ...

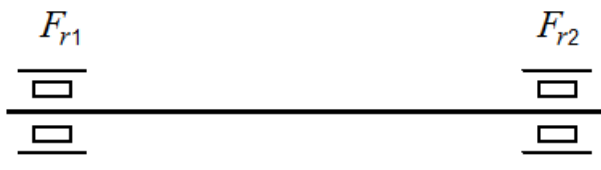
- 1) 0000 2) 2000 3) 4000 4) 6000

134. На рисунке изображён подшипник ...



- 1) радиальный однорядный роликовый
- 2) радиальный двухрядный роликовый сферический
- 3) радиально-упорный однорядный роликовый
- 4) упорный однорядный роликовый

135. На рисунке изображена схема подшипников ...



- 1) радиальных однорядных роликовых
- 2) радиальных двухрядных роликовых сферических
- 3) радиально-упорный однорядных роликовых

4) упорный однорядных роликовых

136. Радиальный двухрядный роликовый сферический подшипник обозначается набором цифр ...

- 1) 0000 2) 2000 3) 3000 4) 6000

137. Радиально-упорный роликовый подшипник обозначается набором цифр ...

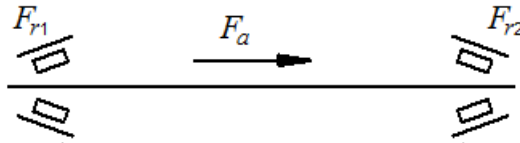
- 1) 0000 2) 7000 3) 4000 4) 9000

138. На рисунке изображён подшипник ...



- 1) радиальный однорядный роликовый
2) радиальный двухрядный роликовый сферический
3) радиально-упорный однорядный роликовый
4) упорный однорядный роликовый

139. На рисунке изображена схема подшипников ...



- 1) радиальных однорядных роликовых
2) радиальных двухрядных роликовых сферических
3) радиально-упорных однорядных роликовых
4) упорный однорядных роликовых

140. По двум последним цифрам в обозначении подшипника качения определяют...

- 1) диаметр внутреннего кольца 2) наружный диаметр
3) число тел качения 4) конструктивные особенности.

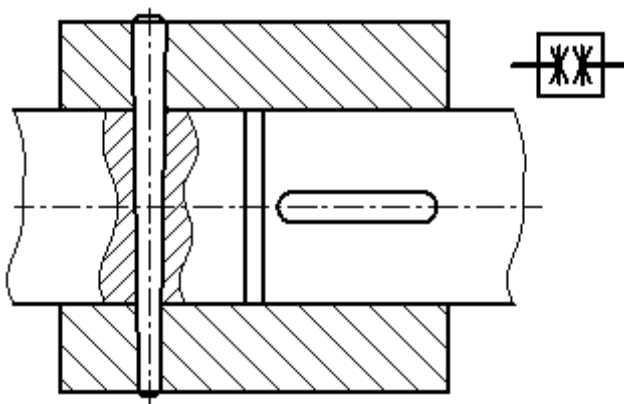
141. Цифра условного обозначения подшипника качения, при отсчёте справа, обозначающая его серию, это ...

- 1) третья 2) первая 3) четвёртая 4) вторая

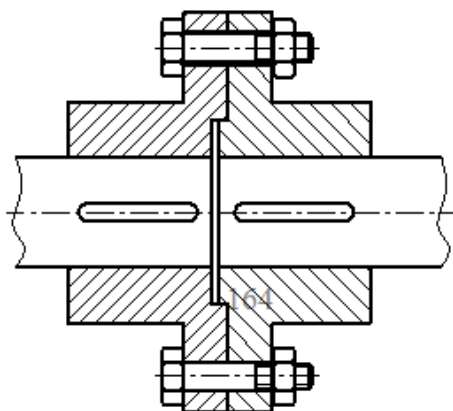
142. Роликовый радиально-упорный конический подшипник состоит из...

- 1) наружного кольца с конической поверхностью, а внутреннего с цилиндрической, и конических роликов
2) колец с коническими поверхностями и конических роликов
3) колец с коническими поверхностями и цилиндрических роликов

- 4) колец с цилиндрическими поверхностями и конических роликов
143. При частоте вращения $n < 1$ об/мин подшипники качения подбирают по...
- 1) долговечности
 - 2) износостойкости
 - 3) статической грузоподъёмности
 - 4) динамической грузоподъёмности
144. При частоте вращения больше $n > 1$ об/мин подшипники качения подбирают по...
- 1) контактной прочности
 - 2) износостойкости
 - 3) статической грузоподъёмности
 - 4) динамической грузоподъёмности
145. Для передачи крутящего момента между валами агрегатов применяются...
- 1) оси
 - 2) подшипники
 - 3) уплотнения
 - 4) муфты
146. Основными характеристиками муфты являются величины ...
- 1) крутящего момента
 - 2) диаметров соединяемых валов
 - 3) несоосности соединяемых валов
 - 4) диаметров соединяемых валов и крутящего момента
147. Зависимость для расчёта крутящего момента T_p , Н·м, и подбора муфты при номинальном моменте на валу T и коэффициенте динамичности K определяется как ...
- 1) $T_p = TK$
 - 2) $T_p = TK^2$
 - 3) $T_p = T/K$
 - 4) $T_p = T/K^2$
148. К жёстким (глухим) муфтам относится муфта ...
- 1) фрикционная
 - 2) зубчатая
 - 3) цепная
 - 4) втулочная
149. На рисунке изображена муфта ...
- 1) компенсирующая зубчатая
 - 2) упругая втулочно-пальцевая
 - 3) глухая втулочная
 - 4) глухая продольно-свёртная



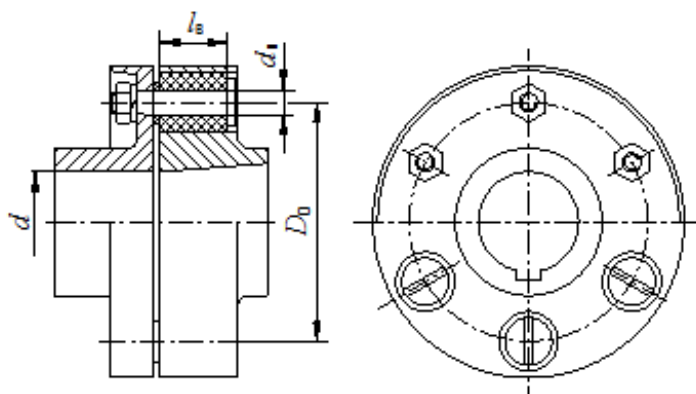
150. На рисунке изображена муфта ...



- | | |
|----------------------------|------------------------------|
| 1) компенсирующая зубчатая | 2) глухая фланцевая |
| 3) глухая втулочная | 4) глухая продольно-свёртная |

151. На рисунке изображена муфта ...

- | | |
|-------------------------------|-------------------------------|
| 1) упругая с резиновым диском | 2) упругая втулочно-пальцевая |
| 3) глухая втулочная | 4) сцепная |



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Александров М.П.* Подъемно-транспортные машины: Учебник. М., 1985. – 520 с.
2. *Глухов Б.В.* Курс теории механизмов и машин: Учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2006. – 388 с.
3. *Глухов Б.В.* Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2008. – 183 с.
4. *Глухов Б.В.* Теория механизмов и машин : Учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2009. – 176 с.
5. *Глухов Б.В., Бондаренко А.Н.* Проектирование кулачковых механизмов: Учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2002. – 102 с.
6. *Глухов Б.В. Игнатьюгин В.Ю.* Курс деталей машин: Учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2010. – 404 с.
7. *Глухов Б.В. Игнатьюгин В.Ю.* Детали машин и основы конструирования: Учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2012. – 190 с.
8. *Глухов Б.В., Крашенинников В.В., Потапов В.М.* Детали машин: Ч. 1. Передатки: учеб. пособие. – Новосибирск: НГПУ, 2012. – 271 с.
9. *Глухов Б.В., Крашенинников В.В., Потапов В.М.* Детали машин: Ч. 2. Соединения. Поддерживающие и несущие детали: учеб. пособие. – Новосибирск: НГПУ, 2012. – 313 с.
10. *Иванов М.Н.* Детали машин: учебник. М., 2006. – 408 с.
11. *Кузнецов С.М.* Повышение эффективности применения машин и механизмов в строительстве : монография / С.М. Кузнецов – М.-Берлин : Директ-Медиа, 2015. – 203 с.
12. *Курсовое проектирование* деталей машин: Учеб. пособие. / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. М., 2005. – 416 с.
13. *Татаринцев Б.Е., Гендлина Л.И., Воронцов Д.С.* Прикладная механика: Практикум к выполнению домашнего задания. Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2009. – 83 с.
14. *Теория механизмов и машин: Учебник / Под ред. К.В. Фролова.* М., 2002. – 664 с.
15. *Филатов А.П., Анферов В.Н., Игнатьюгин В.Ю.* Грузоподъемные машины: Учебное пособие по курсовому проектированию. Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2005. – 191 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А. Значения КПД и передаточных отношений передач

Тип передачи	Работа в масляной ванне		Открытая передача	
	η	u	η	u
Зубчатая цилиндрическая:				
прямозубая	0,95...0,97	3...4	0,93...0,95	4...6
косозубая	0,95...0,97	3...5(6)	0,93...0,95	4...6
шевронная	0,95...0,97	4...6	0,93...0,95	4...6
Зубчатая коническая	0,94...0,96	2...3(4)	0,92...0,94	2...4
Червячная при числе заходов червяка:				
$z_1 = 1$	0,70...0,75	≥ 30	0,44...0,48 (самоторм)	15...60
$z_1 = 2$	0,75...0,82	15...30	—	—
$z_1 = 4$	0,87...0,92	8...15	—	—
Ременная:				
с плоским ремнем	—	—	0,95...0,97	2...5
с клиновым ремнем	—	—	0,94...0,96	2...5
Цепная	0,94...0,96	2...6	0,92...0,94	2...6
Вариатор цепной	0,85...0,95	1	—	—

Приложение Б. Предельные отклонения размеров, мкм

Номинальные размеры, мм	$H6$	$H7$	$H8$	$p6$	$r6$	$s6$	$t6$	$u6$
18...23	+13 0	+21 0	+33 0	+35 +22	+41 +28	+48 +35		+62 +41
24...30							+54 +41	+69 +48
30...40	+16 0	+25 0	+39 0	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+64 +48	+85 +60
40...50							+70 +54	+95 +70
50...65	+19 0	+30 0	+46 0	+51 +32	+60 +41	+72 +53	+85 +66	+117 +87
65...80					+62 +43	+78 +59	+94 +75	+132 +102
80...100	+22 0	+35 0	+54 0	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+113 +91	+159 +124
100...120					+76 +54	+101 +79	+126 +104	+179 +144
120...140	+25 0	+40 0	+63 0	+68 +43	+88 +63	+117 +92	+147 +122	+210 +170
140...160					+90 +65	+125 +100	+159 +134	+230 +190
160...180					+93 +68	+133 +108	+171 +146	+250 +210
180...200					+106 +77	+151 +122	+195 +166	+282 +236
200...225	+29 0	+46 0	+72 0	+79 +50	+109 +80	+159 +130	+209 +180	+304 +258
225...250					+113 +84	+169 +140	+225 +196	+330 +284

**Приложение В. Значения натягов N_{pmin}/N_{pmax} , мкм,
при вероятности неразрушения P для посадок**

Номиналь- ные размеры d , мм	$H7/p6$				$H7/r6$			
	$P = 1$	0,999	0,99	0,95	$P = 1$	0,999	0,99	0,95
30...40	1	7	10	13	9	15	18	21
40...50	42	36	33	30	50	44	41	38
50...65	2	9	13	17	11	18	22	26
65...80	51	44	40	36	60	53	49	45
80...100	2	11	14	19	13	20	24	28
100...120	59	50	47	42	62	55	51	47
120...140	3	13	17	23	16	25	28	33
140...160	68	58	54	48	73	64	61	56
160...180	3	13	17	23	19	28	31	36
180...200	4	15	20	25	76	67	64	59
200...225	79	68	63	58	88	78	74	68
225...250	4	15	20	25	25	33	37	43
30...40	18	24	27	30	23	35	39	47
40...50	59	53	50	47	90	90	76	68
50...65	23	30	34	38	28	38	42	48
65...80	72	65	61	57	93	83	79	73
80...100	36	45	48	53	31	42	47	54
100...120	44	53	56	61	106	95	90	83
120...140	52	62	66	72	34	45	50	57
140...160	60	70	74	80	109	98	93	86
160...180	68	78	82	88	38	49	54	61
180...200	76	87	92	99	113	102	97	90
	151	140	135	128	23	29	32	35
					64	58	55	52
					29	35	38	41
					70	64	61	58
					36	43	47	51
					85	78	74	70
					45	52	56	60
					94	87	83	79
					56	65	68	73
					113	104	101	96
					69	78	81	86
					126	117	114	109
					82	92	96	102
					147	137	133	127
					94	104	108	114
					159	149	145	139
					106	116	120	126
					171	161	157	151
					120	131	137	143
					196	185	179	173

200...225	84 159	95 148	100 143	107 136	134 209	145 198	150 193	157 186
225...250	94 169	105 158	110 153	117 146	150 225	161 214	166 209	173 202

Приложение Г. Нормальные линейные размеры (мм)

(извлечение из ГОСТ 6636)

<i>Ra</i> 5	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40	До- полн. разм.		<i>Ra</i> 5	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40	Дополн. разм.
10	10	10	10	10,2		40	40	40	40	41
			10,5	10,8					42	44
			11	11,2				45	45	46
			11,5	11,8					48	49
	12	12	12	12,5		50	50	50	50	52
			13	13,5					53	55
		14	14	14,5				56	56	58
			15	15,5					60	62
16	16	16	16	16,5		63	63	63	63	65
			17	17,5					67	70
		18	18	18,5				71	71	73
			19	19,5					75	78
	20	20	20	20,5			80	80	80	82
			21	21,5					85	88
			22	23,5					90	92
			24						95	98
25	25	25	25			100	100	100	100	102
			26	27					105	108
		28	28	29				110	110	112
			30	31					120	115
	32	32	32	33			125	125	125	128
			34	35					130	135
			36	37				140	140	145
			38	39					150	155

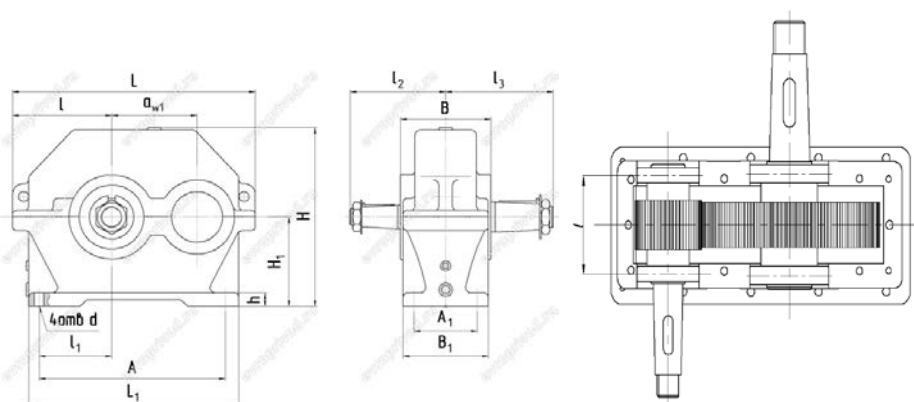
Примечание. Ряд *Ra*40 до 260 мм – через 10 мм, до 420 мм – через 20 мм.

Приложение Д. Основные технические характеристики редукторов 1ЦУ

(извлечение из ГОСТ 3456)

Передаточные числа i_p для любого типоразмера:
2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3

Наименование технических характеристик		Типоразмер редуктора				
		1ЦУ-100	1ЦУ-160	1ЦУ-200	1ЦУ-250	
Номинальный крутящий момент на тихоходном валу $T_{\text{вых}}$, Н·м		315	1250	2500	5000	
КПД		0,98				
Масса, кг		27	78	135	250	
Габаритные и присоединительные размеры						
Межосевое расстояние, мм		a_w	100	160	200	250
Габаритные размеры, мм		L	315	475	670	710
		B	217	331	401	502
		H	224	335	425	530
Расстояния до концов валов, мм	ВХ.	l_2	85	136	165	212
	ВЫХ.	l_3	130	195	236	290
Диаметры хвостовиков валов, мм	ВХ.	$d_{\text{вх}}$	40	40	50	65
	ВЫХ.	$d_{\text{вых}}$	50	50	65	85
Расстояние между подшипниками, мм		l	130	200	240	300
Длина основания, мм		L_1	265	405	580	615
Ширина основания, мм		B_1	132	175	200	250
Расстояние между осями фундаментных болтов, мм		A	224	355	437	545
Фундаментные болты			M14	M22	M22	M27



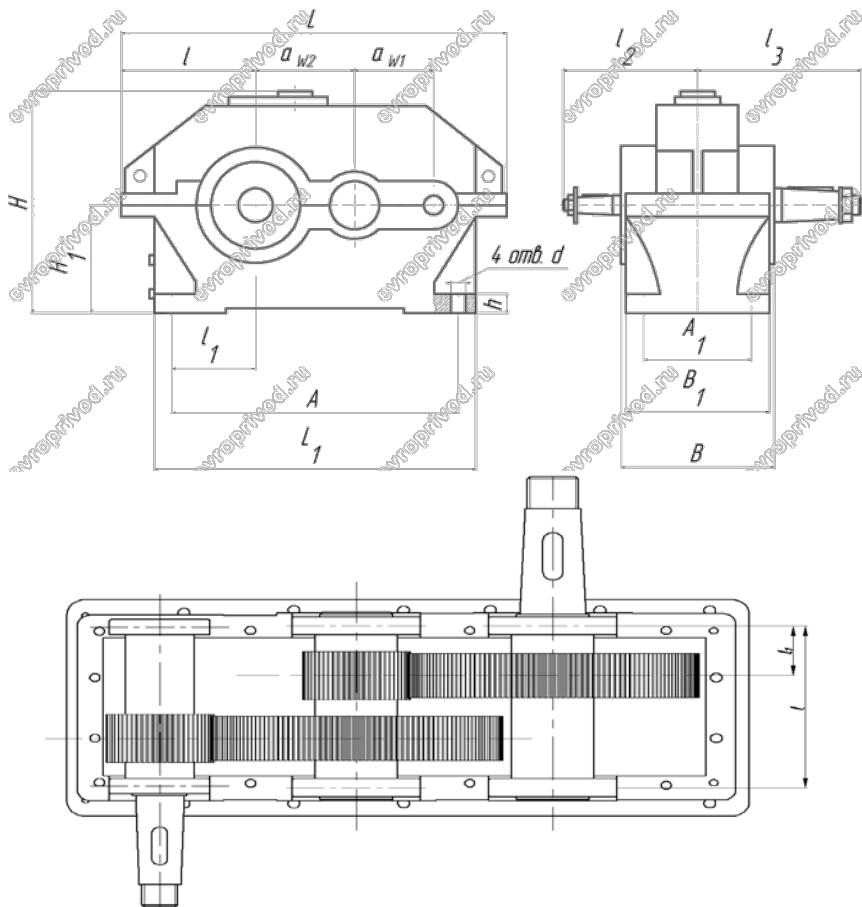
Приложение Е. Основные технические характеристики редукторов 1Ц2У

Передаточные числа для любого типоразмера редуктора

Передаточные числа	u	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40
	u_6	2	2.5	3.15	4	4	5	5	6.3
	u_7	4	4	4	4	5	5	6.3	6.3

Наименование технических характеристик		Типоразмер редуктора						
		1Ц2У-100	1Ц2У-125	1Ц2У-160	1Ц2У-200	1Ц2У-250		
Номинальный крутящий момент на тихоходном валу $T_{\text{вых}}$, Н·м		315	630	1600	3150	6300		
КПД8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40		0,97						
Масса, кг		37	55	95	170	310		
Габаритные и присоединительные размеры								
Межосевое расстояние тихоходной ступени, мм		$a_{\text{вт}}$	100	125	160	200	250	
Габаритные размеры, мм		L	390	446	557	678	829	
		B	301	351	394	492	600	
		H	230	272	345	425	530	
Расстояния до концов валов, мм	вх.	l_2	136	145	170	212	265	
	вых.	l_3	165	206	224	280	235	
Диаметры хвостовиков валов, мм		вх.	$d_{\text{вх}}$	18	18	22	25	35

Диаметры хвостовиков валов, мм	вых.	$d_{\text{вых}}$	32	40	50	65	85
Расстояние между подшипниками, мм		l	180	210	240	300	360
Расстояние от оси подшипника до середины ближнего колеса, мм		l_1	55	65	70	90	110
Длина основания, мм		L_1	325	375	475	580	730
Ширина основания, мм		B_1	145	165	195	230	280
Расстояние между осями фундаментных болтов, мм		A	290	335	425	515	670
Фундаментные болты			M14	M18	M22	M22	M27



Приложение II. Коэффициенты эксплуатации цепных передач

Условия работы	Значения коэффициентов
Нагрузка равномерная или близкая к ней	$K_d = 1,0$
Нагрузка переменная	$K_d = 1,2 \dots 1,5$
Межосевое расстояние:	
$a = (30 \dots 50)p_n$	$K_a = 1,0$
$a \leq 25p_n$	$K_a = 1,25$
$a \geq 60p_n$	$K_a = 0,8$

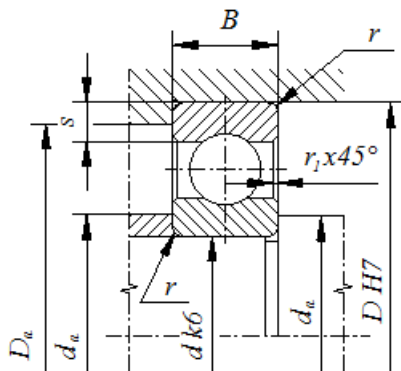
Линия центров звёздочек наклонена к горизонту:		
до 60°		$K_H = 1,0$
больше 60°		$K_H = 1,25$
Положение оси регулируется:		
перемещением одной из звёздочек		$K_{\text{рег}} = 1,0$
оттяжными звёздочками или нажимными роликами		$K_{\text{рег}} = 1,1$
не регулируется		$K_{\text{рег}} = 1,25$
Производство:	Смазка:	
без пыли	хорошая (картерная)	$K_{\text{см}} = 0,8$
	периодическая	$K_{\text{см}} = 1,0$
запылённое	удовлетворительная	$K_{\text{см}} = 1,3$
	недостаточная	$K_{\text{см}} = 1,8$ до $v = 4 \text{ м/с}$
		$K_{\text{см}} = 3,0$ до $v = 7 \text{ м/с}$
грязное	недостаточная	$K_{\text{см}} = 3,0$ до $v = 4 \text{ м/с}$
		$K_{\text{см}} = 6,0$ до $v = 7 \text{ м/с}$
	работа без смазки	$K_{\text{см}} = 6,0$ до $v = 4 \text{ м/с}$
Работа в сутки:		
в одну смену		$K_{\text{реж}} = 1,0$
в две смены		$K_{\text{реж}} = 1,25$
в три смены		$K_{\text{реж}} = 1,45$

Приложение К. Параметры роликовых цепей и допускаемая расчётная мощность

Приводные роликовые однорядные цепи типа ПР из ГОСТ 13568	Шаг $p_{\text{ц}}$, мм	Диаметр валика d , мм	Проекция опорной поверхности шарнира A , мм ²	Масса 1 м цепи, кг	Разрушающая сила F_b , Н	[P_p], кВт; при частоте вращения n_{01} , мин ⁻¹ , и $z_{01} = 25$		
						50	200	400
ПР-9,525–9100–2	9,525	3,28	28,1	0,45	9100	0,19	0,68	1,23
ПР-12,7–18000–1	12,7	4,45	39,6	0,75	18000	0,35	1,27	2,29
ПР-12,7–18000–2	12,7	4,45	39,6	0,75	18000	0,45	1,61	2,91
ПР-15,875–23000–1	15,875	5,08	54,8	1,0	23000	0,57	2,06	3,72
ПР-15,875–23000–2	15,875	5,08	54,8	1,0	23000	0,75	2,70	4,88
ПР-19,05–32000	19,05	5,96	105,8	1,9	32000	1,41	4,80	8,38
ПР-25,4–56700	25,4	7,95	179,7	2,6	56700	3,20	11,0	19,0
ПР-31,75–88500	31,75	9,55	262,0	3,8	88500	5,83	19,3	32,0
ПР-38,1–127000	38,1	11,12	394,0	5,5	127000	10,5	34,8	57,7
ПР-44,45–172400	44,45	12,72	473,0	7,5	172400	14,7	43,7	70,6
ПР-50,8–226800	50,8	14,29	646,0	9,7	226800	22,9	68,1	110

Примечание. В обозначении цепи указано: тип цепи, шаг в мм, разрушающая нагрузка в Н и габарит по ширине.

Подшипники шариковые радиальные однорядные, ГОСТ 8338–75

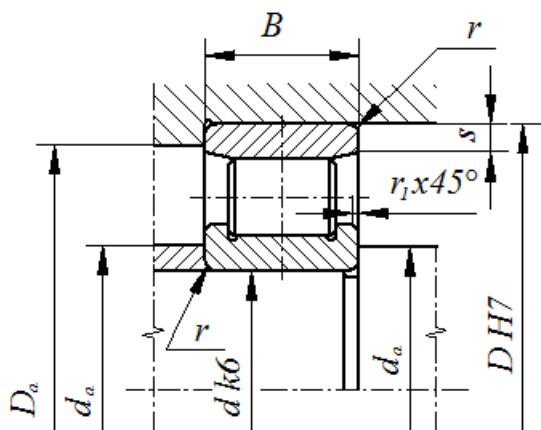


Условное обозначение	Размеры, мм				Грузоподъёмность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i>	<i>C</i> ₀
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25
212	60	110	22	2,5	52	31
213	65	120	23	2,5	56	34
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41
216	80	140	26	3	70,2	45
217	85	150	28	3	82,3	53
218	90	160	30	3	95,6	62
219	95	170	32	3,5	108	69,5
220	100	180	34	3,5	124	79
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18
308	40	90	23	2,5	41	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30
310	50	110	27	3	61,8	36
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48
313	65	140	33	3,5	92,3	56
314	70	150	35	3,5	104	63
315	75	160	37	3,5	112	72,5
316	80	170	39	3,5	124	80
317	85	180	41	4	133	90

318	90	190	43	4	143	99
319	95	200	45	4	153	110
320	100	215	47	4	174	132
404	20	52	15	2	15,9	7,8
405	25	62	17	2	22,5	11,4
406	30	72	19	2	28,1	14,6
407	35	80	21	2,5	33,2	18
408	40	90	23	2,5	41	22,4
409	45	100	25	2,5	52,7	30
410	50	110	27	3	61,8	36
411	55	120	29	3	71,5	41,5
412	60	130	31	3,5	81,9	48
413	65	140	33	3,5	92,3	56
414	70	150	35	3,5	104	63
415	75	160	37	3,5	112	72,5
416	80	170	39	3,5	124	80
417	85	180	41	4	133	90
418	90	190	43	4	143	99
419	95	200	45	4	153	110
420	100	215	47	4	174	132

Примечание. Третья цифра справа обозначает серию: 2 – лёгкую, 3 – среднюю, 4 – тяжёлую, например, 208, 308, 408.

Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами, ГОСТ 8328–75

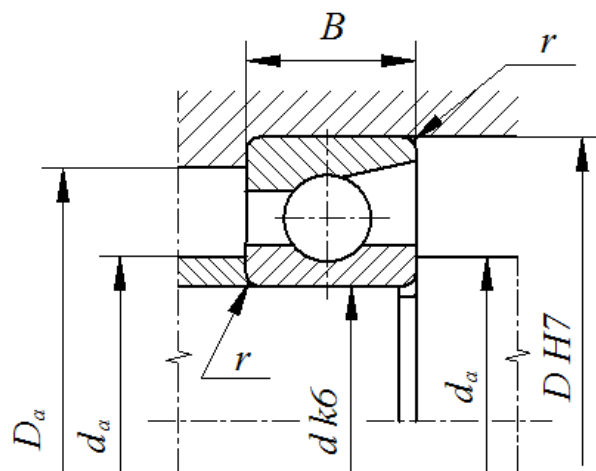


Условное обозначение	Размеры, мм				Грузоподъёмность, кН	
	d	D	B	r	C	C_0
2204	20	47	14	1,5	14,7	7,35
2205	25	52	15	1,5	16,8	8,8
2206	30	62	16	1,5	22,4	12
2207	35	72	17	2	31,9	17,6
2208	40	80	18	2	41,8	24
2209	45	85	19	2	44	25,5
2210	50	90	20	2	45,7	27,5

2211	55	100	21	2,5	56,1	34
2212	60	110	22	2,5	64,4	43
2213	65	120	23	2,5	76,5	51
2214	70	125	24	2,5	79,2	56
2215	75	130	25	2,5	91,3	63
2216	80	140	26	3	106	68
2217	85	150	28	3	119	78
2218	90	160	30	3	142	105
2219	95	170	32	3,5	165	112
2220	100	180	34	3,5	183	125
2304	20	52	15	2	20,5	10,4
2305	25	62	17	2	25	14,8
2306	30	72	19	2	36,9	20
2307	35	80	21	2,5	44,6	27
2308	40	90	23	2,5	56,1	32,5
2309	45	100	25	2,5	72,1	41,5
2310	50	110	27	3	88	52
2311	55	120	29	3	102	67
2312	60	130	31	3,5	123	76,5
2313	65	140	33	3,5	138	85
2314	70	150	35	3,5	151	102
2315	75	160	37	3,5	183	125
2316	80	170	39	3,5	190	135
2317	85	180	41	4	212	146
2318	90	190	43	4	242	160
2319	95	200	45	4	264	190
2320	100	215	47	4	303	220
2406	30	90	23	2,5	60,5	34
2407	35	100	25	2,5	76,5	44
2408	40	110	27	3	96,8	57
2409	45	120	29	3	106	69,5
2410	50	130	31	3,5	130	86,5
2411	55	140	33	3,5	142	86,5
2412	60	150	35	3,5	168	106
2413	65	160	37	3,5	183	127
2414	70	180	42	4	229	163
2415	75	190	45	4	264	173
2416	80	200	48	4	303	200
2417	85	210	52	5	319	228
2418	90	225	54	5	385	260
2419	95	240	55	5	419	280
2420	100	250	58	5	429	320

Примечание. Третья цифра справа обозначает серию: 2 – лёгкую, 3 – среднюю, 4 – тяжёлую, например, 2208, 2308, 2408.

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные,
ГОСТ 831–75



Условное обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Сопряжённые размеры, мм	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C</i>	<i>C</i> ₀	<i>d</i> _{amin}	<i>D</i> _{amax}
Особолёгкая серия								
36104	20	42	12	0,5	10,6	5,32	24	38
36105	25	47	12	1,0	11,8	6,29	29	43
36106	30	55	13	1,5	15,3	8,57	35	50
46106	30	55	13	1,5	14,5	7,88	35	50
36107K	35	62	14	1,5	12,9	9,8	39	57
36108K	40	68	15	1,5	13,7	11,0	46	63
46108	40	68	15	1,5	18,9	11,1	46	63
46109	45	75	16	1,5	22,5	13,4	51	70
36110K	50	80	16	1,5	19,3	16,6	56	75
36111K	55	90	18	2	27,0	23,2	62	84
46111	55	90	18	2	32,6	24,5	68	88
46112	60	95	18	2	37,4	43	71	101
36113K	65	100	18	2	28,0	25,5	73	93
36114K	70	110	20	2	36,0	33,5	78	103
46114	70	110	20	2	46,1	31,7	78	103
36115K	75	115	20	2	37,5	34,5	83	108
46115	75	115	20	2	47,3	33,4	83	108
46116	80	125	22	2	56,0	40,1	90	118
36117K	85	130	22	2	47,5	46,5	95	122
46117	85	130	22	2	57,4	42,1	95	122
36118K	90	140	24	2,5	56,0	55,0	100	130
46118	90	140	24	2,5	63,5	47,2	100	130
36119	95	170	32	3,5	134	95,0	111	158
36120K	100	150	24	2,5	58,5	60,0	110	139
46120	100	150	24	2,5	71,5	55,1	110	139
Лёгкая серия								
36204	20	47	14	0,5	15,7	8,31	26	42
46204	20	47	14	0,5	14,8	7,64	26	42
36205	25	52	15	1,5	16,7	9,1	30	47
46205	25	52	15	1,5	15,7	8,34	30	47
36206	30	62	16	1,5	22,0	12,0	37	57
46206	30	62	16	1,5	21,9	12,0	37	57
36207	35	72	17	2	30,8	17,8	42	65
46207	35	72	17	2	29,0	16,4	42	65

36208	40	80	18	2	38,9	23,2	48	73
46208	40	80	18	2	36,8	21,4	48	73
36209	45	85	19	2	41,2	25,1	53	78
46209	45	85	19	2	38,7	23,1	53	78
36210	50	90	20	2	43,2	27	58	83
46210	50	90	20	2,5	40,6	24,9	58	83
36211	55	100	21	2,5	50,8	34,2	65	91
46211	55	100	21	2,5	50,3	31,5	65	91
36212	60	110	22	2,5	61,5	39,3	71	101
46212	60	110	22	2,5	60,8	38,8	71	101
46213	65	120	23	2,5	69,4	45,9	77	111
36214K	70	125	24	2,5	80,2	54,8	82	116
46215	75	130	25	2,5	78,4	53,8	85	121
36216	80	140	26	3	93,6	65,0	92	130
46216	80	140	26	3	87,9	60,0	92	130
36217	85	150	28	3	101	70,8	99	140
46217	85	150	28	3	94,4	65,1	99	140
36218	90	160	30	3	118	83,0	105	150
46218	90	160	30	3	111	76,2	105	150
36219	95	170	32	3,5	134	95,0	111	158
46220	100	180	34	2,5	148	107	117	168
Средняя серия								
46304	20	52	15	1,5	17,8	9,0	27	45
46305	25	62	17	2	26,9	14,6	33	55
46306	30	72	19	2	32,6	18,3	39	65
46307	35	80	21	2,5	42,6	24,7	44	71
36308	40	90	23	2,5	53,9	32,8	51	80
46308	40	90	23	2,5	50,8	30,1	51	80
46309	45	100	25	2,5	61,4	37,0	53	78
463210	50	110	27	3	71,5	44,0	63	98
46311	55	120	29	3	82,8	51,6	67	109
46312	60	130	31	3,5	100	65,3	75	116
46313	65	140	33	3,5	113	75	78	125
46314	70	150	35	3,5	119	76,8	85	136
46316	80	170	39	3,5	136	99	99	155
46317	85	180	41	4	163	120	103	163
46318	90	190	43	4	165	122	111	172
46320	100	215	47	4	213	177	125	195

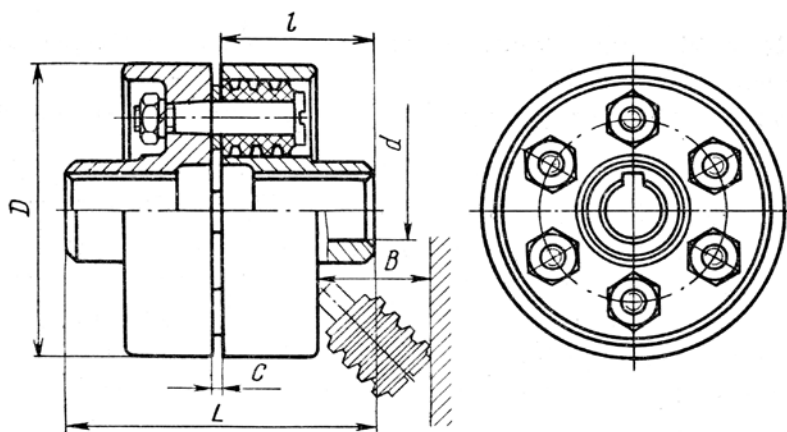
Примечания. 1. Подшипники типа 36000 со скосом на наружном кольце и углом контакта

$\alpha = 12^\circ$. 2. Подшипники типа 46000 со скосом на наружном кольце и углом контакта

$\alpha = 26^\circ$. 3. Подшипники типа 36000K со скосом на внутреннем кольце и углом контакта

$\alpha = 15^\circ$.

**Приложение М. Муфты упругие втулочно-пальцевые
(извлечение из ГОСТ 21424)**

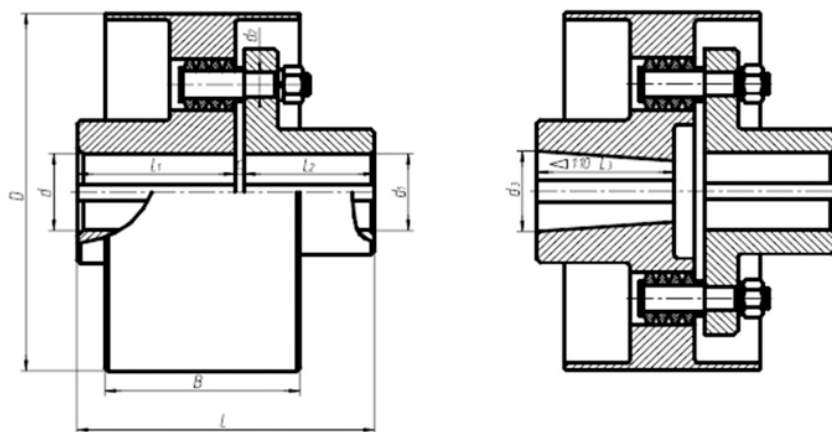


Номер муфты	Номинальный крутящий момент, T , Н·м	Диаметр отверстий для вала d , мм	Наружный диаметр D , мм, не более	Длина муфты L , мм, не более, для исполнений	
				1	2
МУВП-3	31,5	16; 18; 19*	90	84	60
МУВП-4	63	20; 22; 24*	100	104	76
МУВП-5	125	25; 28; 30*	120	125	89
МУВП-6	250	32; 35*; 36; 38*; 40; 42*; 45	140	165	121
МУВП-7	500	40; 42*; 45	170	225	169
МУВП-8	710	45; 48*; 50; 55; 56*	190	226	170
МУВП-9	1000	50; 55*; 56; 60*; 63; 65*	220	226	170
МУВП-10	2000	70*; 63; 65*; 70*	250	288	218
МУВП-11	4000	71; 75*; 80; 86*; 90; 80; 85*; 90; 95	320	348	268
МУВП-12	8000	100; 110; 120; 125	400	350	270
				432	342

Примечания. 1. Исполнение полумуфт: 1 – с цилиндрическим отверстием на длинные концы валов; 2 – с цилиндрическим отверстием на короткие концы валов. 2. Размеры d , отмеченные (*), – 2-го ряда. Предпочтительны размеры 1-го ряда. 3. *Пример* условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н·м; одна из полумуфт диаметром отверстия для вала $d = 32$ мм, исполнения 1, другая диаметром $d = 40$ мм:

Муфта МУВП-6-250-32/40 ГОСТ 21424-93

Приложение Н. Муфты упругие втулочно-пальцевые с тормозным шкивом



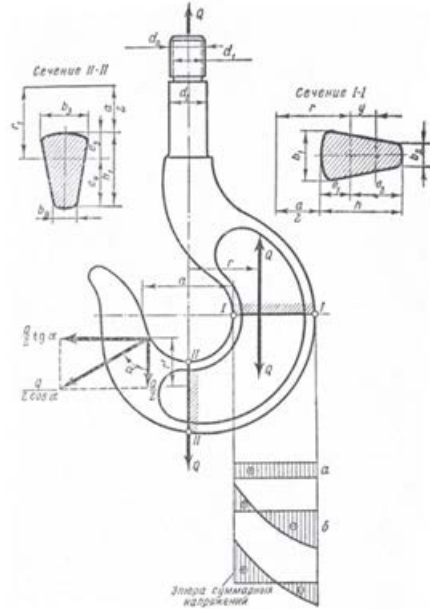
Обозначение муфты	Наибольший передаваемый крутящий момент T , Н·м	Диаметр тормозного шкива D_T , мм	Ширина тормозного шкива B_T , мм
МУВП-Т-125	125	200	100
МУВП-Т-500	500	300	150
МУВП-Т-710	710	300	150
МУВП-Т-1000	1000	300	150

Пример условного обозначения муфты с тормозным шкивом с номинальным крутящим моментом 500 Н·м; диаметром и шириной тормозного шкива соответственно 300 мм и 150 мм:

Муфта МУВП-Т-500–300–150

Приложение П. Крюки однорогие. Грузоподъемность, т

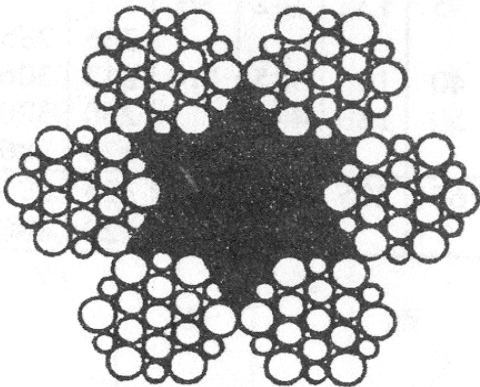
Номер крюка	Наибольшая грузо- подъемность крюков, т		Диаметр резьбы хвостовика d1, мм
	2М...4М	5М, 6М	
1	0,32	0,25	M12
2	0,40	0,32	M12
3	0,50	0,40	M14
4	0,63	0,50	M16
5	0,80	0,63	M16
6	1,00	0,80	M20
7	1,25	1,00	M20
8	1,60	1,25	M24
9	2,00	1,60	M27
10	2,50	2,00	M30
11	3,20	2,50	M33
12	4,00	3,20	M36



Приложение Р. Канаты

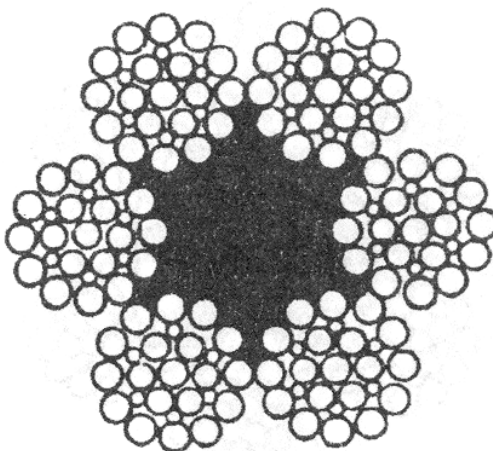
Канат двойной свивки, типа ЛК-3,

конструкции 6х19 (1+6+6/6)+1о. с. по ГОСТ 2688



Диаметр каната, мм	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната	Маркировочная группа, МПа			
		1370	1570	1770	1960
		Разрывное усилие каната в целом, Н, не менее			
3,8	55,1	—	—	8400	9350
4,1	64,1	—	—	9750	10850
4,5	73,9	—	—	11250	12500
4,8	84,4	—	—	12850	13900
5,1	95,5	—	—	14600	15800
5,6	116,5	—	15800	17800	19350
6,2	141,6	—	19250	21100	23450
6,9	176,6	—	24000	26300	28700
8,3	256,0	—	34800	38150	41600
9,1	305,0	—	41550	45450	49600
9,9	356,6	—	48850	53450	58350
11,0	461,6	—	62850	66800	75150
12,0	527,0	—	71750	78550	85750
13,0	596,6	71050	81250	89000	97000
14,0	728,0	86700	98950	108000	118000
15,0	844,0	100000	114500	125500	137000
16,5	1025,0	121500	139000	152000	166000
18,0	1220,0	145000	166000	181500	198000
19,5	1405,0	167000	191000	209000	228000
21,0	1635,0	194500	222000	243500	265500
22,5	1850,0	220000	251000	275000	303500
24,0	2110,0	250500	287000	314000	343000
25,5	2390,0	284000	324500	355500	388500

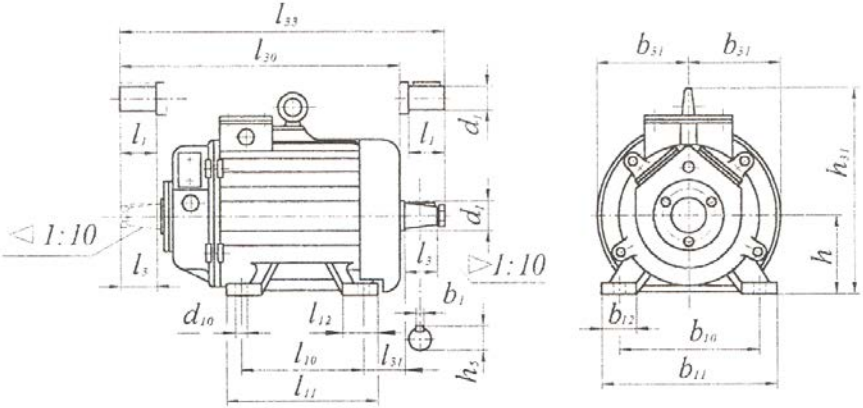
Канат двойной свивки. типа ЛК-3,
конструкции 6х25 (1+6+6+12)+1 о. с. по ГОСТ 7665



Диаметр каната, мм	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната	Маркировочная группа, МПа			
		1370	1570	1770	1960
		Разрывное усилие каната в целом, Н, не менее			
8,1	236,5	—	31900	35100	38050
9,7	342,5	—	46300	50850	55100
11,5	464,0	54900	62700	68900	74750
13,0	605,0	71500	81750	89450	97200
14,5	763,5	90350	102500	113000	122500
16,0	941,5	110500	126500	139500	151000
17,5	1140,0	134500	153500	169000	183000
19,5	1357,5	160000	183000	200000	218500
21,0	1594,0	188500	215000	236500	256500
22,5	1857,0	219000	250500	275000	298500
24,0	2132,0	251500	288000	316500	343000
25,5	2426,0	286500	327500	360000	390500
27,5	2739,0	323500	369500	406500	441000
29,0	3071,0	363000	415000	456000	494500
32,0	3768,0	445500	509500	559500	607000
35,5	4562,5	539000	616500	677500	735000
38,5	5405,0	639000	730500	795000	868500
42,0	6349,0	751000	857500	943000	1015000
45,0	7397,0	874800	999500	1095000	1190000
48,5	8496,0	999500	1145000	1255000	1365000

Приложение С. Электродвигатели

Крановые электродвигатели серии МТКФ
с короткозамкнутым ротором (50 Гц, 220/380, 500 В)

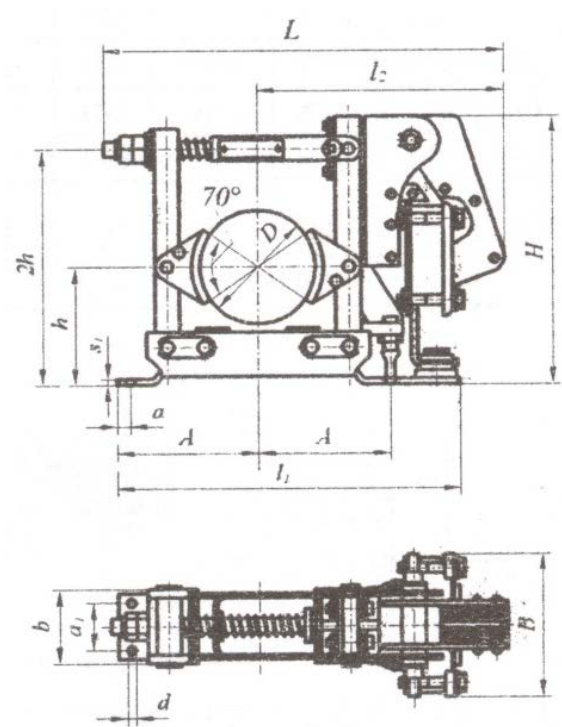


Тип электродвигателя	Мощность на валу от группы режима рабочего механизма, кВт				Частота вращения, мин ⁻¹	Максимальный момент, Нм	Диаметр хвостовика d _{хв} , мм	Масса, кг
	2М, 3М	4М	5М	6М				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
МТКФ 011–6	2	–	–	–	780	42	28	47
	–	1,7	–	–	835			
	–	–	1,4	–	875			
	–	–	–	1,2	900			
МТКФ 012–6	3,1	2,7	2,2	1,7	785	67	28	53
					835			
					880			
					915			
МТКФ 111–6	4,5	4,1	3,5	2,8	825	105	35	70
					850			
					885			
					915			
МТКФ 112–6	6,5	5,8	5	4	845	175	35	80
					870			
					895			
					920			
МТКФ 211–6	10,5	9	7,5	6	800	220	40	110
					840			
					880			
					910			
МТКФ 311–6	14	13	11	9	880	390	50	155
					895			
					910			
					930			
МТКФ 312–6	19,5	17,5	15	12	900	600	50	195
					915			
					930			
					945			
МТКФ 411–6	30	27	22	18	905	780	65	255
					915			
					935			
					950			
МТКФ 412–6	40	36	30	25	910	1000	65	315
					920			
					935			
					950			
МТКФ 311–8	10,5	9	7,5	6	660	330	50	155
					670			
					690			
					705			
МТКФ 312–8	15	13	11	8,2	675	510	50	195
					690			
					700			
					710			

Тип электродвигателя	Мощность на валу от группы режима рабочего механизма, кВт				Частота вращения, мин ⁻¹	Максимальный момент, Нм	Диаметр хвостовика $d_{хв}$, мм	Масса, кг
	2М, 3М	4М	5М	6М				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
МТКФ 411–8	22	18	15	13	660 680 695 705	670	65	255

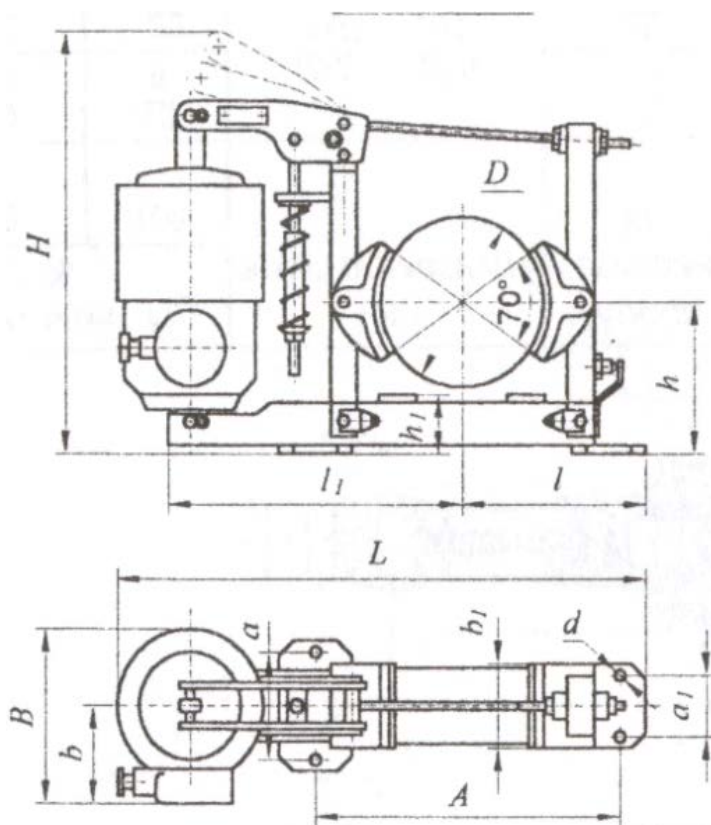
Приложение Т. Тормоза

Тормоза ТКТ с короткоходовым электромагнитом



Тип тормоза	Тормозной момент при 1М...5М, Н·м	Длина рычага, мм		Ширина колодки B_{κ} , мм	Диаметр тормозного шкива D_T , мм
		l	l_1		
ТКТ-100	20	100	70	70	100
ТКТ-200/100	40	205	135	90	100
ТКТ-200	160	205	135	90	200
ТКТ-300/200	240	430	190	140	200
ТКТ-300	500	430	190	140	300

Тормоза ТКГ с электрогидротолкателем



Тип тормоза	Тормозной момент при 1М...5М, Н·м	Длина рычага, мм		Ширина колодки B_k , мм	Диаметр тормозного шкива D_T , мм
		l	l_1		
ТКГ-200	250	205	135	90	200
ТКГ-300	800	330	190	140	300
ТКГ-400	1500	525	250	180	400
ТКГ-500	2500	665	315	200	500
ТКГ-600	5000	800	380	240	600

Содержание

1. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН.....	4
1.1. Введение.....	4
1.2. Механические передачи.....	8
1.3. Механический коэффициент полезного действия.....	13
1.4. Параметры передач.....	16
1.5. Кинематика зубчатых передач.....	18
1.6. Геометрия зубчатых передач.....	20
2. ДЕТАЛИ МАШИН. СОЕДИНЕНИЯ.....	24
2.4. Сварные соединения.....	24
2.1. Введение в курс «детали машин».....	24
2.2. Машиностроительные материалы.....	26
2.3. Введение в тему «Соединения».....	28
2.4. Сварные соединения.....	29
2.5. Резьбовые соединения.....	38
2.6. Шпоночные соединения.....	46
2.7. Соединения с гарантированным натягом.....	50
3. ДЕТАЛИ МАШИН. ПЕРЕДАЧИ.....	56
3.1. Цилиндрическая зубчатая передача.....	56
3.2. Зубчатые редукторы.....	65
3.3. Ремённые передачи.....	68
3.4. Цепные передачи.....	78
4. ДЕТАЛИ МАШИН. ПОДДЕРЖИВАЮЩИЕ И НЕСУЩИЕ ДЕТАЛИ.....	86
4.1. Валы и оси.....	86
4.2. Подшипники качения.....	92
4.3. Муфты.....	100
5. ГРУЗОПОДЪЁМНЫЕ МАШИНЫ.....	103
5.1. Общие сведения.....	103
5.2. Краны.....	104
5.3. Основные параметры.....	108
5.4. Крюковая подвеска.....	108
5.5. Стальные канаты.....	109
5.6. Полиспасты.....	111
5.7. Барабаны и блоки.....	113
5.8. Выбор электродвигателя.....	118
5.9. Выбор тормоза.....	119
6. РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА.....	122
6.1. Задание.....	122
6.2. Содержание пояснительной записки.....	122
6.3. Правила оформления пояснительной записки.....	124
6.4. Правила оформления кинематической схемы.....	130
7. ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ЗАДАЧИ.....	132

8. ТЕСТОВЫЕ ЗАДАНИЯ	143
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	165
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	166
Приложение А. Значения КПД и передаточных отношений передач...	166
Приложение Б. Предельные отклонения размеров, мкм	166
Приложение В. Значения натягов N_{pmin}/N_{pmax} , мкм, при вероятности неразрушения P для посадок	167
Приложение Г. Нормальные линейные размеры (мм).....	168
Приложение Д. Основные технические характеристики редукторов 1ЦУ	169
Приложение Е. Основные технические характеристики редукторов 1Ц2У	170
Приложение И. Коэффициенты эксплуатации цепных передач.....	171
Приложение К. Параметры роликовых цепей и допускаемая расчётная мощность	172
Приложение Л. Каталоги наиболее распространённых подшипников качения.....	173
Приложение М. Муфты упругие втулочно-пальцевые (извлечение из ГОСТ 21424).....	178
Приложение Н. Муфты упругие втулочно-пальцевые с тормозным шкивом	179
Приложение П. Крюки однорогие. Грузоподъёмность, т	180
Приложение Р. Канаты	180
Приложение С. Электродвигатели	182
Приложение Т. Тормоза	184

**Борис Васильевич Глухов
Денис Сергеевич Воронцов**

Прикладная механика

Учебное пособие

Ответственный редактор *А. Иванова*
Корректор *Л. Акимова*
Верстальщик *М. Глаголева*

Издательство «Директ-Медиа»
117342, Москва, ул. Обручева, 34/63, стр. 1
Тел/факс + 7 (495) 334–72–11
E-mail: manager@directmedia.ru
www.biblioclub.ru
www.directmedia.ru

Отпечатано в ООО «ПАК ХАУС»
142172, г. Москва, г. Щербинка,
ул. Космонавтов, д. 16