

Б. В. Глухов

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОДУКЦИИ

Учебное пособие



DirectMEDIA

Москва-Берлин
2016

УДК 531.8:539.3/6(075)
ББК 34.412я7
Г55

Рецензенты:

В. Н. Аиферов, доктор техн. наук, проф. кафедры «Подъемно-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.

Г55 Основы проектирования продукции : учебное пособие : разделы «Теория механизмов и машин» и «Сопротивление материалов» /

Б. В. Глухов. – М.-Берлин: Директ-Медиа, 2016. – 176 с.

ISBN 978-5-4475-7626-4

В пособии содержится краткий теоретический материал по теории механизмов и машин и сопротивлению материалов дисциплины «Основы проектирования продукции». Приведены задания на расчетно-графическую работу, тестовые задания, решения задач, выносимых на самостоятельную работу и на экзамен. Предназначено для студентов высших учебных заведений.

УДК 531.8:539.3/6(075)
ББК 34.412я7

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебная дисциплина «Основы проектирования продукции», изучаемая в некоторых высших учебных заведениях, по сути является Прикладной механикой. Дисциплина содержит разделы «Теория механизмов и машин», «Сопротивление материалов» и «Детали машин». Основу дисциплины составляет курс «Детали машин», по которому имеется достаточное количество учебной литературы [3, 4, 5]. В данном пособии приведены минимально необходимые материалы по теории механизмов и машин и сопротивлению материалов, тестовые задания по этим разделам, решения задач, выносимых на самостоятельную работу и на экзамен, а также задания на расчётно-графическую работу и контрольные материалы по деталям машин.

1. Теория механизмов и машин

1.1. Машина

Машиностроение – ведущая отрасль современной техники. Проектирование и совершенствование машин – задача, основанная на комплексном использовании результатов многих научных дисциплин, и в первую очередь ключевых: теоретическая механика, теория механизмов и машин (ТММ), сопротивление материалов и детали машин. Приведенный комплекс составляет *техническую механику*. Последние три дисциплины комплекса составляют **прикладную механику**, которая в учебных планах некоторых специальностей названа **«Основы проектирования продукции»** (ОПП).

ТММ – наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и проектирования их схем.

ТММ – общетехническая дисциплина, предназначенная для изучения строения, кинематики и динамики механизмов и машин. Основные методы курса ТММ:

- 1) *анализ механизмов*, т. е. исследование структуры, кинематики и динамики известных или проектируемых механизмов;
- 2) *синтез механизмов*, т. е. проектирование новых механизмов, соответствующих заданным требованиям.

Машина предназначена для механизации какого-либо процесса, а понятие машины имеет тесную связь с ее применением.

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, ком-

прессоры, 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, присутствующие человеку и живой природе, и обладающая элементами искусственного интеллекта (роботы, аппараты искусственного кровообращения, искусственная почка и др.).

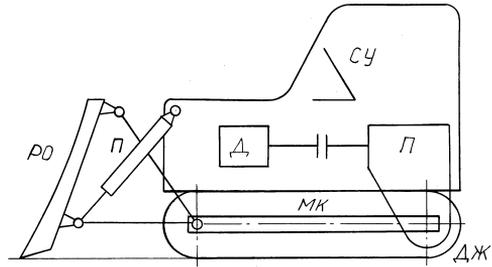


Рис. 1.1. Структурная схема бульдозера

В качестве примера технологической машины рассматривается *структурная схема бульдозера* (рис. 1.1). Как и любая рабочая машина, он состоит из 6 подсистем:

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

Функциональная схема подсистем бульдозера представлена на рис. 1.2.

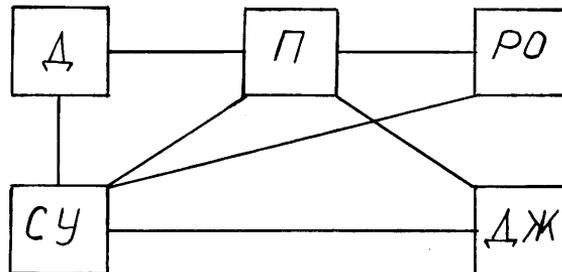


Рис. 1.2. Функциональная схема бульдозера

1.2. Механизм

Механизмом называется устройство для преобразования механического движения твердых тел.

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 используются следующие механизмы:

- рычажные (шарнирные) механизмы, например, шарнирный четырехзвенник (рис. 1.3);
- зубчатые механизмы (рис. 1.4);

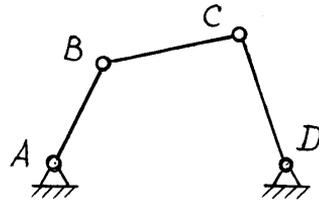


Рис. 1.3. Шарнирный четырехзвенник

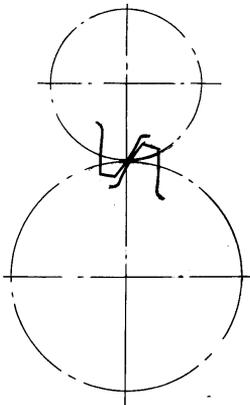


Рис. 1.4. Зубчатый механизм

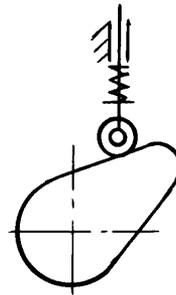


Рис. 1.5. Кулачковый механизм

- кулачковые механизмы (рис. 1.5);
- механизмы манипуляторов (рис. 1.6);

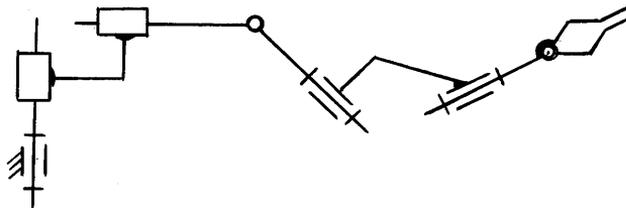


Рис. 1.6. Механизм манипулятора

– механизм с качающимся цилиндром и др. (рис. 1.7).

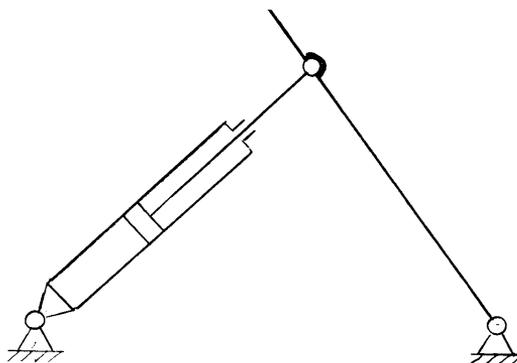


Рис. 1.7. Механизм с качающимся цилиндром

1.3. Основные понятия

В любом механизме, например, механизме двигателя внутреннего сгорания (ДВС, рис. 1.8), можно отметить *твердые тела* (термин теоретической механики), входящие в него.

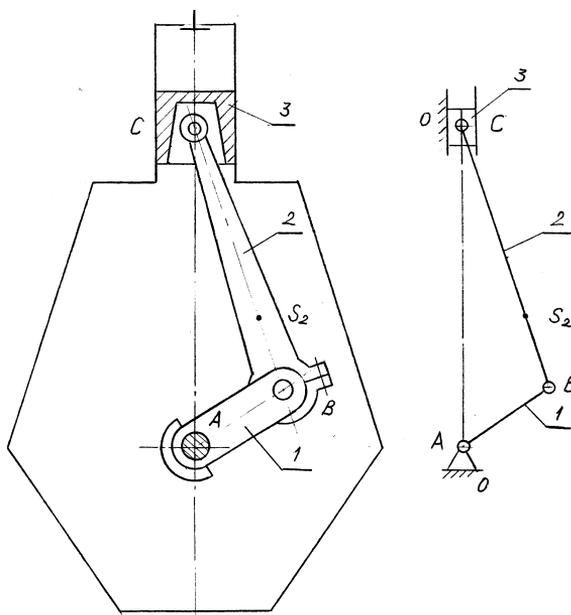


Рис. 1.8. Механизм двигателя внутреннего сгорания

Твердые тела, входящие в состав механизма, называются звеньями.

Звено 1 совершает полный оборот и называется **кривошип**. Звено 2 совершает сложное движение – **шатун**. Звено 3 совершает поступательное движение – **ползун**. Цилиндр, картер и другие детали, жестко связанные с ними, образуют *одно неподвижное звено 0*, называемое **стойка**. В каждом механизме имеется *одна стойка* и несколько подвижных звеньев. *Звенья соединяются между собой подвижно*.

Подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев называется кинематической парой.

Из механики известно, что *свободное тело* в пространстве обладает *шестью степенями свободы* ($H = 6$), т. е. может совершать шесть не зависящих друг от друга движений: три поступательных движения параллельно осям x, y, z (каждое из них обозначают буквой Γ) и три вращательных (B) относительно осей, параллельных осям координат (рис. 1.9).

Если считать, что звено не является свободным телом, а образует кинематическую пару с другим звеном, жестко связанным с системой координат x, y, z , то звено не сможет иметь шести движений относительно другого звена. В зависимости от характера соединения звено может совершать одно, два, три, четыре или пять движений относительно другого звена.

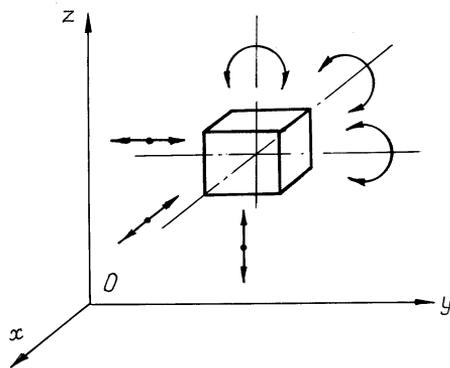


Рис. 1.9. Свободное тело в пространстве

Таким образом, на относительное движение любой кинематической пары накладываются ограничения, зависящие от способа соединения их звеньев.

Ограничения, наложенные на относительное движение звеньев кинематической пары, называются условиями связи.

Число условий связи S равно от 1 до 5 (при $S = 0$ нет связей и нет кинематической пары, при $S = 6$ нет движения). Принята классификация кинематических пар *по числу степеней свободы H* : (одноподвижная, двухподвижная, ... пятиподвижная). Примеры некоторых кинематиче-

ских пар и их условные обозначения по ГОСТ 2770 приведены на рис. 1.10 ...1.14:

а) точечная (шар – плоскость, рис. 1.10), $H = 5$; в данной паре возможны три вращательных движения и два поступательных, вид пары ВВВПП, наличие одной связи ($S = 1$) связано с невозможностью поступательного движения в направлении оси \bar{z} кинематическая пара – пятиподвижная;

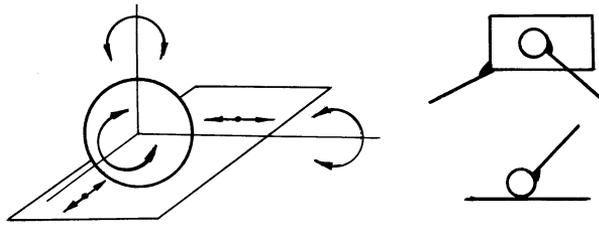


Рис. 1.10. Пятиподвижная кинематическая пара

б) сферическая (рис. 1.11), $H = 3$ (ВВВ), $S = 3$, трехподвижная;

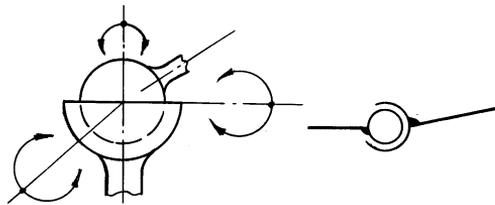


Рис. 1.11. Трёхподвижная кинематическая пара

в) цилиндрическая (рис. 1.12), $H = 2$ (ВП), $S = 4$, двухподвижная; в этой паре допускается вращательное и поступательное движения;

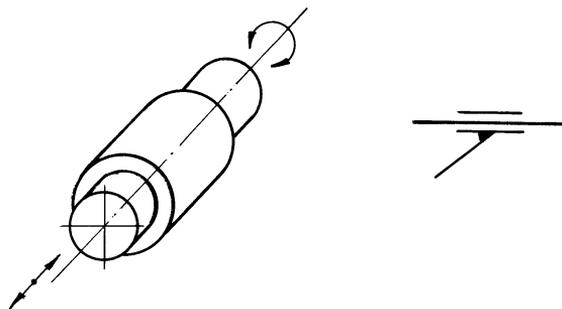


Рис. 1.12. Двухподвижная кинематическая пара

е) вращательная (рис. 1.13), $H = 1$ (В), $S = 5$, одноподвижная; в паре допускается только вращательное движение;

ж) поступательная (рис. 1.14), $H = 1$ (П), $S = 5$, одноподвижная; в паре допускается прямолинейно-поступательное движение;

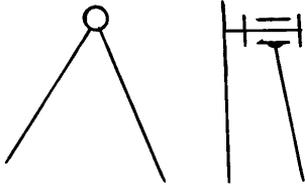


Рис. 1.13. Вращательная кинематическая пара

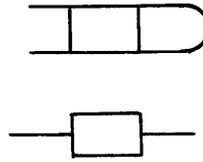


Рис. 1.14. Поступательная кинематическая пара

Звенья и пары объединяют в кинематические цепи.

Кинематической цепью называется система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.

Плоской называется кинематическая цепь, в которой при закреплении одного из звеньев все другие совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости.

1.4. Рычажные механизмы

1.4.1. Основные схемы

Рычажные механизмы (рис. 1.3, 1.6, 1.7, 1.8) состоят из звеньев стержневого типа (рычагов), ползунов, вращательных и поступательных кинематических пар. Базовым механизмом является шарнирный четырёхзвенник (рис. 1.3), где все кинематические пары – вращательные.

Механизм имеет три разновидности: кривошипно-коромысловый, двухкривошипный и двухкоромысловый. В наиболее распространённом кривошипно-коромысловом механизме звено AB – *кривошип*, совершающий полный поворот, звено BC – *шатун* со сложным движением, звено CD – *коромысло*, совершающее качательное движение, AD – стойка. Примерами применения в технике шарнирного четырёхзвенника являются механизм тестомесильной машины (кривошипно-коромысловый, рис. 1.15) и механизм портального крана (двухкоромысловый, рис. 1.16).

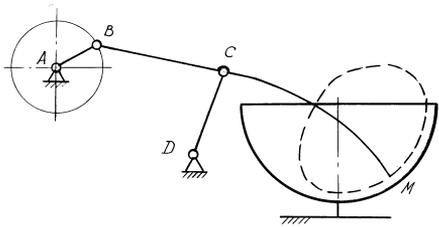


Рис. 1.15. Механизм тестомесильной машины

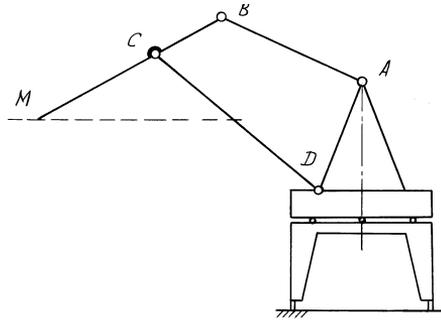


Рис. 1.16. Механизм портального крана

Кривошипно-кулисный механизм (рис. 1.17) является частью механизма поперечно-строгального станка (рис. 1.18).

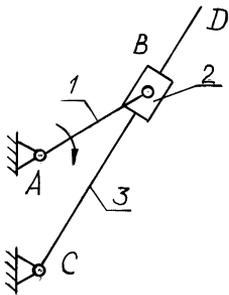


Рис. 1.17. Кривошипно-кулисный механизм

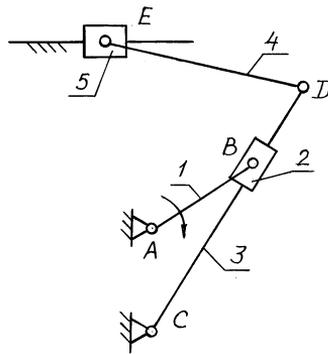


Рис. 1.18. Механизм поперечно-строгального станка

В строительных и дорожных машинах широко применяются механизмы с качающимся цилиндром. На рис. 1.19 приведена схема одноковшового экскаватора.

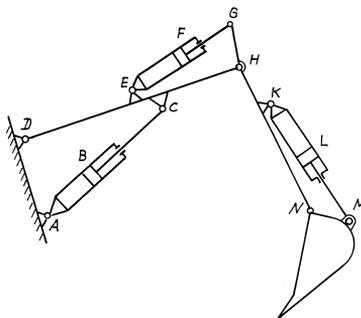


Рис. 1.19. Одноковшовый экскаватор

1.4.2. Формула Чебышева

В механизме все подвижные звенья совершают целесообразные движения и в каждый момент времени занимают определенные положения. Чтобы их определить, необходимо задать положения одного или нескольких звеньев. Их положения зависят от заданных параметров, которые могут быть угловыми или линейными (φ или x). *Угловые и линейные параметры объединяют под общим названием – обобщенная координата механизма.*

Число обобщенных координат равно числу степеней свободы механизма, так как оно показывает, сколько независимых параметров может быть произвольно задано.

Существуют общие закономерности в структуре (строении) различных механизмов, связывающие число степеней свободы механизма с числом звеньев и числом и видом его кинематических пар. Эти закономерности носят название *структурных формул кинематической цепи.*

На плоскости n подвижных звеньев имеют $3n$ степеней свободы. Одноподвижные пары (вращательная и поступательная) имеют на плоскости по 2 условия связи, двухподвижные пары – по одной связи. Общее число связей $2p_1$ и p_2 следует вычесть из числа $3n$. Число степеней свободы плоского механизма (формула Чебышева) имеет вид:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 \quad (1.1)$$

На плоскости *одноподвижные пары являются низшими*, так как звенья в них соприкасаются по цилиндрической поверхности или по плоскости, *двухподвижные пары – высшими* (элементы зубчатых или кулачковых механизмов, которые контактируют в точке или по линии). Таким образом, в формуле Чебышева:

p_1 – число низших кинематических пар;

p_2 – число высших кинематических пар.

Число степеней свободы механизма равно числу ведущих звеньев.

Пример 1.1. Рассчитать число степеней свободы рычажного механизма поперечно-строгального станка (рис. 1.18).

Решение. Число подвижных звеньев $n = 5$ (1 – кривошип, 2 – камень кулисы, 3 – кулиса, 4 – шатун, 5 – ползун), число одноподвижных кинематических пар $p_1 = 7$ (5 вращательных и 2 поступательных), двухподвижных пар нет ($p_2 = 0$). Число степеней свободы $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$.

Вывод: Механизм имеет одно ведущее звено 1 (ведомое звено – 5).

Пример 1.2. Рассчитать число степеней свободы рычажного механизма одноковшового экскаватора (рис. 1.19).

Решение. Число подвижных звеньев $n = 9$ (DH – стрела, GHN – рукоять, NM – ковш, цилиндры AB , EF и KL , штоки BC , FG и LM), число одноподвижных кинематических пар $p_1 = 12$ (9 вращательных и 3 поступательных). Число степеней свободы $W = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 12 - 0 = 3$.

Вывод: Механизм имеет три ведущих звена (три гидроцилиндра), ведомое звено – ковш.

Пример 1.3. Рассчитать число степеней свободы рычажного механизма с высшей кинематической парой (рис. 1.20).

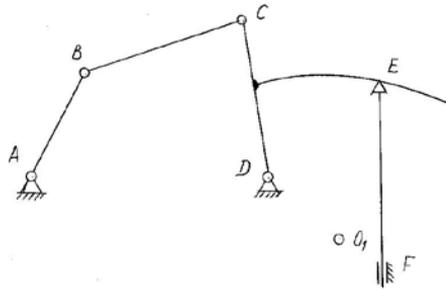


Рис. 1.20. Механизм с высшей кинематической парой

Решение. Число подвижных звеньев $n = 4$ (AB – кривошип, BC – шатун, CDE – коромысло, EF – толкатель). Число одноподвижных кинематических пар $p_1 = 5$, двухподвижных пар $p_2 = 1$ (точка E). Число степеней свободы

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1.$$

Вывод: Механизм имеет одно ведущее звено AB , ведомое звено – толкатель.

1.5. Зубчатые механизмы

Зубчатым механизмом называется механизм, в состав которого входят зубчатые звенья, имеющие выступы (зубья), передающие движение. В зубчатых механизмах оси звеньев могут быть *параллельными, пересекаться или скрещиваться*. Передача вращения между параллельными осями осуществляется *круглыми цилиндрическими колесами*. Такие передачи выполняются *цилиндрическими колёсами* внешнего (рис. 1.21) и внутреннего зацепления (рис. 1.22).

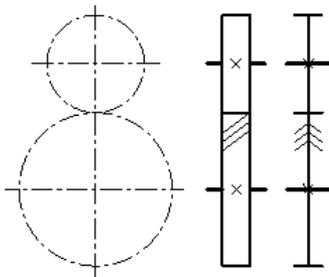


Рис. 1.21. Внешнее зацепление

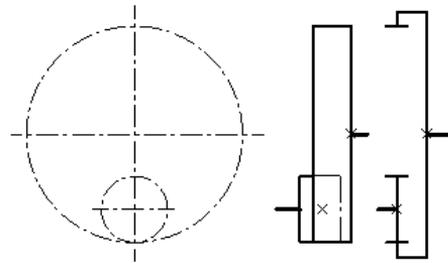


Рис. 1.22. Внутреннее зацепление

Передача вращения *между пересекающимися осями* осуществляется *круглыми коническими колёсами* (рис. 1.23).

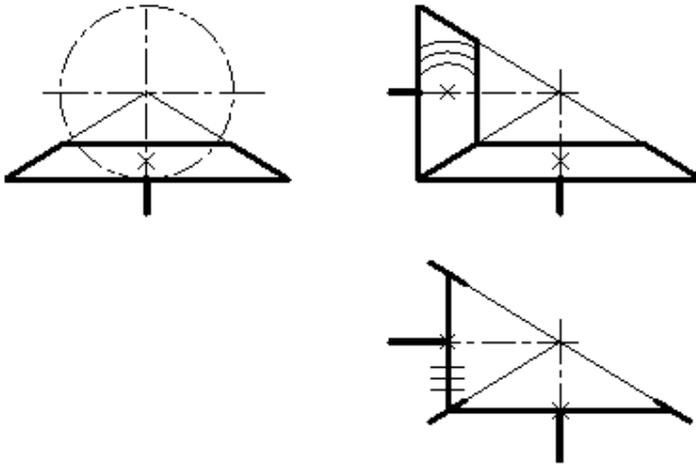


Рис. 1.23. Коническое зацепление

Передача вращения *между скрещивающимися осями* осуществляется *круглыми гиперболическими колёсами*. Её разновидности – червячные (рис. 1.24), цилиндрические винтовые (рис. 1.25) и конические гипоидные передачи (рис. 1.26).

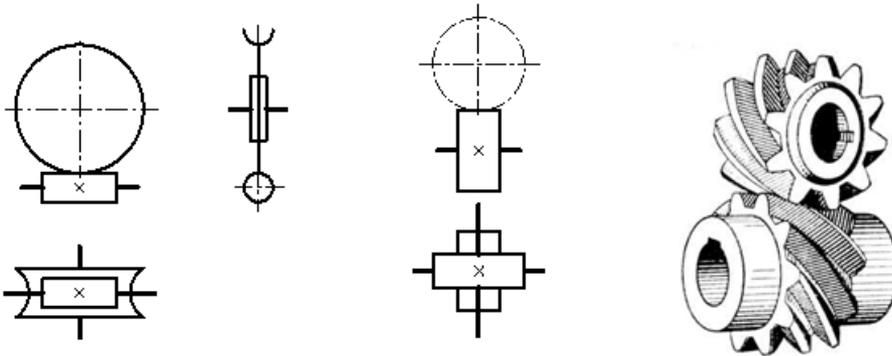


Рис. 1.24. Червячная передача

Рис. 1.25. Винтовые передачи

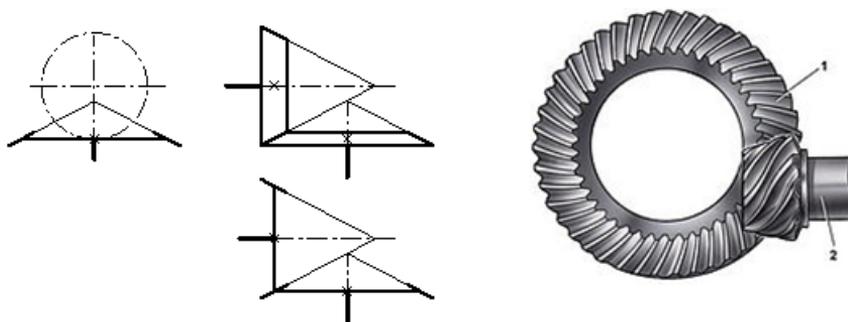


Рис. 1.26. Гипоидные передачи

Реечные передачи служат для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот (рис. 1.27).

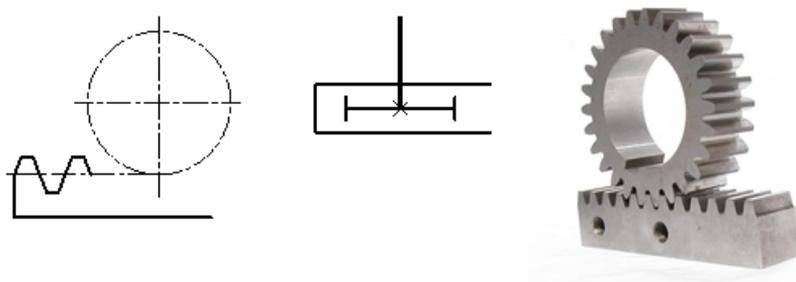


Рис. 1.27. Реечные передачи

1.6. Механические передачи

Для передачи механической энергии (движения) от двигателя к рабочему органу машины применяют различные *передачи*, в том числе *зубчатые*.

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 подъёма груза (модель на рис. 1.28) состоит из электродвигателя, редуктора и барабана. Редуктор соединён с двигателем и барабаном муфтами.

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.



Рис. 1.28. Привод механизма подъема груза

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

В каждой передаче различают два основных вала: *входной и выходной*, или ведущий и ведомый (рис. 1.29). Между этими валами располагаются промежуточные валы.

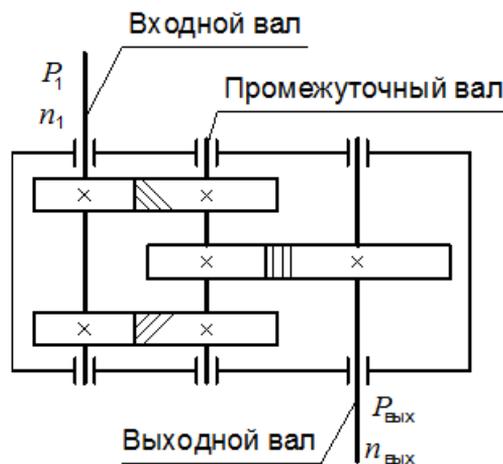


Рис. 1.29. Цилиндрический двухступенчатый редуктор

Основные характеристики передач:

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

Производные характеристики:

- **коэффициент полезного действия** (КПД, см. п. 1.7);
- **передаточное отношение:**

$$i = \omega_{\text{вх}} / \omega_{\text{вых}} = n_{\text{вх}} / n_{\text{вых}}. \quad (1.2)$$

Если $\omega_{\text{вых}} < \omega_{\text{вх}}$, что осуществляется в большинстве случаев, то такая передача является понижающей, а зубчатое устройство с понижением угловой скорости называется *редуктором*. При $\omega_{\text{вых}} > \omega_{\text{вх}}$ передача будет повышающей (мультипликатором).

В зубчатых передачах выражение $i = \omega_{\text{вх}} / \omega_{\text{вых}} = \text{const}$ является **основным законом зацепления**.

Параметры ω и n связаны между собой соотношением

$$\omega = \pi n / 30. \quad (1.3)$$

Мощность рассчитывают: при поступательном движении, Вт

$$P = F_t v, \quad (1.4)$$

где F_t – окружная сила, Н; v – линейная скорость, м/с;

при вращательном движении

$$P = T\omega. \quad (1.5)$$

Из формулы (1.5) крутящий (вращающий) момент, Н·м:

$$T = P / \omega. \quad (1.6)$$

Линейные и угловые скорости связаны соотношением:

$$v = \omega D / 2, \quad (1.7)$$

где D – диаметр колеса, шкива, барабана и т. п., м.

Линейные скорости и частоты вращения связаны соотношениями:

$$v = \pi D n; v = z p n, \quad (1.8)$$

где z – число зубьев звёздочки, p – шаг цепи, м.

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 (1.4): $P = F \cdot v = 8 \cdot 1500 = 12\,000$ Вт = 12 кВт.

Пример 1.5. *Определить мощность P в кВт на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания при его угловой скорости $\omega = 98$ с^{-1} и крутящем моменте $T = 3500$ Н·м.*

Решение.

Мощность по формуле (1.5): $P = T \cdot \omega = 3500 \cdot 98 = 343\,000$ Вт = 343 кВт.

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

Решение.

Частота вращения из формулы (1.3): $n = 30\omega/\pi = 30 \cdot 25/\pi = 239 \text{ об/мин}$.

1.7. 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. 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:

$$\eta = \frac{A_{\text{пс}}}{A_{\text{д}}} = \frac{A_{\text{д}} - A_{\text{вс}}}{A_{\text{д}}} = 1 - \frac{A_{\text{вс}}}{A_{\text{д}}} = 1 - \psi < 1, \quad (1.9)$$

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 (1.9) вместо работ $A_{\text{д}}$ и $A_{\text{пс}}$ чаще ставят мощности:

$$\eta = \frac{P_{\text{пс}}}{P_{\text{д}}} = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}}. \quad (1.10)$$

В любом механизме потерь не избежать, поэтому *КПД всегда меньше единицы*. Но чем выше КПД, тем совершеннее механизм. В соединенных последовательно нескольких механизмах (рис. 1.30). КПД отдельных механизмов равны:

$$\eta_1 = \frac{A_1}{A_{\bar{x}}}; \quad \eta_2 = \frac{A_2}{A_1}; \quad \dots \quad \eta_n = \frac{A_n}{A_{n-1}}. \quad (1.11)$$

По выражению (1.9) общий КПД равен:

$$\eta_{\text{ин}} = \frac{A_n}{A_{\bar{x}}}.$$

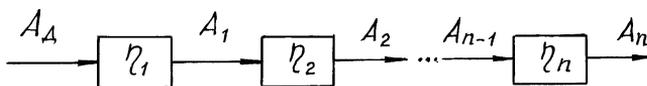


Рис. 1.30. Последовательно расположенные механизмы

После перемножения левых и правых частей уравнений (1.11) получают:

$$\eta_1 \eta_2 \dots \eta_n = \frac{A_1}{A_{\bar{A}}} \frac{A_2}{A_1} \dots \frac{A_n}{A_{n-1}} = \frac{A_n}{A_{\bar{A}}} = \eta_{1n} \quad \text{или}$$

$$\eta_{1n} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n. \quad (1.12)$$

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 $\eta = 0,95 \dots 0,97$ с учетом потерь в подшипниках. Для некоторых механизмов КПД рассчитывают по формулам. В частности, для винтовой пары и червячной передачи:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (1.13)$$

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

С учётом КПД связь между моментами: $T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} \eta$, откуда (1.14)

$$\eta = T_{\text{вых}} / (T_{\text{вх}} i). \quad (1.15)$$

Пример 1.7. Определить КПД механической передачи η при мощностях на входном валу $P_{\text{вх}} = 7,5$ кВт и выходном $P_{\text{вых}} = 6,3$ кВт.

Решение.

КПД по формуле (1.10):

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

Пример 1.8. 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 $T_{\text{вых}} = 4\,800$ Н·м.

Решение.

КПД по формуле (1.15):

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

Пример 1.9. Рассчитать кинематические параметры трёхступенчатого привода ленточного конвейера (рис. 1.31) 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 $\eta_1 = 0,95$; $\eta_2 = 0,96$; $\eta_3 = 0,93$.

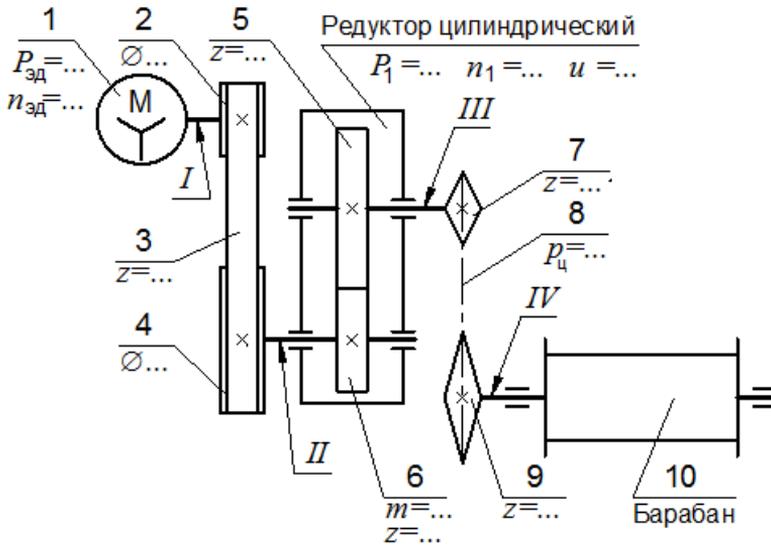


Рис. 1.31. Кинематическая схема привода ленточного конвейера

Решение:

1) Мощности на валах:

$$P_{II} = P_I \eta_1 = 11 \cdot 0,95 = 10,45 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \eta_2 = 10,45 \cdot 0,96 = 10,03 \text{ кВт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \eta_3 = 10,03 \cdot 0,93 = 9,33 \text{ кВт}.$$

2) Частоты вращения валов:

$$n_{II} = n_I / i_1 = 2910 / 4,5 = 647 \text{ об/мин};$$

$$n_{III} = n_{II} / i_2 = 647 / 3,55 = 182 \text{ об/мин};$$

$$n_{IV} = n_{III} / i_3 = 182 / 5 = 36,4 \text{ об/мин}.$$

3) Крутящие моменты на валах:

$$T_I = 9550 P_I / n_I = 9550 \cdot 11 / 2910 = 36,1 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{II} = 9550 P_{II} / n_{II} = 9550 \cdot 10,45 / 647 = 154 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{III} = 9550 P_{III} / n_{III} = 9550 \cdot 10,03 / 182 = 526 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{IV} = 9550 P_{IV} / n_{IV} = 9550 \cdot 9,33 / 36,4 = 2448 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

1.8. Кинематика зубчатых передач

В механизмах зубчатых передач (рис. 1.32) часть профиля зуба выполняется за пределами окружностей радиусов r_{n1} и r_{n2} , часть – внутри их. Окружности радиусов r_{n1} и r_{n2} в ТММ называют *начальными окружностями*. **Начальными называются окружности, перекатывающиеся друг по другу без скольжения.**

Для определения основных параметров зубчатого зацепления используется схема на рис. 1.33, где показаны шаг зубчатых колес p_w и началь-

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

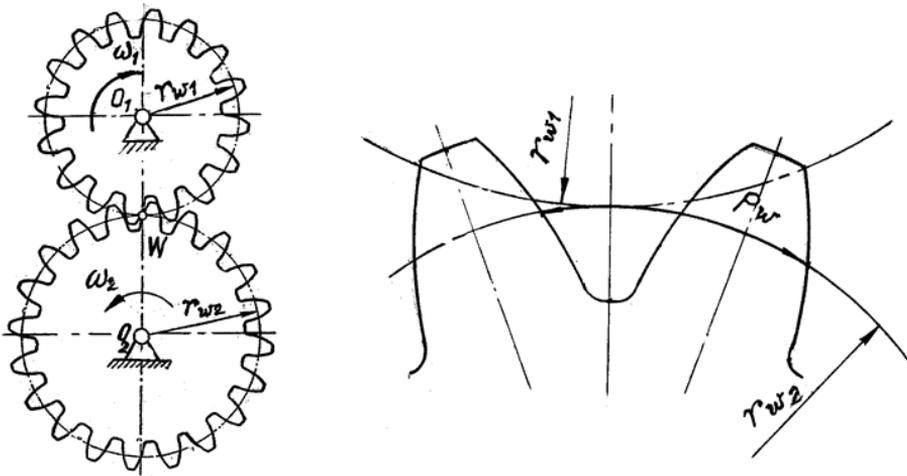


Рис 1.32. Зубчатый механизм Рис 1.33. Параметры зубчатого зацепления

При известном шаге зацепления p_w длины начальных окружностей равны:

$$z p_w = 2\pi r_w,$$

отношение длин окружностей двух колёс:

$$\frac{z_2 p_w}{z_1 p_w} = \frac{2\pi r_{w2}}{2\pi r_{w1}} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}. \quad (1.16)$$

По начальным окружностям линейные скорости обоих колёс равны друг другу:

$$v_w = \omega_1 r_{w1} = \omega_2 r_{w2}. \quad (1.17)$$

Из формул (1.16) и (1.17) следует: передаточное отношение зубчатой передачи равно

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (1.18)$$

Колесо с меньшим числом зубьев называют *шестерней*, ей присваивают индекс 1. Колесо с большим числом зубьев – *колесо* (индекс 2). В трёхступенчатом цилиндрическом редукторе (рис. 1.34) 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 колёс – $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$. Передаточное отношение серии колёс – формула (1.18):

$$i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4}.$$

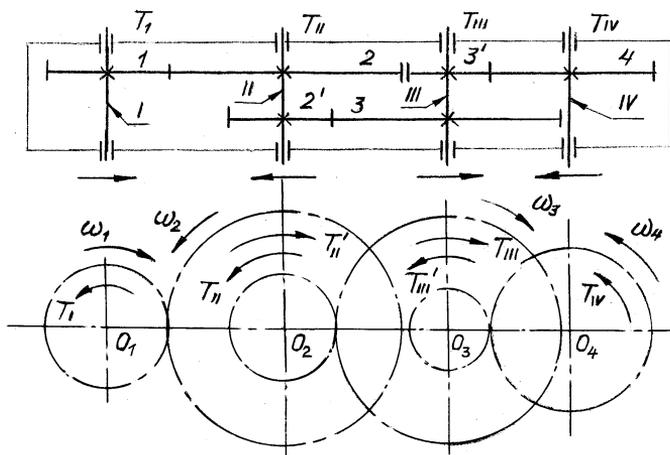


Рис. 1.34. Кинематическая схема трёхступенчатого цилиндрического редуктора

Передаточное отношение для каждой ступени

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{z_3}{z_2}; \quad i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_3}.$$

Перемножив полученные передаточные отношения, получаем

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

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34}. \quad (1.19)$$

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

В каждой зубчатой ступени передаточное отношение равно отношению числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни – формула (1.18). Для любого числа ступеней

$$i_{1n} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \dots \cdot \frac{z_n}{z_{n-1}}. \quad (1.20)$$

Пример 1.10. Рассчитать передаточное отношение трёхступенчатого цилиндрического редуктора (см. рис. 1.34), 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:

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

$$i_{34} = \frac{z_4}{z'_3} = \frac{72}{18} = 4; i_{13} = i_{12} i_{23} = 4 \cdot 3 = 12.$$

2. Общее передаточное отношение редуктора – формула (1.19):

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

3. Общий КПД редуктора

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

4. Угловые скорости валов

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

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

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

Пример 1.11. Рассчитать передаточное отношение сложного зубчатого механизма (см. рис. 1.35), общий КПД и частоту вращения выходного вала 4 при следующих исходных данных: число заходов червяка $z_{c1} = 2$; числа зубьев колес $z_2 = 48$; $z_{2'} = 18$; $z_3 = 54$; $z_{3'} = 22$; $z_4 = 88$; КПД червячной ступени $\eta_c = 0,8$; КПД одной зубчатой ступени $\eta = 0,97$, частота вращения $n_1 = 1440$ об/мин.

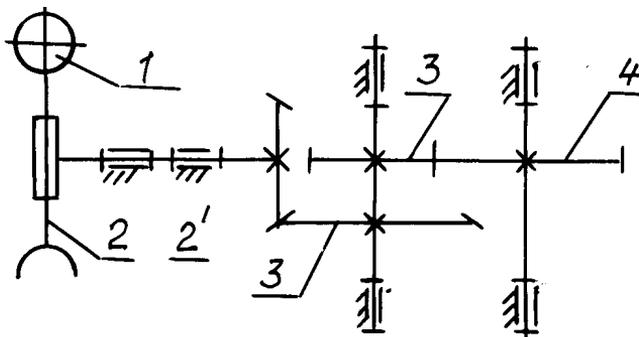


Рис. 1.35. Кинематическая схема сложного зубчатого механизма

Решение.

1. Передаточные отношения:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{2} = 24; i_{23} = \frac{z_3}{z_{2'}} = \frac{54}{18} = 3; i_{34} = \frac{z_4}{z_{3'}} = \frac{88}{22} = 4;$$

2. Общее передаточное отношение редуктора:

$$i_{14} = i_{12} i_{23} i_{34} = 24 \cdot 3 \cdot 4 = 288.$$

3. Общий КПД редуктора

$$\eta_{14} = \eta_c \eta^2 = 0,8 \cdot 0,97^2 = 0,75.$$

4. Частота вращения выходного вала $n_4 = n_1 / i_{14} = 1440 / 288 = 5$ об/мин.

1.9. Эвольвента и её свойства

Эвольвента окружности есть кривая, центры кривизны которой лежат на окружности. Эвольвента окружности (в переводе «развертка») может быть

получена как траектория любой точки прямой, перекатывающейся *без скольжения* по окружности.

Окружность, являющаяся геометрическим местом центров кривизны эвольвенты, называется *эволютой*. В теории зацепления окружность, эвольвентой которой является профиль зуба, называется *основной окружностью*.

Этапы вычерчивания эвольвенты показаны на рис. 1.36. Начальная точка эвольвенты обозначена M_0 . Путем перекатывания прямой по основной окружности в направлении по часовой стрелке по четырем точкам строят правую ветвь эвольвенты.

Прямая M_0M_n называется *производящей прямой*, точка M_0 – *производящей точкой*. Окружность радиуса r_b (b – *basis* – основа) – основная окружность. Из условия перекатывания без скольжения записывают равенства прямых и дуг окружностей при касании производящей прямой с основной окружностью в точках M_1, M_2 и M_3 :

$$\cap M_0M_1 = M'_0M_1; \cap M_0M_2 = M''_0M_2; \cap M_0M_3 = M'''_0M_3. \quad (1.21)$$

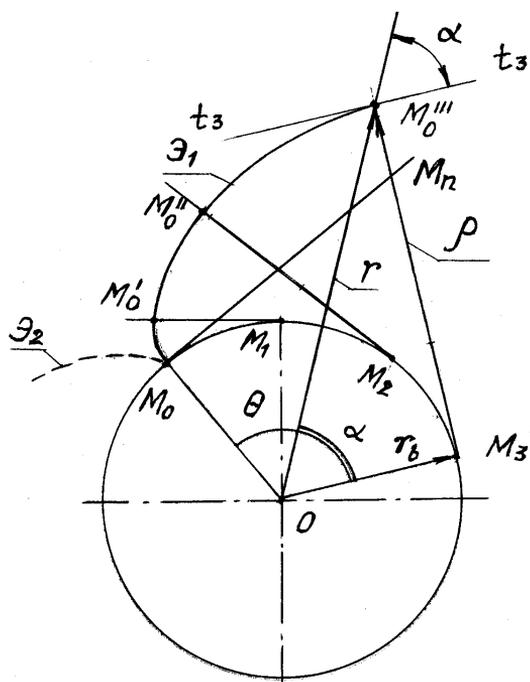


Рис. 1.36. Эвольвента и эволюта

Острый угол между касательной к эвольвенте в точке M'''_0 и радиусом-вектором эвольвенты OM'''_0 обозначают через α . В теории эвольвентного зацепления он называется *углом профиля*.

Угол, образованный начальным радиусом-вектором эвольвенты и ее текущим радиусом-вектором, называется эвольвентным углом и обозначается θ .

Используя уравнение (1.21), записывают:

$$\begin{aligned} r_b \operatorname{tg} \alpha &= r_b (\theta + \alpha), \text{ откуда} \\ \theta &= \operatorname{tg} \alpha - \alpha. \end{aligned} \quad (1.22)$$

Тригонометрическая функция $\operatorname{tg} \alpha - \alpha$ называется **инволютой** (эвольвентной функцией) и обозначается $\operatorname{inv} \alpha$. Таким образом, эвольвентный угол равен инволюте угла профиля:

$$\theta = \operatorname{inv} \alpha. \quad (1.23)$$

Радиус-вектор эвольвенты находят из $\Delta O M_3 M_o''$:

$$r = r_b / \cos \alpha. \quad (1.24)$$

Формулы (1.23) и (1.24) определяют уравнение эвольвенты в полярных координатах r и θ . Вторую ветвь эвольвенты (на рис. 1.36 показана штриховой линией) образуют перекатыванием производящей прямой $M_o M_n$ в направлении против часовой стрелки.

Свойства эвольвенты:

1. Каждая из двух ветвей эвольвенты вполне определяется радиусом основной окружности и положением начала отсчета эвольвентного угла.

2. Эвольвента не имеет точек внутри основной окружности.

3. Нормаль к любой точке эвольвенты направлена по касательной к основной окружности. Это свойство используется для измерения одного из контрольных параметров – длины общей нормали W .

4. Центр кривизны эвольвенты лежит в точке касания нормали с основной окружностью. Это следует из определения основной окружности как геометрического места центров кривизны эвольвенты. Данное свойство позволяет определить радиус кривизны эвольвенты в любой ее точке как расстояние от точки на эвольвенте до точки касания нормали с основной окружностью (см. рис. 1.36):

$$M_3 M_o'' = \rho = r_b \operatorname{tg} \alpha = r \sin \alpha. \quad (1.24)$$

5. Если основной радиус равен бесконечности (т. е. эволюта превращается в прямую), то эвольвента преобразуется также в прямую, перпендикулярную к эволюте, а зубчатое колесо превращается в зубчатую рейку.

На рис. 1.37 приведена эвольвента, построенная по формулам (1.22) и (1.23).

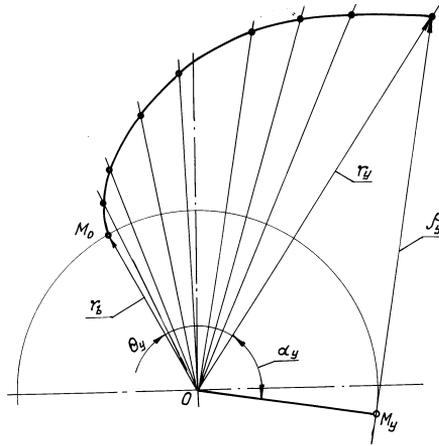


Рис. 1.37. Эвольвента

1.10. Геометрия зубчатого колеса

В зубчатых колёсах базовую роль играет окружность, называемая *делительной*. Для неё можно записать выражение, аналогичное (1.14):

$$\pi d = p z, \text{ откуда} \quad (1.25)$$

$$d = \frac{p}{\pi} z \text{ или}$$

$$d = m z, \quad (1.26)$$

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

$$m = \frac{p}{\pi}, \text{ отсюда шаг} \quad (1.27)$$

$$p = \pi m. \quad (1.28)$$

Из формулы (1.28) 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.** Делительная окружность в торцовом сечении делит зуб на две части: *головку* и *ножку* (рис. 1.38). *Головкой* называют часть зуба, расположенную между делительной окружностью и окружностью вершин диаметра d_a . *Высоту головки* обозначают h_a :

$$h_a = h_a^* m. \quad (1.29)$$

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. 1.39 показан контур зубьев реечного инструмента.

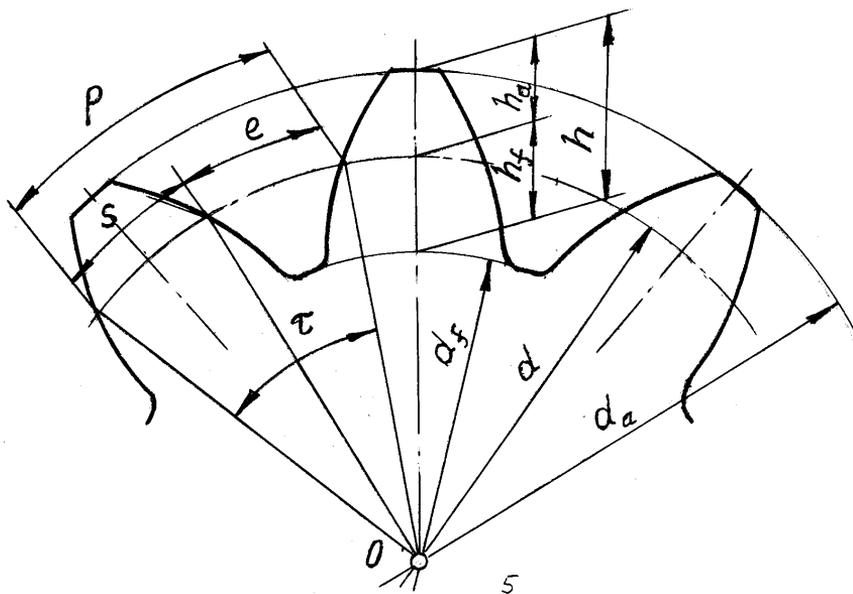


Рис. 1.38. Геометрические параметры цилиндрического колеса

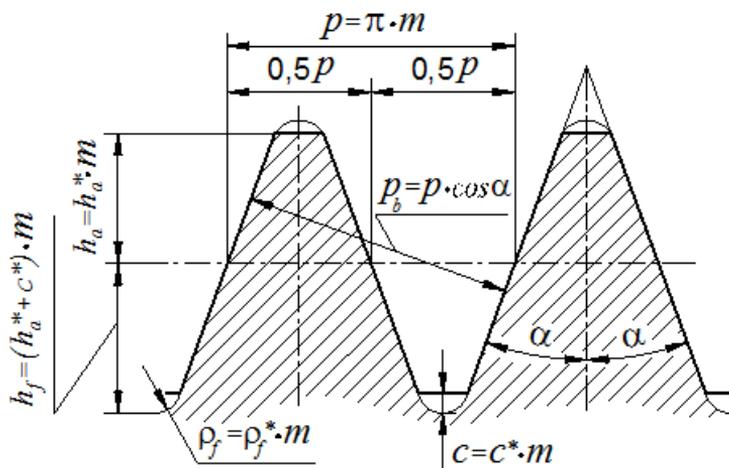


Рис. 1.39. Исходный контур зубчатого колеса

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

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

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. 1.38) 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

$$s = e = 0,5p = 0,5\pi m. \quad (1.30)$$

Высота ножки зуба больше высоты головки на величину радиального зазора:

$$h_f = (h_a^* + c^*)m = 1,25m. \quad (1.31)$$

Высота зуба

$$h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*)m = 2,25m. \quad (1.32)$$

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

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2). \quad (1.33)$$

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

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2(h_a^* + c^*)m = m(z - 2,5). \quad (1.34)$$

$$\text{Угловой шаг колеса} \quad \tau = 2\pi/z. \quad (1.35)$$

1.11. Геометрия эвольвентного зацепления

В зацеплении двух зубчатых звеньев – шестерни и колеса (рис. 1.40) главными являются такие геометрические параметры, как межосевые расстояния.

Межосевое расстояние – полусумма начальных диаметров:

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}). \quad (1.36)$$

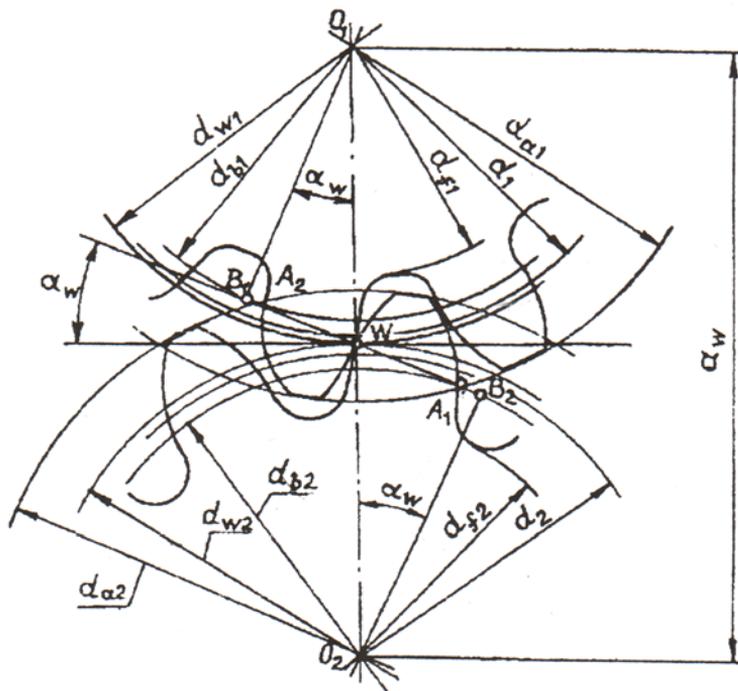


Рис. 1.40. Геометрия зубчатого зацепления

Делительное межосевое расстояние: $a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(z_1 + z_2)$. (1.37)

В соответствии со стандартами на термины, определения и обозначения (ГОСТ 16530 и др.) индексы обозначений несут смысловую нагрузку. Так, индекс a относится к головке (вершине), f – к ножке (впадине), w – к начальной окружности, b – к основной окружности, y – к окружности произвольного диаметра. Обозначения параметров делительных окружностей дают без индекса.

Линия зацепления V_1V_2 . по которой перемещается точка контакта зубьев, является касательной к обеим *основным окружностям* с диаметрами d_{b1} и d_{b2} . Угол между линией зацепления и межосевой линией O_1O_2 называется *углом зацепления α_w* .

Активная линия зацепления A_1A_2 ограничена окружностями вершин колёс с диаметрами d_{a1} и d_{a2} . Отношение длины активной линии зацепления к основному шагу называется *коэффициентом перекрытия*.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{A_1A_2}{p_b} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a_w \sin \alpha_w}{2\pi m \cos \alpha}. \quad (1.37)$$

Для обеспечения непрерывности зацепления коэффициент перекрытия должен быть не менее 1 ($\varepsilon_\alpha \geq 1,2$). В прямозубом зацеплении $\varepsilon_{\alpha \max} = 1,8$. Для увеличения числа зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, до 2-х, 3-х и более используют косозубые колёса.

Для нарезания эвольвентных зубьев наиболее часто используется реечный инструмент, так как профиль зуба эвольвентной рейки представляет собой прямую линию. На рис. 1.41 показаны три различных варианта нарезания зубьев реечным инструментом, отличающихся расположением инструмента и заготовки, а также профили зубьев колес 002С зависящие от расположения режущего инструмента относительно центра заготовки.

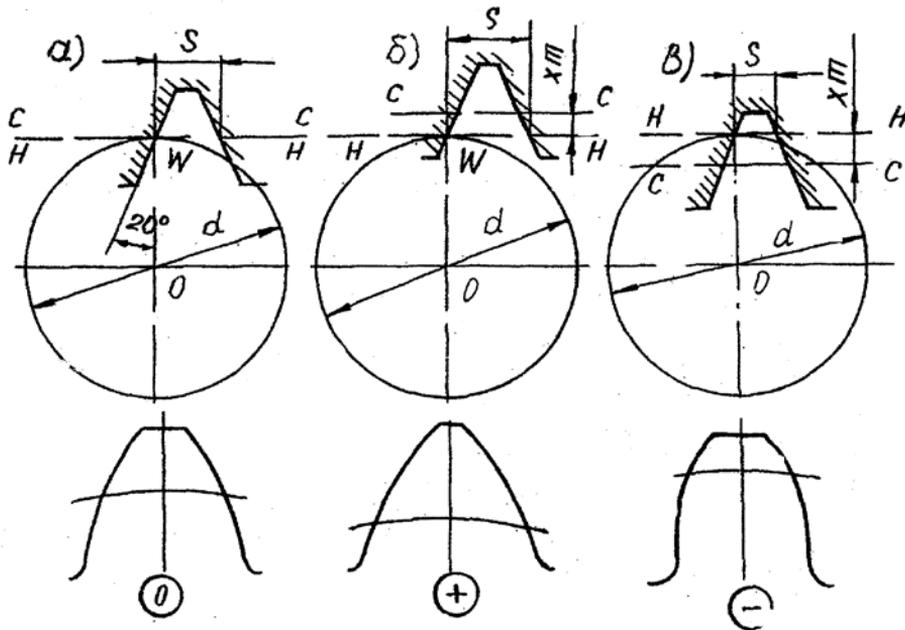


Рис. 1.41. Влияние смещения на профиль зуба

1) Нулевое колесо.

Средняя прямая $C-C$ касается делительной окружности заготовки (рис. 1.41, а). Инструменту и заготовке сообщают такие движения, при которых средняя прямая инструмента катится без скольжения по делительной окружности заготовки. Делительная толщина зуба равна ширине впадины – формула (1.30).

2) Положительное колесо.

Средняя прямая $C-C$ смещена от центра заготовки на величину $\xi = xm$, где x – коэффициент смещения (рис. 1.41, б). По делительной окружности перекачивается без скольжения не средняя, а начальная прямая $H-H$, отстоящая от средней прямой на величину смещения ξ . Толщина зуба по делительной окружности оказывается теперь больше ширины впадины и равна:

$$s = 0,5\pi m + 2xm \operatorname{tg}\alpha. \quad (1.38)$$

В связи с увеличением делительной толщины зуба, а также диаметров вершин и впадин коэффициент смещения x в этом варианте считают положительным.

Положительным называется смещение инструмента от центра заготовки, отрицательным – к центру заготовки.

Эффект влияния смещения на профиль зуба и зависящие от него качественные характеристики связаны с тем, что *при положительном смещении* профиль зуба очерчивается более удаленной от основной окружности, *более пологой частью эвольвенты* (рис. 1.42), при этом *увеличивается делительная толщина зуба* (зуб в основании будет толще) и **повышается изгибная прочность зуба.**

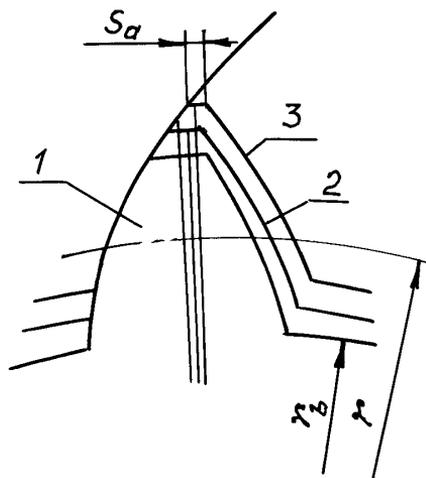


Рис. 1.42. Профили зубьев при различных смещениях

Необходимость положительного смещения часто возникает в целях «исправления» профиля зуба, который будет подрезанным при числе зубьев $z < 17$. Из условия неподрезания необходимо принимать минимальный коэффициент смещения

$$x_{min} = (17 - z)/17 \quad (1.39)$$

либо принимать число зубьев $z \geq 17$. Однако при большом смещении возникает *заострение зуба* (профиль 3 на рис. 1.42), не допустимое по его кромкостойкости. Из условия незаострения толщина зубьев по вершинам $s_a \geq 0,25m$.

При положительном смещении профиль зуба очерчивается более пологой, более удаленной от основной окружности частью эвольвенты; при этом увеличиваются диаметр вершин, диаметр впадин и делительная толщина зуба, но уменьшается толщина зуба по вершинам.

3) *Отрицательное колесо.*

Средняя прямая С-С смещена к центру заготовки на величину ξ (см. рис. 1.41, в). Делительную толщину зубьев рассчитывают по формуле

(1.38) с учетом отрицательного коэффициента смещения. Диаметры вершин и впадин колес при отрицательном смещении уменьшаются.

В зависимости от величин смещения сопряженных колес можно получить три типа передач, отличающихся расположением начальных и делительных окружностей: *нулевые, положительные и отрицательные.*

1) В *нулевой передаче* совпадают начальные и делительные окружности ($d_w = d$), углы зацепления и профиля ($\alpha_w = \alpha = 20^\circ$); также равны друг другу *межосевое a_w и делительное межосевое расстояния.* Нулевой будет передача, составленная из *нулевых колес.*

2) В *положительной передаче* делительные и начальные окружности не совпадают, а коэффициент суммы смещений $x_\Sigma > 0$. Положительная передача чаще всего она *образуется положительными колесами.* В положительном зацеплении межосевое расстояние a_w больше, чем в нулевом, так как диаметры вершин колес увеличиваются, и передачу невозможно вписать в делительное межосевое расстояние a . При увеличении межосевого расстояния увеличивается и угол зацепления.

В положительной передаче по сравнению с нулевой увеличиваются межосевое расстояние a_w и угол зацепления α_w . Такая передача чаще всего составляется из положительных колес.

3) В *отрицательной передаче* $x_\Sigma < 0$, $a_w < a$, $\alpha_w < \alpha$. Ее геометрия изменяется по сравнению с положительной передачей в противоположную сторону.

1.12. Геометрические параметры положительного зацепления

Межосевое расстояние a_w положительного зацепления больше делительного межосевого расстояния a и соответствует выражению

$$a_w = a + ym, \quad (1.40)$$

где y – коэффициент воспринимаемого смещения.

$$y = x_1 + x_2 - \Delta y = x_\Sigma - \Delta y, \quad (1.41)$$

где Δy – коэффициент уравнительного смещения.

Высота зуба при этом уменьшается на величину уравнительного смещения:

$$b = m(2,25 - \Delta y). \quad (1.42)$$

Угол зацепления рассчитывается с использованием уравнений эвольвенты:

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \text{tg } \alpha = \text{inv } \alpha + \frac{2x_\Sigma}{z_\Sigma} \text{tg } \alpha \quad (1.43)$$

либо при известных прочих параметрах:

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha\right). \quad (1.44)$$

Начальные диаметры при известном межосевом расстоянии могут быть рассчитаны по формулам:

$$d_{w2} = i_{12} d_{w1}; \quad (1.45)$$

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) = 0,5(d_{w1} + i_{12}d_{w1}), \text{ откуда} \\ d_{w1} = 2a_w / (i_{12} + 1). \quad (1.46)$$

Начальные диаметры также рассчитывают по формуле:

$$d_w = d \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}. \quad (1.47)$$

Диаметры вершин с учетом смещения рассчитывают по формуле

$$d_a = m (\xi + 2 + 2x - 2\Delta y). \quad (1.48)$$

Диаметры впадин:

$$d_f = m (\xi - 2,5 + 2x). \quad (1.49)$$

С учётом уравнений эвольвенты толщина зуба по окружности произвольного диаметра:

$$s_y = d_y \left(\frac{0,5\pi + 2x \operatorname{tg} \alpha}{z} - \operatorname{inv} \alpha_y + \operatorname{inv} \alpha \right). \quad (1.50)$$

В частности, для проверки отсутствия заострения по вершинам зубьев рассчитывают s_a по формуле (1.50), в которой вместо d_y и α_y ставят d_a и α_a . Угол профиля по вершинам

$$\alpha_a = \arccos(d_b / d_a); \quad (1.51)$$

$$s_a = d_a \left(\frac{0,5\pi + 2x \operatorname{tg} \alpha}{z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a \right). \quad (1.52)$$

1.13. Контрольные параметры

На чертежах деталей в таблице параметров требуется указывать *контрольные параметры*. Контроль взаимного положения разноименных профилей зубьев при изготовлении колес осуществляется измерением размеров:

- длины общей нормали W ;
- постоянной хорды \bar{s}_c ;
- высоты зуба до постоянной хорды \bar{h}_c .

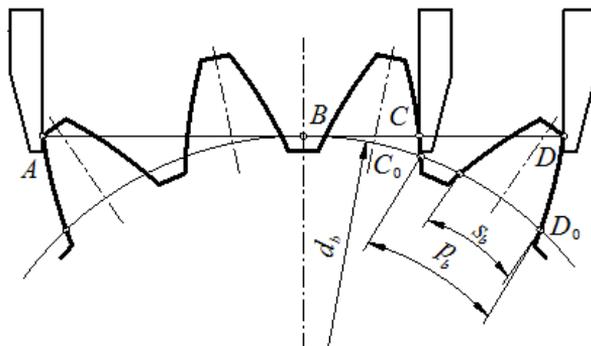


Рис. 1.43. Измерение длины общей нормали

Формулы для расчета этих размеров приведены в ГОСТ 16532. Длину общей нормали W (рис. 1.43) измеряют *обхватом губками штангенциркуля* *определенного числа зубьев z_w* , зависящего от полного числа зубьев колеса z . Эта зависимость связана с недопустимостью кромочного касания зубьев или штангенциркуля, т. е. *губки штангенциркуля своими плоскостями должны касаться эвольвентной поверхности зубьев*. Расчетное число зубьев в длине общей нормали для прямозубых колес:

$$z_w = \frac{z}{\pi} \left(\operatorname{tg} \alpha_x - \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z} - \operatorname{inv} \alpha \right) + 0,5, \quad (1.53)$$

где α_x – угол профиля в точке на концентрической окружности диаметра d_x ,

$$d_x = d + 2xm. \quad (1.54)$$

Угол профиля на диаметре d_x :

$$\alpha_x = \arccos \left(\frac{z \cos \alpha}{z - 2x} \right). \quad (1.55)$$

Величина z_w может быть также принята из табл. 1.1.

Таблица 1.1

Число зубьев колеса z	12–18	19–27	28–36	37–45	46–54	55–63	64–72	73–81
Число обхватываемых зубьев z_w	2	3	4	5	6	7	8	9

Длина общей нормали

$$W = (\pi (z_w - 0,5) + 2x \operatorname{tg} \alpha - z \operatorname{inv} \alpha) m \cos \alpha. \quad (1.56)$$

Постоянную хорду \bar{s}_c и расстояние до постоянной хорды \bar{h}_c измеряют специальным инструментом – *штангензубомером*. Допускаемые значения контрольных параметров зависят от степени точности изготовления колес. По ГОСТ 1643 для цилиндрических колес приняты 12 степеней точности, из которых самая низкая – двенадцатая.

Постоянная хорда \bar{s}_c – отрезок прямой, соединяющей две точки с разноименных профилей зуба, на пересечении профилей с нормальными к ним, проведенными из точки пересечения оси симметрии зуба с делительной окружностью (рис. 1.44):

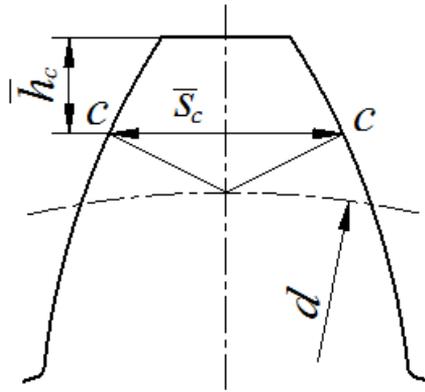


Рис. 1.44. Измерение постоянной хорды и расстояния до неё

$$\bar{s}_c = m (0,5\pi \cos^2\alpha + x \sin 2\alpha). \quad (1.57)$$

Высота до постоянной хорды \bar{h}_c определяется как кратчайшее расстояние от вершины зуба до средней точки постоянной хорды:

$$\bar{h}_c = 0,5(d_a - d - \bar{s}_c \operatorname{tg}\alpha). \quad (1.58)$$

1.14. Планетарные механизмы

1.14.1. Редуктор Джеймса

Передачи вращения, у которых одна или несколько осей вращения зубчатых колес подвижны, называются **планетарными** либо **дифференциальными**. Один из самых распространенных механизмов – простой планетарный редуктор (рис. 1.45), или редуктор Джеймса.

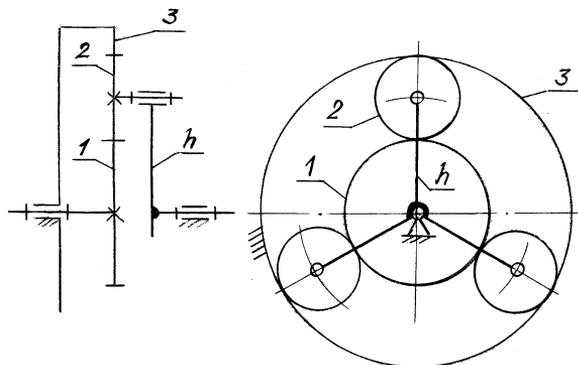


Рис. 1.45. Редуктор Джеймса

Он состоит из трех подвижных звеньев 1, 2, h и стойки, с которой соединено колесо с внутренними зубьями 3. Колеса 1 и 3 – *центральные*, причем колесо 1 – *солнечное*, а колесо 3 – *корончатое*. Колеса 2 с подвижными геометрическими осями называют *сателлитами*. Планетарный механизм имеет один или несколько сателлитов. Отличительной особенностью планетарных и дифференциальных механизмов является наличие рычажного звена h , называемого *водилом*, в котором установлены сателлиты.

Планетарным называется зубчатый механизм с подвижными осями, в котором одно из колес – неподвижное.

Вывод кинематических соотношений в планетарных редукторах производится с использованием *метода обращения движения* (метода Виллиса).

По методу обращения движения системе звеньев сообщается движение со скоростью, равной скорости одного из звеньев, но с противоположным знаком. Такое звено будет условно неподвижным.

В планетарном механизме подвижные оси можно условно остановить, задавая всем звеньям механизма вращательное движение с угловой скоростью $-\omega_h^3$ (верхний индекс указывает неподвижное звено). При этом водило остановится, а звено 3 начнет вращаться. Образованный при этом *обращенный механизм* представляет собой обычный двухступенчатый редуктор с двумя зацеплениями: z_1/z_2 и z_2/z_3 , для которого нетрудно определить передаточное отношение, выраженное через числа зубьев. Угловые скорости звеньев планетарного и обращенного механизмов приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Номер звена	Планетарный механизм	Обращенный механизм
1	ω_1^3	$\omega_1^h = \omega_1^3 - \omega_h^3$
2	ω_2^3	$\omega_2^h = \omega_2^3 - \omega_h^3$
3	$\omega_3^3 = 0$	$\omega_3^h = \omega_3^3 - \omega_h^3 = -\omega_h^3$
h	ω_h^3	$\omega_h^h = \omega_h^3 - \omega_h^3 = 0$

Из табл. 1.3 видно, что в последней колонке таблицы угловые скорости звеньев обращенного механизма определяют вычитанием угловой скорости водила из угловых скоростей звеньев планетарного механизма. *Передаточное отношение обращенного механизма:*

$$i_{13}^h = \frac{\omega_1^h}{\omega_3^h} = \frac{\omega_1^3 - \omega_h^3}{-\omega_h^3} = 1 - \frac{\omega_1^3}{\omega_h^3} = 1 - i_{1h}^3, \quad (1.59)$$

откуда *передаточное отношение планетарного механизма:*

$$i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h. \quad (1.60)$$

Формула Виллиса: Передаточное отношение планетарного механизма, рассчитанное от зубчатого колеса к водилу, равно единице минус передаточное отношение обращенного механизма.

По формуле Виллиса можно рассчитать передаточное отношение любого планетарного механизма, а также угловые скорости всех звеньев. После подстановки чисел зубьев формула (1.14.2) примет вид:

$$i_{1h}^3 = \frac{\omega_1^3}{\omega_h^3} = 1 - i_{12}^h i_{23}^h = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \frac{z_3}{z_2} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (1.61)$$

В формуле (1.61) использованы: знак «минус» — для внешнего зацепления z_1/z_2 и знак «плюс» — для внутреннего z_2/z_3 . Из нее следует, что так как числа зубьев положительные, то передаточное отношение i_{1h}^3 всегда положительное, а звенья 1 и h вращаются в одном направлении. Из формулы (1.61) можно определить угловую скорость водила:

$$\omega_h^3 = \omega_1^3 / i_{1h}^3. \quad (1.62)$$

Редуктор Джеймса — самый распространенный планетарный механизм. Он сравнительно прост в изготовлении, имеет малые осевые габариты и в два раза меньшую массу, чем рядовая передача. Он работает в интервале передаточных отношений $i_{1h}^3 = 3 \dots 8$ с высоким коэффициентом полезного действия (до 0,98). Число сателлитов чаще всего $n_c = 3$ (до $n_c = 6$). Он используется в силовых передачах в виде отдельных устройств — редукторов, мотор-редукторов, а также конструкций, встроенных в колесо, звездочку либо в барабан лебедки и другие устройства.

1.14.2. Редуктор Давида

В технике используются самые разнообразные схемы планетарных редукторов. Далее рассмотрим один из них. *Редуктор Давида* с внешним и внутренним зацеплениями (эпигипоциклический механизм) имеет сдвоенные сателлиты $z_2 - z_2'$ (рис. 1.46), которые так же, как и в редукторе Джеймса, входят в два зацепления: z_1/z_2 и z_2'/z_3 .

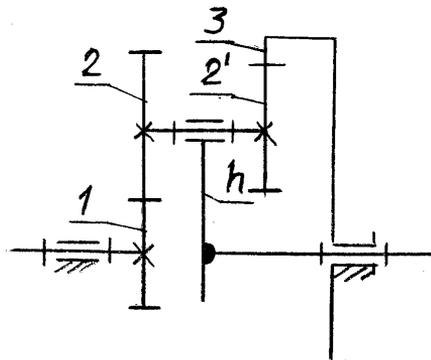


Рис. 1.46. Эпигипоциклический механизм

Его передаточное отношение всегда положительно. Это следует из формулы, аналогичной (1.61):

$$i_{1h}^3 = 1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2}. \quad (1.63)$$

Такой механизм имеет высокий КПД и достаточно широко применяется в силовых механизмах. Он имеет передаточные отношения $i_{1h}^3 = 7 \dots 16$ и высокий КПД (до 0,97), но уступает редуктору Джеймса в простоте конструкции и габаритах.

1.14.3. Дифференциальный механизм

Если в редукторе Джеймса раскрепить колесо 3, то такой механизм станет дифференциальным (*дифференциалом*, рис. 1.47).

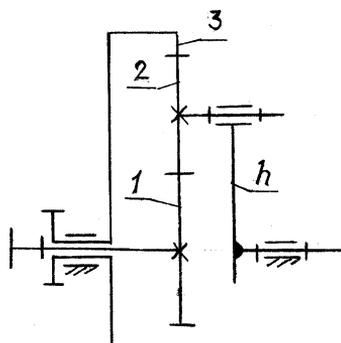


Рис. 1.47. Дифференциальный механизм

Механизм имеет две степени свободы, поэтому для определенности движения он должен иметь заданными законы движения двух звеньев. Например, звеньев 1 и 3, 1 и h или 3 и h.

Дифференциалом называется зубчатый механизм с подвижными осями, в котором все колеса вращаются.

Если задаться законами движения углов поворота колес 1 и 3, то угол поворота ведомого водила h может быть записан формулой общего вида:

$$\varphi_h = f(\varphi_1, \varphi_3).$$

По правилу дифференцирования сложных функций выводят *уравнение дифференциалов*:

$$\omega_h = \omega_1 i_{h1}^3 + \omega_3 i_{h3}^1. \quad (1.64)$$

Угловая скорость ведомого звена дифференциала равна сумме угловых скоростей ведущих звеньев. Каждое слагаемое умножается на постоянный численный коэффициент, равный передаточному отношению от ведомого звена к ведущему при остановленном втором ведущем.

1.14.4. Замкнутые дифференциальные механизмы

Если в дифференциале ведущие звенья соединить между собой дополнительной зубчатой передачей, то образуется *замкнутый дифференциальный механизм* (рис. 1.48).

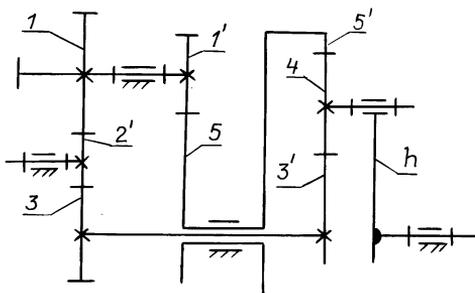


Рис. 1.48. Замкнутый дифференциальный механизм

Такой механизм требует задания *одной обобщенной координаты*, т. е. одного ведущего звена. В данном механизме ведущим является звено 1, которое через дополнительную кинематическую цепь $z_1/z_2/z_3 - z_1'/z_5$ передает вращательное движение на ведущие колеса дифференциала 3' и 5. Водило h – ведомое звено.

В замкнутом дифференциальном механизме оба ведущих звена связаны дополнительной кинематической цепью, уменьшающей число степеней свободы механизма до единицы.

В замкнутом дифференциале, встроенном в барабан лебедки (рис. 1.49), единственным ведущим звеном является солнечное колесо 1, которое через сателлит 2 передает вращение на ведомое корончатое колесо 3, встроенное в барабан. Водило h в дифференциале является вторым ведущим звеном, которое получает вращение не от второго источника движения, а от барабана через дополнительную передачу $z_3/z_4/z_5$. Необходимые кинематические соотношения могут быть получены из формулы (1.64).

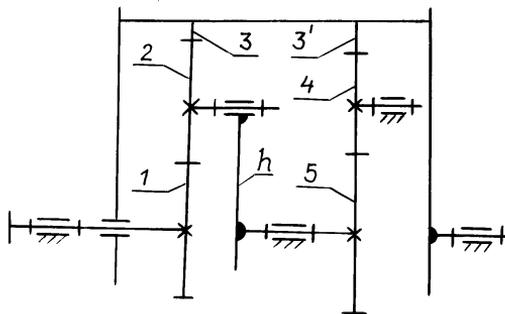


Рис. 1.49. Дифференциал, встроенный в барабан лебедки

1.14.5. Конический дифференциал

Дифференциальные механизмы могут включать также и конические зубчатые колеса, как, например, в *автомобильном дифференциале* (рис. 1.50). От карданного вала через главную передачу гипоидными колесами 1 и 2 вращение передается на коробку h , служащей водилом. В водиле h расположены два одинаковых сателлита 3, имеющие возможность свободного вращения относительно собственных осей. Сателлиты зацепляются с двумя одинаковыми колесами 4 и 5, скрепленными с полуосями.

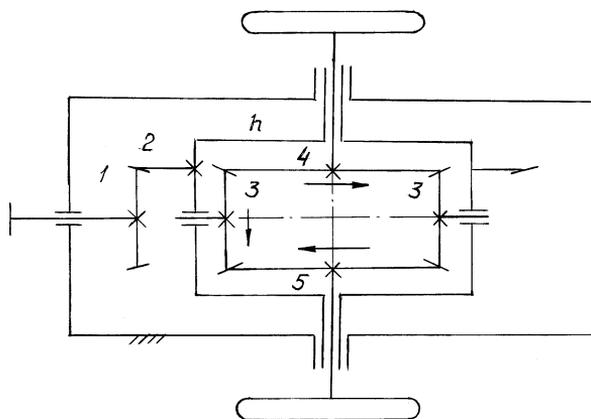


Рис. 1.50. Конический дифференциал заднего моста автомобиля

Если колеса движутся по прямым, то моменты сил сопротивления на полуосях равны, сателлиты 3 находятся относительно их собственных осей вращения в равновесии и не поворачиваются вокруг них. Тогда коробка h вместе с сателлитами 3 и полуосями вращаются как одно целое в одну и ту же сторону с одинаковой угловой скоростью. Передача крутящего момента на ведущие полуоси происходит *по принципу зубчатой муфты*.

Согласно методу обращения движения при остановленном водиле h передаточное отношение между полуосями:

$$i_{45}^h = \frac{\omega_4 - \omega_h}{\omega_5 - \omega_h}. \quad (1.65)$$

При остановленном водиле h колеса 4 и 5 могут вращаться только в разные стороны, поэтому

$$i_{45}^h = -\frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_3} = -\frac{z_5}{z_4} = -1. \quad (1.66)$$

Из формул (1.65) и (1.66) следует: $i_{45}^h = \frac{\omega_4 - \omega_h}{\omega_5 - \omega_h} = -1$

или $\omega_4 - \omega_h = \omega_h - \omega_5$, откуда

$$\omega_h = \frac{\omega_4 + \omega_5}{2}. \quad (1.67)$$

При движении автомобиля по прямой $\omega_h = \omega_4 = \omega_5$. Если одно из колес остановится, например, колесо 4, то колесо 5 будет иметь в два раза большую скорость, чем коробка h :

$$\omega_h = \omega_5 / 2 \text{ и } \omega_5 = 2\omega_h.$$

Как только колеса начнут двигаться по кривым различных радиусов, сателлиты 3 начнут поворачиваться вокруг своих осей и механизм начнет работать как дифференциальный. Колеса 4 и 5, вращаясь с разными угловыми скоростями ω_4 и ω_5 , будут передавать на полуоси разные моменты.

1.14.6. Синтез планетарных механизмов

При назначении чисел зубьев простых зубчатых механизмов необходимо учитывать ряд ограничений:

- а) числа зубьев должны быть целыми числами;
- б) выбранные числа зубьев должны давать передаточное отношение i с допустимой точностью Δi ; по ГОСТ 2185 при $i \geq 3,5$ $\Delta i = \pm 4\%$;
- в) рекомендуется для большинства случаев использовать нулевые прямозубые колеса с ограничениями для колес с наружными зубьями по минимально допустимым числам зубьев из условия неподрезания – $z_{н. \min} = 17$, для колес с внутренними зубьями из условия отсутствия интерференции – $z_{в. \min} = 19$.

Специальные условия синтеза рассмотрены на примере простого планетарного механизма (редуктор Джеймса, рис. 1.51). Механизм имеет два зацепления: внешнее z_1/z_2 и внутреннее z_2/z_3 .

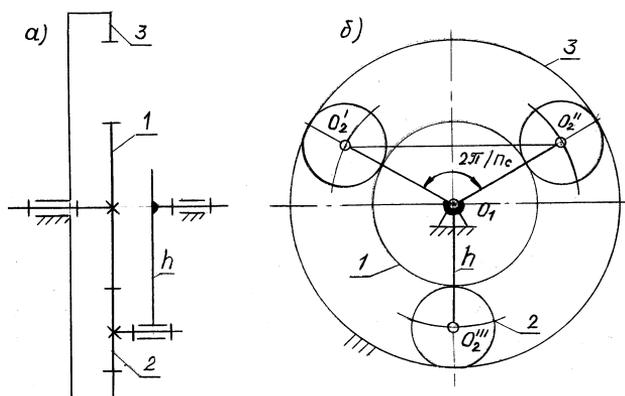


Рис. 1.51. Простой планетарный механизм

1. Условие соосности предполагает равенство межосевых расстояний обоих зацеплений, так как оси центральных колес совпадают:

$$a_{12} = a_{32} \text{ или } r_1 + r_2 = r_3 - r_2.$$

Так как $r = mz/2$, можно записать:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2, \text{ откуда} \quad (1.68)$$

$$z_2 = (z_3 - z_1)/2. \quad (1.69)$$

2. Кинематическое условие, выраженное через числа зубьев, – формула

$$(1.60): \quad i_{1h}^3 = 1 + z_3/z_1, \text{ откуда}$$

$$z_3 = (i_{1h}^3 - 1) z_1. \quad (1.70)$$

При точности $\Delta i = 0$ подбор чисел зубьев можно вести в такой последовательности:

а) задаваясь $z_1 = 17, 18$ и т. д., находят z_3 по формуле (1.70);

б) рассчитывают z_2 из условия соосности – формула (1.69);

в) выполняют проверки по следующим трем условиям.

3. Условие соседства предполагает отсутствие интерференции зубьев соседних сателлитов. Для этого необходимо, чтобы расстояние между осями соседних сателлитов было больше диаметра вершин сателлитов d_{a2} (двух радиусов $2r_{a2}$).

$$2(r_1 + r_2) \sin(\pi/n_s) > 2r_{a2} = m(z_2 + 2) \text{ или}$$

$$(z_1 + z_2) \sin(\pi/n_s) - z_2 > 2. \quad (1.71)$$

При числе сателлитов $n_s \leq 3$ условие соседства всегда выполняется. Недопустимая по условию соседства ситуация показана на рис. 1.52.

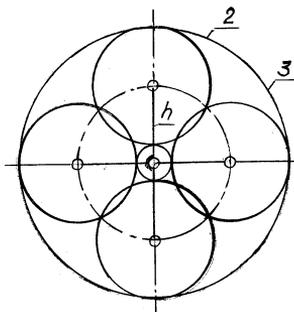


Рис. 1.52. Схема при невыполнении условия соседства

4. Условие сборки предполагает отсутствие интерференции зубьев сателлитов с зубьями центральных колес.

После установки первого сателлита подвижное центральное колесо 1 займет строго определенное положение. При невыполнении условия сборки при установке других сателлитов их зубья не окажутся точно против впадин центральных колёс и осуществить сборку колес будет невозможно (рис. 1.53).

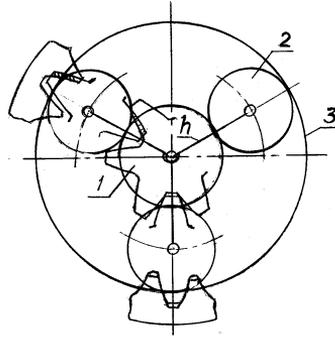


Рис. 1.53. Схема при невыполнении условия сборки

Условие сборки характеризуется выражением:

$$\gamma = \frac{z_1 i_{1h}^3}{n_c} (1 + n_c n) = \Pi, \quad (1.72)$$

где Π – любое целое число (1, 2, 3 и т. д.).

В простейшем случае при $n = 0$

$$\gamma = \frac{z_1 i_{1h}^3}{n_c} = \Pi. \quad (1.73)$$

Для редуктора Джеймса условие сборки (1.14.15) запишется так:

$$\gamma = \frac{z_1(1 + z_3/z_1)}{n_c} = \frac{z_1 + z_3}{n_c} = \Pi. \quad (1.74)$$

5. Условие правильного зацепления предполагает отсутствие интерференции зубьев зацепляющихся колес. Во внешнем зацеплении с нулевыми колесами при числах зубьев обоих колес больше 17 интерференция в виде заклинивания колес будет отсутствовать. Во внутреннем зацеплении интерференции не будет, если число зубьев колеса с внутренними зубьями $z_3 \geq 81$, а шестерни с наружными зубьями $z_2 \geq 19$, как следует из табл. 1.3.

Таблица 1.3

z_2	17	18	19	20	21	22	23
z_3	∞	>144	>81	>60	>50	>44	>41

В планетарных механизмах выбор чисел зубьев ограничивается условиями соосности, соседства, сборки и правильности зацепления.

Для редуктора Джеймса (рис. 1.51) числа зубьев можно определить из следующей пропорции:

$$z_1 : z_2 : z_3 : \gamma = n_c : n_c \frac{i_{1h}^3 - 2}{2} : n_c (i_{1h}^3 - 1) : i_{1h}^3 (1 + n_c n). \quad (1.75)$$

Пример 1.12. Подобрать числа зубьев редуктора Джеймса при передаточном отношении $i_{1h}^3 = 7$ и числе сателлитов $n_c = 3$.

Решение.

Числа зубьев определяем из пропорции (1.75), умножая каждый её член на постоянный для всех чисел зубьев коэффициент:

$$z_1 = 3p; z_2 = 3 \frac{7-2}{2} p = 7,5p;$$

$$z_3 = 3 \cdot (7-1)p = 18p; \gamma = 7p(1+4n)$$

Принимаем $p = 6$ (чётный, чтобы получить целое z_2), обеспечивающей $z_2 > 17$:

$$z_1 = 3 \cdot 6 = 18; z_2 = 7,5 \cdot 6 = 45; z_3 = 18 \cdot 6 = 108; \gamma = 7 \cdot 6(1 + 4n) = 42(1 + 4n).$$

Проверки:

а) при $z_2 = 45$ и $z_3 = 108$ интерференции нет (см. табл. 1.3);

б) передаточное отношение $i_{1h}^3 = 1 + \frac{108}{18} = 7$;

в) условие соосности: $18 + 45 = 108 - 45$; $63 = 63$;

г) условие соседства: $(18 + 45) \sin \frac{\pi}{3} - 45 = 18,9 > 2$.

д) условие сборки: γ равно целому числу при любом n (выполняется).

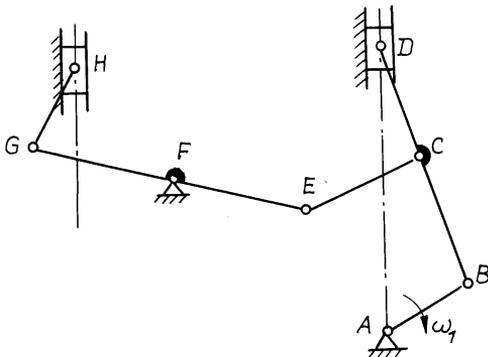
Вывод. Все условия выполнены. Принято $z_1 = 18$; $z_2 = 45$; $z_3 = 108$.

1.15. Экзаменационные задачи

по ОПП (раздел Теория механизмов и машин)

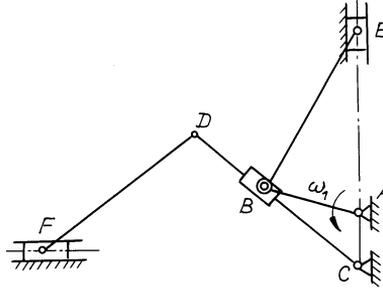
Задача № 1

Выполнить структурный анализ рычажного восьмизвенника: определить число звеньев, кинематических пар и степеней свободы.



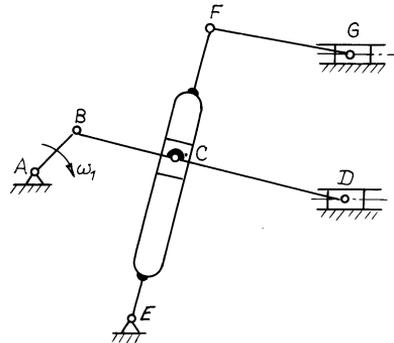
Задача № 2

Выполнить структурный анализ рычажного восьмизвенника: определить число звеньев, кинематических пар и степеней свободы.



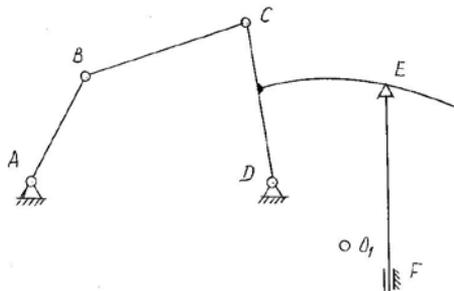
Задача № 3

Выполнить структурный анализ рычажного восьмизвенника: определить число звеньев, кинематических пар и степеней свободы.



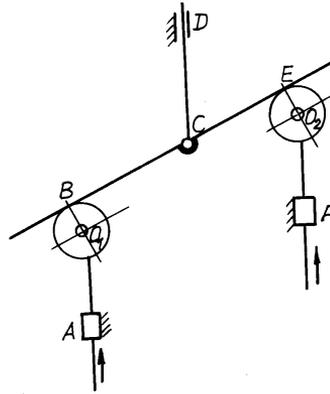
Задача № 4

Выполнить структурный анализ рычажного механизма с высшей кинематической парой: определить число звеньев, кинематических пар и степеней свободы.



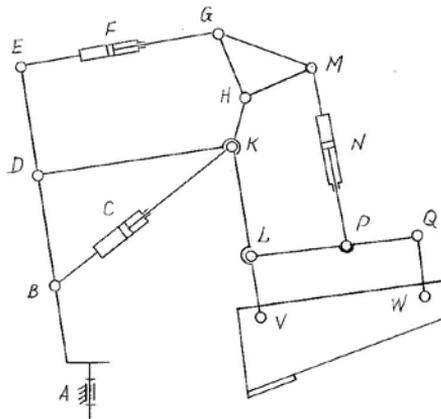
Задача № 5

Выполнить структурный анализ рычажного механизма с высшими кинематическими парами: определить число звеньев, кинематических пар и степеней свободы.



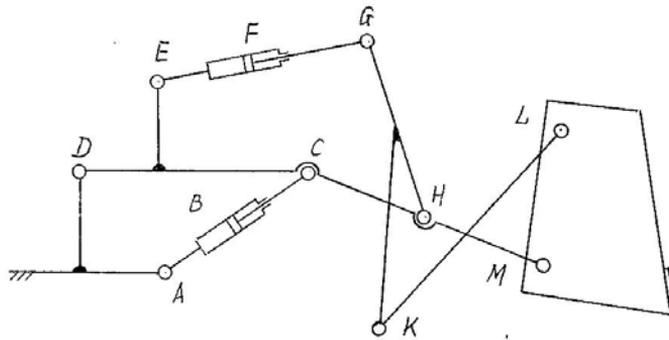
Задача № 6

Выполнить структурный анализ рычажного механизма с гидроцилиндрами: определить число звеньев, кинематических пар и степеней свободы.



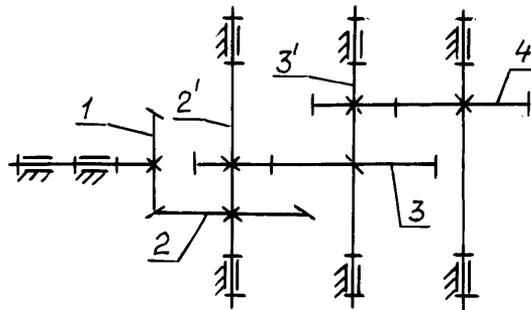
Задача № 7

Выполнить структурный анализ рычажного механизма с гидроцилиндрами: определить число звеньев, кинематических пар и степеней свободы.



Задача № 8

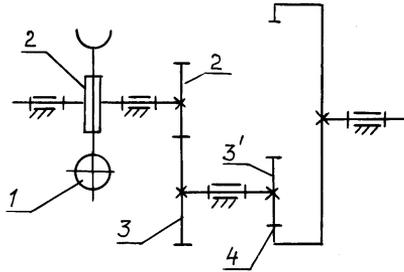
Рассчитать передаточное отношение каждой ступени сложного зубчатого механизма и общее передаточное отношение i_{14} , общий КПД η_{14} , если КПД одного зубчатого зацепления $\eta = 0,96$. Рассчитать угловую скорость ведомого звена ω_4 . Вычертить кинематическую схему.



Параметр	Вариант		
	1	2	3
Числа зубьев z_1	18	20	22
z_2	38	45	50
$z_{2'}$	19	22	25
z_3	56	68	78
$z_{3'}$	24	26	28
z_4	82	88	92
Угловая скорость ω_1, c^{-1}	100	120	140

Задача № 9

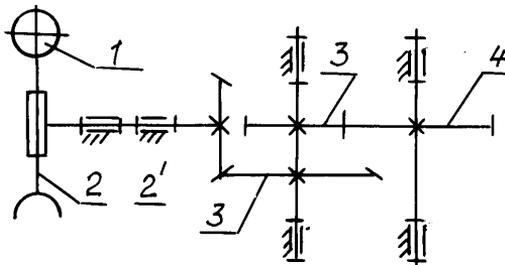
Рассчитать передаточное отношение каждой ступени сложного зубчатого механизма и общее передаточное отношение i_{14} , общий КПД η_{14} , если КПД одного зубчатого зацепления $\eta = 0,96$. Рассчитать угловую скорость ведомого звена ω_4 . Вычертить кинематическую схему.



Параметр	Вариант		
	1	2	3
Числа зубьев z_1	1	2	4
z_2	40	70	60
$z_{2'}$	18	20	22
z_3	80	90	100
$z_{3'}$	20	24	28
z_4	110	115	120
Угловая скорость $\omega_1, \text{с}^{-1}$	170	190	210
КПД червячной передачи η_n	0,75	0,85	0,9

Задача № 10

Рассчитать передаточное отношение каждой ступени сложного зубчатого механизма и общее передаточное отношение i_{14} , общий КПД η_{14} , если КПД одного зубчатого зацепления $\eta = 0,96$. Рассчитать угловую скорость ведомого звена ω_4 . Вычертить кинематическую схему.



Параметр	Вариант		
	1	2	3
Числа зубьев z_1	1	2	4
z_2	46	58	62
$z_{2'}$	18	20	22
z_3	40	45	50
$z_{3'}$	20	22	24
z_4	82	90	96
Угловая скорость $\omega_1, \text{с}^{-1}$	140	160	180
КПД червячной передачи η_n	0,72	0,84	0,91

Задача № 11

Вычертить в масштабе эвольвенту и профиль одного зуба. Рассчитать d , d_b , d_a , d_f , p . Угол профиля $\alpha = 20^\circ$. Коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$. Коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$. Коэффициент радиуса переходной кривой $\rho_f^* = 0,4$.

Параметр	Вариант		
	1	2	3
Модуль колеса m , мм	4	5	3
Число зубьев z	14	15	13
Коэффициент смещения x	+0,4	+0,3	+0,5
Коэффициент уравнивающего смещения Δx	0,07	0,05	0,09

Задача № 12

Определить параметры внешнего цилиндрического зубчатого колеса с нормальным исходным контуром ($\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$): d , d_b , d_a , d_f , p , s , h_a , h_f , b . Вычертить кинематическую схему, два зуба и указать на чертеже рассчитанные параметры.

Параметр	Вариант		
	1	2	3
Модуль колеса m , мм	3	5	10
Число зубьев z	25	30	40

Задача № 13

Рассчитать параметры эвольвентного цилиндрического нулевого зацепления: i_{12} , d_{a1} , d_{a2} , d_{b1} , d_{b2} , a , ε_a . Вычертить кинематическую схему.

Параметр	Вариант		
	1	2	3
Модуль колеса m , мм	3	5	10
Числа зубьев z_1	12	13	15
z_2	88	47	41

Примечание. Нормальный исходный контур ($\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$).

1.16. Тестовые задания

по ОПП (раздел Теория механизмов и машин)

1. Машина – это устройство, предназначенное для...

- 1) выполнения полезной работы
- 2) преобразования движений
- 3) передачи движений
- 4) передачи и преобразования движения

2. Устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации, это...

- 1) кинематическая пара
- 2) механизм
- 3) машина
- 4) узел

3. 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

4. Энергетическая машина – это...

- 1) машина, предназначенная для преобразования любого вида энергии в механическую энергию (и наоборот)
- 2) машина, предназначенная для преобразования материалов
- 3) машина, изменяющая форму, свойства и состояние объекта
- 4) машина, предназначенная для преобразования информации

5. Генератор электрического тока является машиной...

- 1) транспортной
- 2) технологической
- 3) энергетической
- 4) информационной

6. Рабочая машина – это...

- 1) машина – двигатель
- 2) машина, преобразующая информацию
- 3) машина, преобразующая материалы
- 4) кибернетическая машина

7. Транспортная машина – это...

- 1) машина – двигатель
- 2) машина, изменяющая форму, свойства и состояние объекта
- 3) технологическая машина, преобразующая форму объекта
- 4) машина, изменяющая положение перемещаемого объекта

8. Электродвигатель – это машина...

- 1) технологическая
- 2) энергетическая
- 3) информационная
- 4) транспортная

9. Бульдозер – это машина...

- 1) технологическая
- 2) транспортная
- 3) энергетическая
- 4) технологическая и транспортная

10. Компрессор – это машина...

- 1) энергетическая
- 2) технологическая
- 3) информационная
- 4) транспортная

11. Механизмом называется...

- 1) устройство для преобразования энергии
- 2) устройство для передачи полезной работы
- 3) устройство для преобразования механического движения
- 4) система подвижных звеньев, связанных кинематическими парами

12. Механизм предназначен для...

- 1) выполнения полезной работы
- 2) передачи и преобразования механических движений
- 3) передачи информации
- 4) передачи и преобразования энергии

13. Механизм может содержать... звеньев.

- 1) 1
- 2) 4
- 3) 9
- 4) сколько угодно

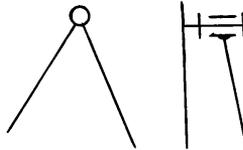
14. Портальный кран – это...

- 1) технологическая машина
- 2) транспортная машина
- 3) механизм
- 4) энергетическая машина

15. Кинематической парой называется...

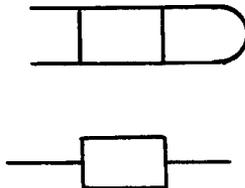
- 1) неподвижное соединение двух соприкасающихся звеньев
- 2) подвижное соединение более чем двух звеньев
- 3) подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев
- 4) шарнир

16. На рисунке приведено условное обозначение по ГОСТ 2.770...



- 1) винтовой кинематической пары
- 2) поступательной кинематической пары
- 3) цилиндрической кинематической пары
- 4) вращательной кинематической пары

17. На рисунке приведено условное обозначение по ГОСТ 2.770...



- 1) винтовой кинематической пары
- 2) поступательной кинематической пары
- 3) цилиндрической кинематической пары
- 4) вращательной кинематической пары

18. Шаровой шарнир имеет...степеней свободы.

- 1) 1 2) 2 3) 3 4) 4

19. Стойка – это...

- 1) жесткое звено 2) упругое звено,
3) неподвижное звено 4) не звено

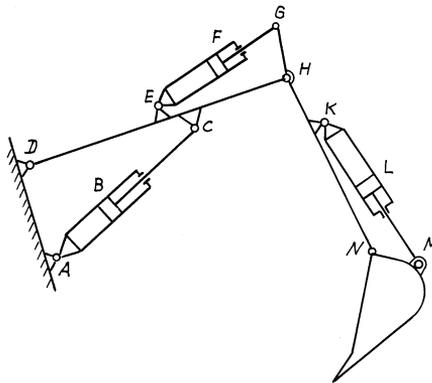
20. Стойка – это...

- 1) первое звено 2) неподвижное звено
3) последнее звено 4) промежуточное звено

21. У свободно движущегося тела... степеней свободы.

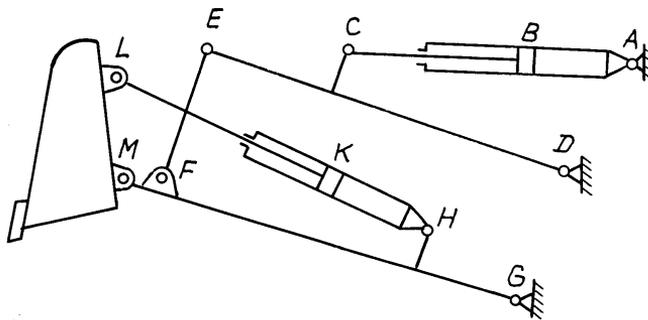
- 1) 1 2) 3 3) 6 4) 8

22. Число степеней свободы плоского механизма, кинематическая схема которого приведена на рисунке, равно ...



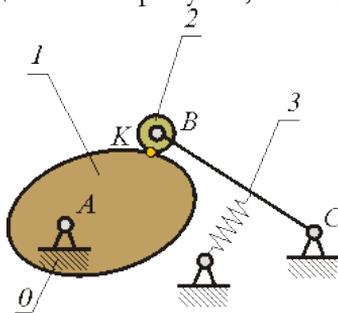
- 1) 1 2) 2 3) 3 4) 4

23. Число степеней свободы плоского механизма, кинематическая схема которого приведена на рисунке, равно ...



- 1) 0 2) 2 3) 3 4) 4

24. Механизм, приведенный на рисунке, является...



- | | |
|-------------------------|----------------------------|
| 1) кривошипно-ползунным | 2) кулачковым |
| 3) пружинным | 4) кривошипно-коромысловым |
25. Кривошипно-ползунный механизм содержит...

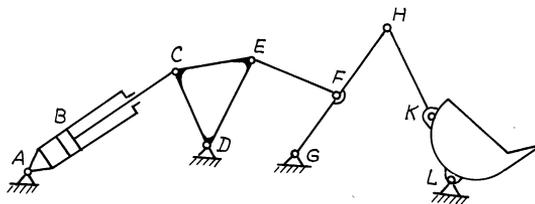
- | | |
|------------------------|-----------------------|
| 1) кривошип и шатун | 2) ползун и толкатель |
| 3) кулачок и толкатель | 4) кулису |

26. Кривошипно-кулисный механизм содержит...

- | | |
|------------------------|---------------------------|
| 1) кривошип и шатун | 2) ползун и толкатель |
| 3) кулачок и толкатель | 4) кулису и камень кулисы |

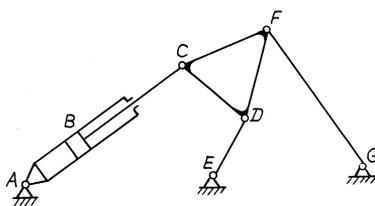
27. Число степеней свободы рычажного механизма равно...

- | | | | |
|------|------|------|------|
| 1) 0 | 2) 1 | 3) 2 | 4) 3 |
|------|------|------|------|



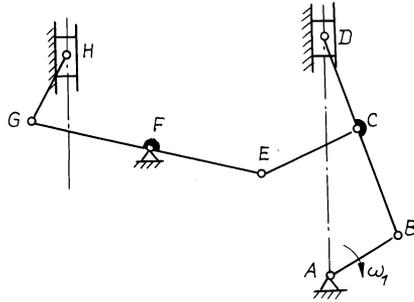
28. Число степеней свободы рычажного механизма равно...

- | | | | |
|------|------|------|------|
| 1) 0 | 2) 1 | 3) 2 | 4) 3 |
|------|------|------|------|



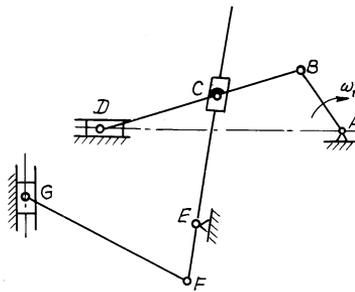
29. Число степеней свободы рычажного механизма равно...

- | | | | |
|------|------|------|------|
| 1) 0 | 2) 1 | 3) 2 | 4) 3 |
|------|------|------|------|



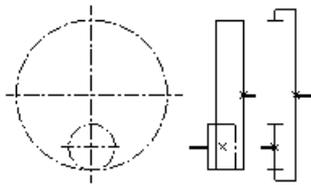
30. Число степеней свободы рычажного механизма равно...

- 1) 0 2) 1 3) 2 4) 3

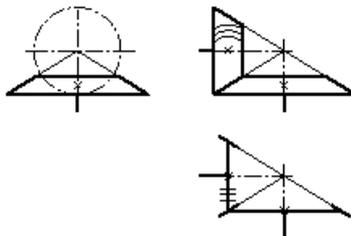


31. На кинематической схеме изображено...зацепление.

- 1) наружное зубчатое 2) внутреннее зубчатое
3) червячное цилиндрическое 4) реечное

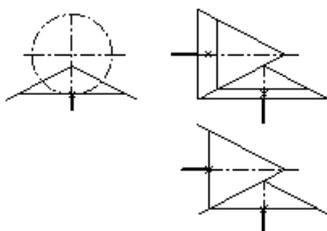


32. На кинематической схеме изображено...зацепление.

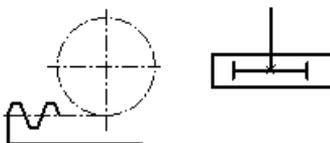


- 1) наружное цилиндрическое 2) наружное коническое
3) гипоидное 4) винтовое

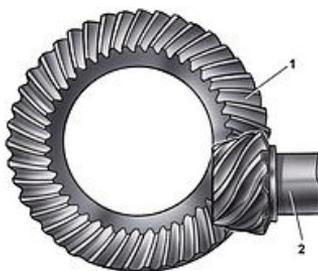
33. На кинематической схеме изображено...зацепление.
- 1) наружное цилиндрическое
 - 2) наружное коническое
 - 3) гипоидное
 - 4) винтовое



34. На кинематической схеме изображено...зацепление.



- 1) наружное зубчатое
 - 2) внутреннее зубчатое
 - 3) червячное цилиндрическое
 - 4) реечное
35. На рисунке изображено...зацепление
- 1) наружное цилиндрическое
 - 2) наружное коническое
 - 3) гипоидное
 - 4) винтовое



36. Механической передачей называется...
- 1) механизм для передачи только вращательного движения
 - 2) механизм для передачи только поступательного движения
 - 3) механизм для преобразования движения
 - 4) механизм для передачи вращательного движения или преобразования его в поступательное движение (и наоборот)

37. 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

38. Если ведущее и ведомое звенья вращаются в одном направлении, передаточное отношение принято считать...

- 1) положительным
- 2) отрицательным
- 3) равным нулю
- 4) равным 1

39. Если оси вращения зубчатых колёс передачи параллельны, то форма тел колёс...

- 1) цилиндры
- 2) гиперболоиды вращения
- 3) конусы
- 4) сферы

40. Если форма колес зубчатой передачи – цилиндры, то в этой передаче оси вращения колёс...

- 1) пересекаются
- 2) скрещиваются
- 3) расположены в пространстве
- 4) параллельны

41. Если оси вращения зубчатых колёс передачи пересекаются в пространстве, то форма тел колёс...

- 1) цилиндры
- 2) гиперболоиды вращения
- 3) усечённые конусы
- 4) сферы

42. Если форма колес зубчатой передачи – конусы, то в этой передаче оси вращения колес...

- 1) пересекаются
- 2) скрещиваются
- 3) параллельны
- 4) расположены в пространстве

43. Если оси вращения зубчатых колёс передачи скрещиваются в пространстве, то форма тел колёс...

- 1) цилиндры
- 2) гиперболоиды вращения
- 3) конусы
- 4) сферы

44. В гипоидной передаче оси вращения колес...

- 1) пересекаются
- 2) скрещиваются
- 3) параллельны
- 4) пересекаются под углом 90 градусов

45. Понижающая передача, включающая в себя систему взаимодействующих звеньев, заключённых в единый корпус, называется...

- 1) вариатор
- 2) мультипликатор
- 3) редуктор
- 4) коробка скоростей

46. Зубчатые передачи относятся к передачам...

- 1) гибкой связью
- 2) трением
- 3) зацеплением
- 4) бесступенчатым

47. Зубчатое зацепление, при котором угловые скорости вращения колёс ω_1 и ω_2 имеют разные знаки, – это ... зацепление.

- 1) внутреннее
- 2) внешнее
- 3) коническое
- 4) цилиндрическое

48. Зубчатое зацепление, при котором угловые скорости вращения колес ω_1 и ω_2 имеют одинаковые знаки, – это ... зацепление.

- 1) внутреннее
- 2) внешнее
- 3) коническое
- 4) цилиндрическое

49. Передаточное отношение передачи – это отношение...

- 1) чисел зубьев колёс
- 2) угловых скоростей зубчатых колёс
- 3) диаметров вершин
- 4) диаметров впадин

50. К кинематическим характеристикам зубчатой передачи относятся...

- 1) угловые скорости ω_1 и ω_2 колёс
- 2) числа зубьев колёс
- 3) модуль передачи
- 4) межосевое расстояние

51. Зубчатые механизмы, повышающие угловую скорость вращения выходного вала по сравнению с входным, это...

- 1) мультипликаторы
- 2) редукторы
- 3) сложные механизмы
- 4) коробки скоростей

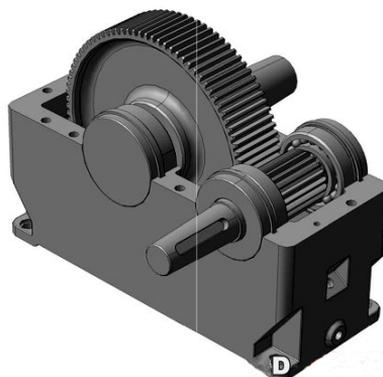
52. Зубчатые механизмы, понижающие угловую скорость вращения выходного вала по сравнению с входным – это....

- 1) мультипликаторы
- 2) редукторы
- 3) коробки скоростей
- 4) вариаторы

53. Назначение редуктора – это...

- 1) варьирование скорости на выходе
- 2) повышение скорости на выходе
- 3) понижение скорости на входе
- 4) понижение скорости и увеличение момента на выходе

54. На фотографии представлен редуктор цилиндрический ...

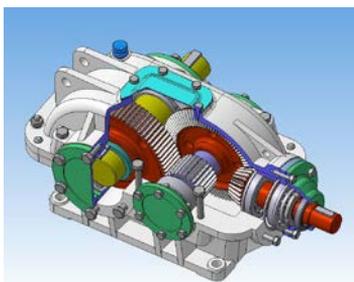


- 1) прямозубый двухступенчатый
- 2) косозубый одноступенчатый
- 3) прямозубый одноступенчатый
- 4) косозубый одноступенчатый

55. На фотографии представлен редуктор цилиндрический ...



- 1) косозубый двухступенчатый
 - 2) косозубый одноступенчатый
 - 3) прямозубый двухступенчатый
 - 4) прямозубый одноступенчатый
56. На фотографии представлен редуктор...



- 1) цилиндрический косозубый двухступенчатый
 - 2) цилиндрический прямозубый трёхступенчатый
 - 3) коническо-цилиндрический трёхступенчатый
 - 4) коническо-цилиндрический двухступенчатый
57. На фотографии представлен редуктор...



- 1) цилиндрический косозубый двухступенчатый
- 2) цилиндрический косозубый трёхступенчатый
- 3) коническо-цилиндрический двухступенчатый
- 4) коническо-цилиндрический трёхступенчатый

58. На фотографии представлено зацепление...



- 1) цилиндрическое прямозубое
- 2) цилиндрическое косозубое
- 3) цилиндрическое шевронное
- 4) коническое прямозубое

59. На фотографии представлено зацепление...



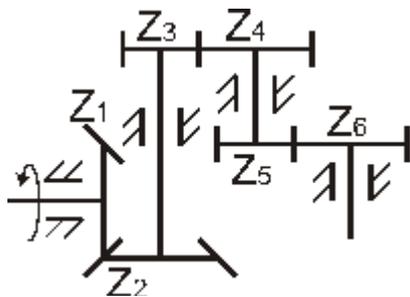
- 1) коническое прямозубое
- 2) коническое с тангенциальным зубом
- 3) коническое с круговым зубом
- 4) цилиндрическое с круговым зубом

60. На фотографии представлено зацепление...



- 1) цилиндрическое косозубое
- 2) винтовое
- 3) червячное
- 4) реечное

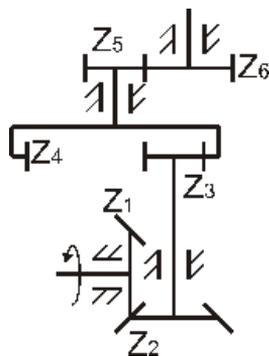
61. Передаточное отношение редуктора i_{16} вычисляется по формуле...



- 1) $\frac{z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_5}$ 2) $\frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}$
 3) $\frac{z_1 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_2 \cdot z_3 \cdot z_5}$ 4) $\frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}$

62. Передаточное отношение редуктора i_{16} вычисляется по формуле...

- 1) $\frac{z_1 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_3}$ 2) $\frac{z_1 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_2 \cdot z_3 \cdot z_5}$
 3) $\frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}$ 4) $\frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}$



63. Числа зубьев двухступенчатого редуктора $z_1/z_2 = 18/72$, $z_3/z_4 = 20/60$. Общее передаточное отношение равно...

66. Формула, по которой можно рассчитывать передаточное отношение i_{12} , это...

- | | |
|--------------------|--------------------|
| 1) d_2/d_1 | 2) d_2/d_1 |
| 3) d_{b1}/d_{b2} | 4) d_{a2}/d_{a1} |

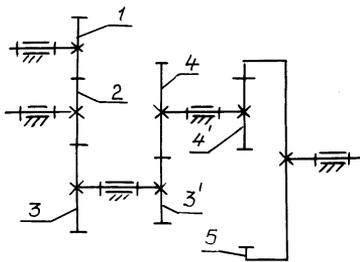
67. Передаточное отношение редуктора $i_{12} = 16$. При угловой скорости на входе $\omega_1 = 32 \text{ с}^{-1}$ угловая скорость на выходе ω_2 равна... с^{-1} .

- | | |
|------|------|
| 1) 1 | 2) 2 |
| 3) 3 | 4) 4 |

68. Передаточное отношение мультипликатора $i_{12} = 1/16$. При угловой скорости на входе $\omega_1 = 2 \text{ с}^{-1}$ угловая скорость на выходе ω_2 равна ... с^{-1} .

- | | |
|-------|-------|
| 1) 30 | 2) 28 |
| 3) 32 | 4) 34 |

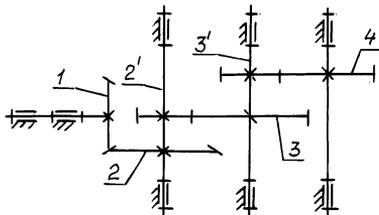
69. В зубчатом редукторе КПД каждой ступени $\eta = 0,96$. Общий КПД редуктора $\eta_{\text{общ}}$ равен...



- | | |
|---------|---------|
| 1) 0,8 | 2) 0,83 |
| 3) 0,85 | 4) 0,89 |

70. В зубчатом редукторе КПД каждой ступени $\eta = 0,95$. Общий КПД редуктора $\eta_{\text{общ}}$ равен...

- | | |
|---------|---------|
| 1) 0,82 | 2) 0,84 |
| 3) 0,88 | 4) 0,86 |



71. 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) $T_{\text{ВХ}} / T_{\text{ВЫХ}}$ |

92. 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

93. 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

94. Эвольвента – это кривая...

- 1) постоянной кривизны
- 2) часть эллипса
- 3) переменной кривизны
- 4) часть параболы

95. Стандартное значение угла профиля зубчатых колёс α равно ... градусов.

- 1) 15
- 2) 20
- 3) 25
- 4) 30

96. Стандартный радиальный зазор c между зубьями колёс в цилиндрической зубчатой паре равен...

- 1) $0,25m$
- 2) $0,45m$
- 3) $0,38m$
- 4) $0,2m$

97. Модуль зубчатого зацепления m равен...

- 1) p/π
- 2) $p\pi$
- 3) $p\zeta$
- 4) p/ζ

98. Высота головки зуба h_a цилиндрической передачи равна...

- 1) $0,75 m$
- 2) m
- 3) $1,15 m$
- 4) $1,25 m$

99. Диаметр делительной окружности d цилиндрического зубчатого колеса определяется по формуле ...

- 1) $m\zeta$
- 2) $m(\zeta + 2)$
- 3) $m(\zeta + 2 + 2x)$
- 4) $m(\zeta + 2 + 2x - 2\Delta y)$

100. При модуле зубчатого колеса $m = 4$ мм и числе зубьев $\zeta = 46$ диаметр делительной окружности d равен ... мм.

- 1) 180
- 2) 184
- 3) 190
- 4) 194

101. Диаметр окружности вершин d_a положительного цилиндрического зубчатого колеса определяется по формуле ...

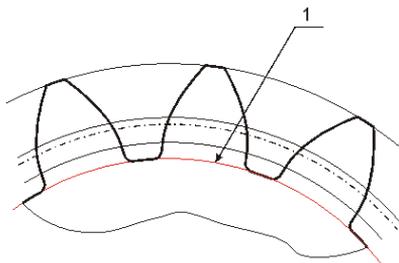
- 1) $m\zeta$
- 2) $m(\zeta + 2)$
- 3) $m(\zeta + 2 + 2x)$
- 4) $m(\zeta + 2 + 2x - 2\Delta y)$

102. При модуле нулевого зубчатого колеса $m = 3$ мм и числе зубьев $\zeta = 52$ диаметр окружности вершин d_a равен ... мм.

- 1) 182
- 2) 170
- 3) 162
- 4) 160

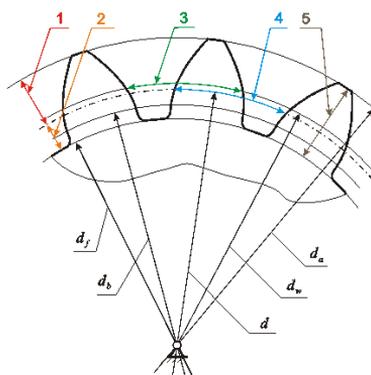
- 3) зубья будут нарезаны с подрезанием ножки
- 4) зубья будут нарезаны с подрезанием головки

113. На рисунке изображено цилиндрическое эвольвентное зубчатое колесо. Окружность, обозначенная на рисунке цифрой 1, называется ...



- 1) делительной окружностью
- 2) начальной окружностью
- 3) окружностью впадин
- 4) основной окружностью

114. На рисунке изображено прямозубое цилиндрическое эвольвентное зубчатое колесо. Делительный окружной шаг зубьев обозначен цифрой...



- 1) 1
- 2) 2
- 3) 3
- 4) 4

2. Сопротивление материалов

2.1. Основные понятия

Сопротивление материалов – первый раздел науки о прочности и надёжности элементов конструкций и машин.

Теоретическая механика разработала уравнения равновесия тел, считая их абсолютно твёрдыми и неразрушимыми.

Сопротивление материалов – следующий шаг в механике, позволяет понять, что происходит внутри нагруженных тел простой формы, предсказать их *деформации*, место и условия *отказа*.

Основные понятия сопротивления материалов – прочность, жёсткость, устойчивость, деформации, пластичность, хрупкость, упругость, отказ и др.

Прочность – способность элемента конструкции выдерживать в течение заданного срока заданные нагрузки без нарушения работоспособности.

Жёсткость – способность элемента конструкции сохранять свою форму и геометрические размеры под действием внешних нагрузок.

Износостойкость – способность элемента сопротивляться изнашиванию.

Деформация – изменение первоначальной формы и размеров под действием внешних нагрузок.

Упругость – способность материала полностью восстанавливать начальную форму и размеры тела после снятия нагрузки.

Деформации тела, исчезающие после снятия внешних сил, называются *упругими*, а не исчезающие – *остаточными*, или *пластическими*.

Остаточные деформации в элементах конструкций недопустимы.

Работоспособностью называют состояние элементов, при котором они способны нормально выполнять заданные функции с параметрами, установленными нормативно-технической документацией (техническими условиями, стандартами и т. п.). Неработоспособное состояние наступает вследствие отказа.

Отказом называют нарушение работоспособности изделия.

Конструктивные элементы машин и сооружений содержат три основные формы: *стержень (балка)*, *оболочка*, *массив*.

В сопротивлении материалов рассматривается не реальный объект, а *расчётная модель* (физическая, математическая), служащая для составления *расчётной схемы* с последующими расчётами.

2.2. Внешние нагрузки и внутренние напряжения

Внешними называются силы, действующие на рассматриваемое тело со стороны других тел. *Внутренними* называются силы, с кото-

рыми части тела действуют друг на друга вследствие его деформирования. Внешними силами являются:

1. Сосредоточенная сила F (N, Q, S), Н (ньютон).
2. Линейно распределённая нагрузка q , Н/м.
3. Изгибающий момент M , Н·м.
4. Крутящий момент T , Н·м.
5. Сосредоточенный момент m , Н·м.

На рис. 2.1 приведен пример схемы с нагрузками.

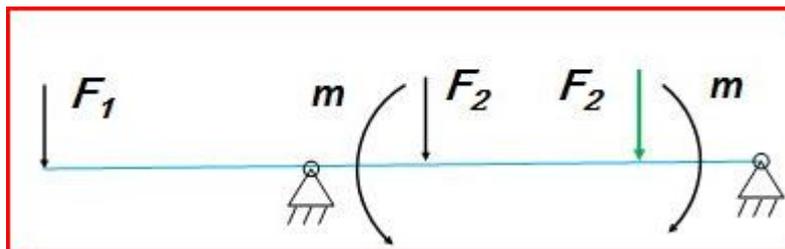


Рис. 2.1. Нагрузки на элемент конструкции

По характеру изменения нагрузок их подразделяют на статические и динамические.

Статическими называют нагрузки, медленно изменяющиеся во времени. Они нарастают постепенно от нуля до своего максимального значения и остаются практически неизменными в течение длительного времени.

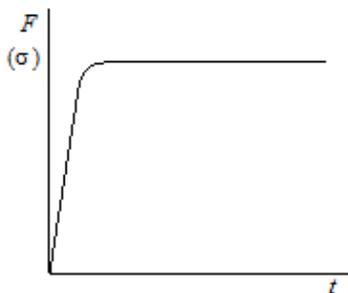


Рис. 2.2. Статическая нагрузка

В машинах статических нагрузок не бывает.

Быстроизменяющиеся нагрузки называют динамическими.

Основная причина динамики – появление линейных и угловых ускорений, а с ними – сил инерции и моментов сил инерции:

$$F_{и} = -ma; M_{и} = -I\varepsilon. \quad (2.1)$$

Ускорения возникают при непостоянной скорости, т. к. при $v \neq \text{const}$ или $\omega \neq \text{const}$

$$a = dv/dt \neq 0; \varepsilon = d\omega/dt \neq 0. \quad (2.2)$$

Периодически изменяющиеся нагрузки называют циклическими.

Внешние нагрузки вызывают следующие деформации:

1. Растяжение и сжатие.
2. Сдвиг, срез, смятие.
3. Изгиб.
4. Кручение.
5. Комбинации деформаций.

Внутренние силы в теле возникают как реактивные от внешних нагрузок, вызывающих деформацию, и представляют собой распределённую по объёму тела силу взаимодействия между частицами тела на молекулярном уровне.

Для количественной оценки интенсивности распределения внутренних сил используют параметр «напряжение».

Напряжение – интенсивность внутренних сил.

Это величина внутренней силы, отнесенной к единице площади сечения. Напряжения, возникающие перпендикулярно действующей нагрузке, называют *нормальными* и обозначают σ , Па (паскаль, Н/м²), МПа (мегапаскаль, Н/мм²). Напряжения, возникающие вдоль действующей нагрузки, называют *касательными* и обозначают τ , Па, МПа.

Циклическое напряжение характеризуется параметрами цикла: амплитудными σ_a (τ_a), средними σ_m (τ_m) напряжениями цикла и коэффициентом асимметрии цикла R . Последний параметр определяет форму цикла.

Асимметричный цикл рассматривается как общий случай циклического напряжения.

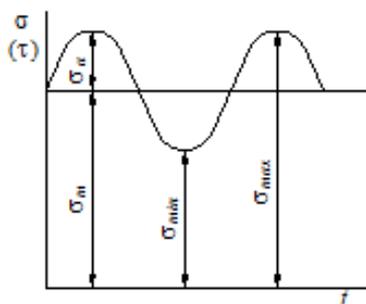


Рис. 2.3. Асимметричный цикл

Амплитудное напряжение определяют как полуразность, а среднее напряжение цикла – как полусумму максимального и минимального напряжений:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad (2.3)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (2.4)$$

Коэффициент асимметрии цикла определяют отношением минимального напряжения к максимальному (например, нормального σ):

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}. \quad (2.5)$$

Частные случаи асимметричного цикла – симметричный и от нулевой циклы. Параметры **пульсирующего** (от нулевого) цикла:

$$\sigma_a = \sigma_m = 0,5\sigma_{\max}; R = 0 \quad (2.6)$$

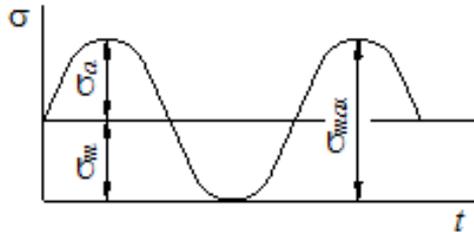


Рис. 2.4. Пульсирующий цикл

Цикл напряжений, в котором максимальное и минимальное напряжения равны по модулю, но противоположны по знаку, называют **симметричным** (знакопеременным). Его параметры:

$$\sigma_a = \sigma_{\max}; \sigma_m = 0; R = -1 \quad (2.7)$$

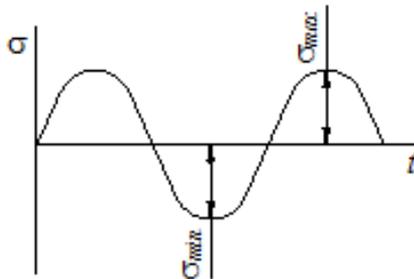


Рис. 2.5. Симметричный цикл

Принято несколько методик расчёта элементов конструкций. Основные из них:

1. Расчёт по напряжениям.
2. Расчёт по коэффициентам запаса прочности.

Первый метод (прямая задача) заключается в определении наибольших напряжений, возникающих в элементе, и сравнение их величин с безопасными допускаемыми напряжениями для выбранного материала.

Допускаемое напряжение определяют по формуле:

$$[\sigma] = \sigma_R / s, \quad (2.8)$$

где σ_R – предельное напряжение, МПа; s – коэффициент запаса прочности.

2.3. Диаграммы растяжения

Основные механические характеристики определяют опытным путём при растяжении цилиндрического образца стандартных размеров на разрывных машинах.

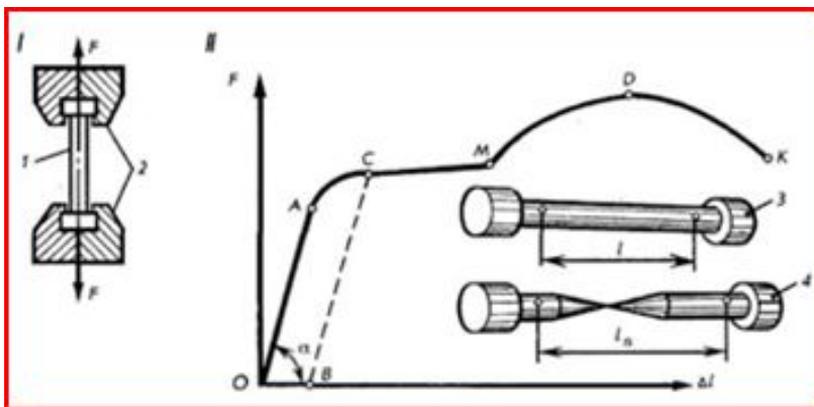


Рис. 2.6. Образцы для испытаний на растяжение и диаграмма растяжения

При нагружении образца силой F от 0 до $F_{\text{разр}}$ измеряют его деформацию:

$$\Delta l = l_1 - l, \quad (2.9)$$

где l – начальная длина образца, мм; l_1 – текущая длина.

При условии неизменности площади поперечного сечения A (мм²) рассчитывают напряжение растяжения:

$$\sigma = F / A. \quad (2.10)$$

По данным испытаний и расчётов строят диаграммы растяжения (рис. 2.6...2.8).

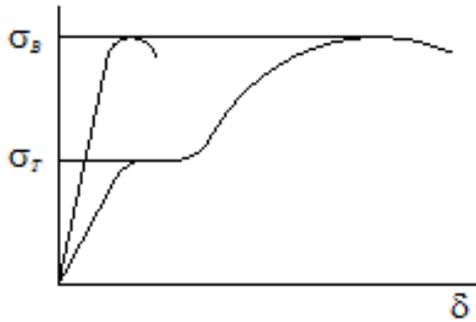


Рис. 2.7. Диаграммы растяжения

Диаграммы с площадками текучести соответствуют пластичным материалам (низкоуглеродистым сталям). *Первый прямолинейный участок графика – зона упругой деформации* соответствует **закону Гука**:

$$\sigma = \epsilon E, \quad (2.11)$$

где E – модуль упругости (модуль Юнга), МПа; для стали $E = 215\,000$ МПа, для чугуна $E = 90\,000$ МПа, для алюминия $E = 70\,000$ МПа; ϵ – относительное удлинение.

$$\epsilon = \Delta l / l. \quad (2.12)$$

В соответствии с законом Гука **нормальные напряжения прямо пропорциональны деформациям.**

Разрешена работа материала только в зоне упругой деформации. В этом случае при уменьшении нагрузки до нуля напряжения также уменьшаются до нуля.

Второй горизонтальный участок – зона пластической деформации соответствует текучести материала. По площадке текучести определяют *предел текучести* σ_t – одну из основных характеристик прочности материала.

Работа материала в зоне текучести запрещена, так как элемент не восстановит свою форму и размеры после снятия нагрузки. На диаграмме растяжения отмечается гистерезис (штриховая линия на рис. 2.6) и остаточная деформация OB .

Третий криволинейный восходящий участок – зона первой стадии разрушения с образованием шейки на образце. Максимальное напряжение соответствует *пределу прочности* σ_b (временное сопротивление разрыву).

Четвёртый криволинейный нисходящий участок – зона разрыва образца. На графике рис. 2.7 приведена диаграмма растяжения для хрупких материалов (например, чугунов), где *площадка текучести отсутствует*, так же как и предел текучести. На рис. 2.8 приведены кривые, построенные по экспериментальным данным для различных материалов.

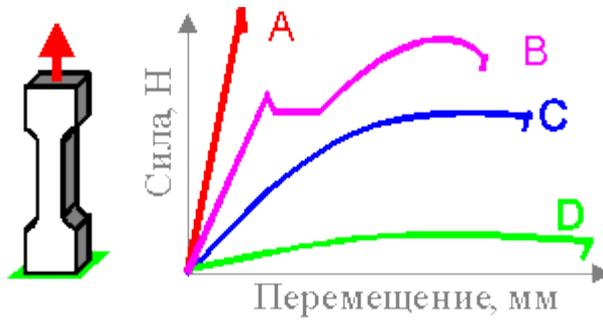


Рис. 2.8. Диаграммы растяжения: А – высоколегированные стали; В – углеродистые и легированные стали; С – алюминиевые сплавы; D – пластики и резина.

2.4. Испытания на выносливость

Для оценки сопротивляемости материала *при переменных нагрузках* проводят *испытания образцов на усталость* (рис. 2.9). Для испытания образца круглого сечения на усталость по изгибу его устанавливают в опоре и задают ему вращение. Нагрузка приложена консольно и F передаётся через подшипник. В опасном сечении у заделки действует максимальный изгибающий момент M и возникают максимальные напряжения σ , которые изменяются по симметричному циклу (рис. 2.5 и 2.9).

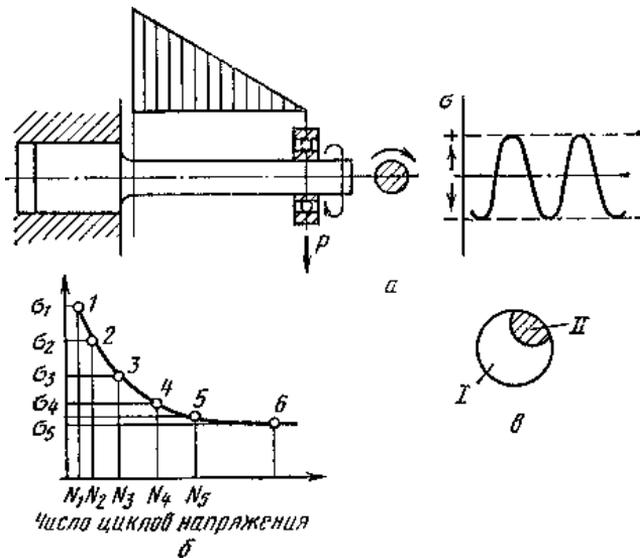


Рис. 2.9. Испытания и диаграммы

Счётчик фиксирует суммарное число оборотов образца **до разрушения** (число циклов N). Для построения *кривой выносливости* необходимо испытать не менее 10 одинаковых образцов. Испытания начинают при $\sigma = 0,7 \sigma_{\text{в}}$. При этом число циклов N_1 невелико (рис. 2.9). Последующее снижение нагрузки приводит к увеличению N (N_2 , N_3 и т. д.) и снижению напряжений.

Кривая выносливости (кривая Вёлера на рис. 2.9 и 2.10) асимптотически приближается к величине напряжений, которая принята за *предел выносливости* σ_{-1} , который приблизительно равен $(0,4 \dots 0,5) \sigma_{\text{в}}$. Это соответствует базе $N_G = 10^7 \dots 10^8$ циклов. Нетрудно видеть, что индекс -1 соответствует коэффициенту асимметрии симметричного цикла.

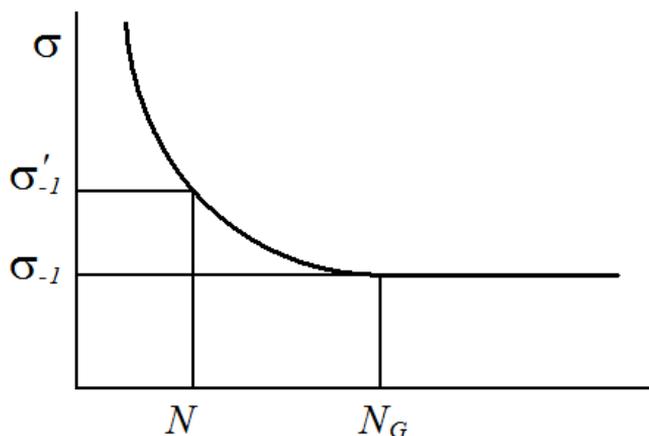


Рис. 2.10. Кривая Вёлера

На основании исследований кривых на рис. 2.6...2.10 принимают: предельное напряжение в формуле (2.8)

при статической нагрузке для пластичных материалов $\sigma_R = \sigma_t$;

при статической нагрузке для хрупких материалов $\sigma_R = \sigma_{\text{в}}$;

при циклической нагрузке $\sigma_R = \sigma_{-1}$.

2.5. Измерение твёрдости

Твёрдость — это способность материала сопротивляться вдавливанию в него более твёрдого тела (индентора) под действием внешних сил. В результате возникает местная остаточная деформация материала, по которой определяют твёрдость. Для испытаний не требуется изготавливать специальных образцов. При испытании на твёрдость в поверхность материалов вдавливают шарик, конус или пирамиду, в связи с чем различают методы испытаний, соответственно, по Бринеллю, Роквеллу или Виккерсу.

Твёрдость по Бринеллю по ГОСТ 9012 измеряется на прессах Бринелля в HB – это отношение приложенной силы к площади поверхности отпечатка диаметром d (рис. 2.11, а), оставленного закалённым шариком. Например, для пластичных сталей принято $H \leq 350HB$. Результаты достоверны при твёрдости $H \leq 450HB$ (450 кгс/мм^2). Между механическими характеристиками существует приблизительная эмпирическая зависимость: $\sigma_b \approx 0,35HB$. При высоких твёрдостях метод Бринелля неприемлем вследствие отсутствия отчётливого отпечатка, и используют метод Роквелла.

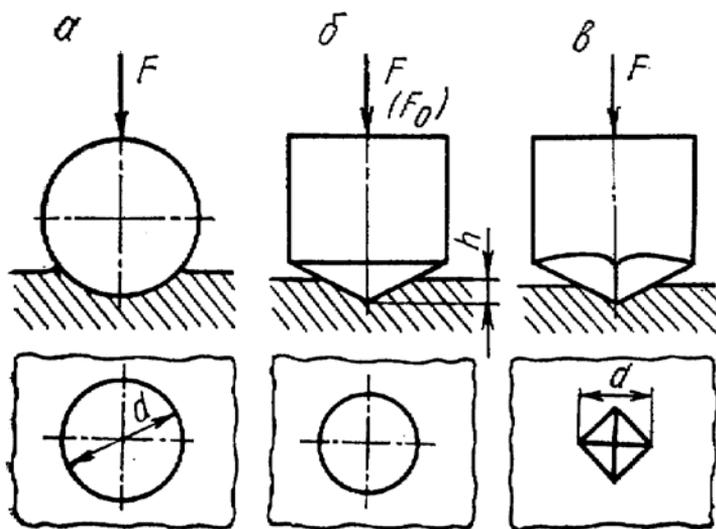


Рис. 2.11. Измерение твёрдости по Бринеллю, Роквеллу, Виккерсу

Определение твёрдости по Роквеллу по ГОСТ 23677 производится конусом из твёрдого материала с углом при вершине 120° (рис. 2.11, б). По ГОСТ 9013 вдавливаются алмазные конусы. Твёрдость измеряют, вдавливая индентор в испытываемый материал, причём нагрузку прикладывают в две стадии. Величина твёрдости зависит от разности глубин проникновения индентора в материал под действием этих двух нагрузок.

Твёрдость измеряется в произвольных HRC единицах, не имеющих размерности. Измеряется разница в глубине отпечатка при наименьшей и наибольшей нагрузках. Максимальное значение твёрдости $100HRC$. Реальные значения меньше. Например, кольца и тела качения подшипников, режущий инструмент имеют $H = (60...66)HRC$. Эмпирическое соотношение между единицами твёрдости: $10HB \approx 1 HRC$ ($350 HB \approx 35 HRC$).

Определение твёрдости по Виккерсу по ГОСТ 9030 производится правильной четырёхгранной алмазной пирамидой (рис. 2.11, в) с двух-

гранным углом, равным 136° при вершине. Число твёрдости по Виккерсу (HV) – отношение нагрузки на индентор к площади пирамидальной поверхности отпечатка. Площадь определяется по размерам двух диагоналей отпечатка с помощью микроскопа.

2.6. Прочность при растяжении-сжатии

При действии продольной растягивающей силы F в поперечном сечении стержня возникают нормальные напряжения σ (рис. 2.12). При отсутствии концентраторов напряжений они распределены по сечению равномерно (по гипотезе Бернулли). Произведение напряжения на площадь A образует силу N внутреннего противодействия внешней нагрузке F :

$$N = \int_A \sigma \cdot dA = \sigma \int_A dA = \sigma \cdot A = F. \quad (2.13)$$

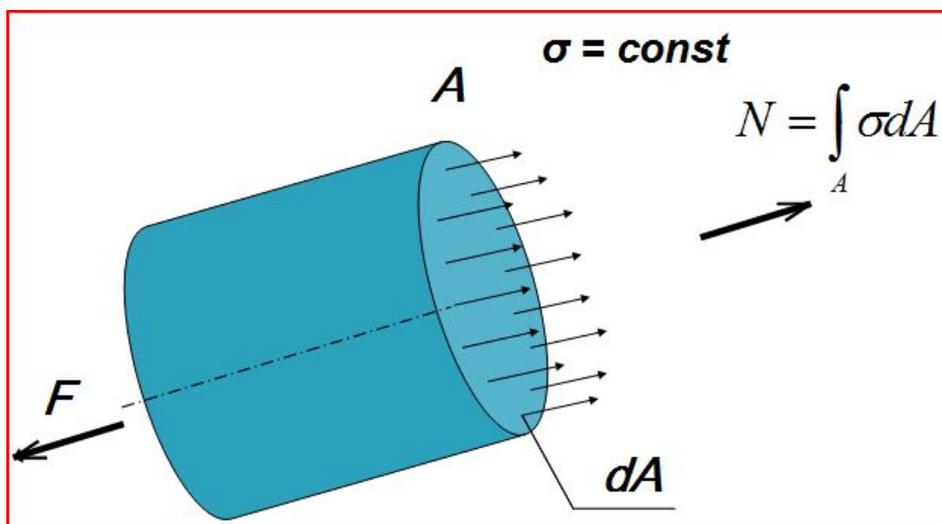


Рис. 2.12. Расчётная схема растяжения стержня

Отсюда выводится формула проверочного расчёта – **прямой задачи**:

$$\sigma = F / A \leq [\sigma]. \quad (2.14)$$

Формула (2.12) есть *условие прочности по допускаемым напряжениям*.

Она может быть преобразована для решения **эксплуатационной задачи** – определение допустимой нагрузки F :

$$F = [\sigma] A. \quad (2.15)$$

Также может быть решена **проектная задача** – определение размеров элементов конструкции.

$$A = F / [\sigma]. \quad (2.16)$$

Напряжения сжатия также участвуют в расчётах по формулам (2.14...2.16). Их принято считать *отрицательными* по величине.

Пример 2.1. Проверить на прочность стержень круглого сечения диаметром $d = 30$ мм при действии продольной силы $F = 32$ кН. Материал стержня сталь Ст4, коэффициент запаса прочности $s = 1,4$. Нагрузка статическая.

Решение.

Предел текучести для стали Ст4 $\sigma_t = 240$ МПа (прил. А); допускаемое нормальное напряжение $[\sigma] = \sigma_t/s = 240/1,4 = 171$ МПа.

Площадь поперечного сечения $A = \pi d^2/4 = \pi 30^2/4 = 707$ мм².

Нормальное напряжение $\sigma = F/A = 32 \cdot 10^3 / 707 = 45,3$ МПа < [171].

Вывод. Прочность достаточна.

Пример 2.2. Определить из расчёта на прочность допускаемую продольную силу F , действующую на стержень круглого сечения диаметром $d = 40$ мм из стали 35, коэффициент запаса прочности $s = 1,5$. Нагрузка статическая.

Решение.

Предел текучести для стали 35 $\sigma_t = 300$ МПа (прил. Б); допускаемое нормальное напряжение $[\sigma] = \sigma_t/s = 300/1,5 = 200$ МПа.

Площадь поперечного сечения $A = \pi d^2/4 = \pi 40^2/4 = 1257$ мм².

Продольная сила $F = [\sigma] A = 200 \cdot 1257$ Н = 2001 кН.

Ответ. Допускаемая продольная сила $F = 2001$ кН.

Пример 2.3. Определить из расчёта на прочность площадь поперечного сечения стержня круглого сечения из стали 45, при действии продольной силу $F = 20$ кН, коэффициент запаса прочности $s = 1,6$. Нагрузка статическая.

Решение.

Предел текучести для стали 45 $\sigma_t = 360$ МПа (прил. Б); допускаемое нормальное напряжение $[\sigma] = \sigma_t/s = 360/1,6 = 188$ МПа.

Площадь поперечного сечения $A = F/[\sigma] = 20 \cdot 10^3 / 188 = 106,4$ мм² = 1,06 см².

Ответ. Требуемая площадь поперечного сечения стержня $A = 1,06$ см².

2.7. Жёсткость при растяжении-сжатии

Рабочие напряжения возникают в зоне действия закона Гука, т. е. на **прямолинейном участке диаграммы растяжения**. Формула (2.11) с учётом (2.10) и (2.12) может быть записана так:

$$\frac{F}{A} = \frac{\Delta l}{l} E, \quad (2.17)$$

откуда величина деформации под нагрузкой F равна:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} = \frac{F}{C} = F\lambda, \quad (2.18)$$

где C – коэффициент жёсткости, Н/мм; λ – коэффициент податливости, мм/Н.

$$C = EA/l; \lambda = 1/C = l/(EA). \quad (2.19)$$

Формула (2.18) также является математическим выражением закона Гука. При растяжении стержень не только удлиняется, но и *сужается в поперечном направлении*. *Относительное сужение* при начальном размере d :

$$\varepsilon_1 = -\Delta d/d. \quad (2.20)$$

Отношение поперечной деформации к продольной деформации называется **коэффициентом Пуассона**.

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \right|. \quad (2.21)$$

Для металлов $\mu = 0,25 \dots 0,33$.

2.8. Статическая и усталостная прочность

Прочность является основным свойством (основным критерием работоспособности) большинства конструкций. *Отказы* происходят вследствие потери статической прочности и сопротивления усталости. **Потеря статической прочности** происходит тогда, когда значение рабочих напряжений превышает предел статической прочности, например, σ_b . Это связано обычно со случайными перегрузками, не учтёнными при расчётах, или со скрытыми дефектами деталей (с раковинами, трещинами и т. п.). Такой вид отказа происходит внезапно и является весьма опасным.

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.), с дефектами производства (царапины, трещины и пр.), а прежде всего – **циклической нагрузки**. Статистический анализ случаев поломок деталей машин показывает, что 80% этих разрушений носит усталостный характер *вследствие циклическости напряжений и концентрации напряжений*. Типичный усталостный излом имеет две зоны (рис. 2.13): *зона усталостного разрушения* с мелкозернистой, почти гладкой поверхностью там, где усталостная трещина постепенно проникала в глубь сечения, и *зона статического разрушения* (заштрихована), по которой произошло окончательное, хрупкое разрушение – с крупнокристаллическим строением.

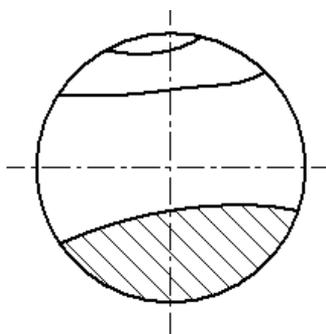


Рис. 2.13. Поверхность усталостного излома

2.9. Концентрация напряжений

Основной вид разрушения конструкций – усталостные поломки. Они возникают внезапно и нередко приводят к тяжёлым последствиям. При циклических напряжениях на усталостную прочность оказывают влияние концентрация напряжений, масштабный фактор, качество поверхности, число циклов нагружения и др.

Концентрацией напряжений называется резкое местное изменение поля напряжений. На рис. 2.14 в качестве примера показано распределение напряжений при растяжении полосы прямоугольного сечения с надрезом.

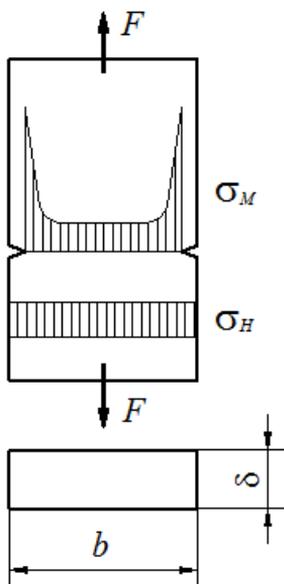


Рис. 2.14. Местные и номинальные напряжения

Концентраторами напряжений являются острые переходы толщин, отверстия и прорезы, трещины или канавки, рёбра и вставки, шероховатости поверхности, резьбы, напрессовки и т. п., а также газовые пузыри и шлаковые включения. На рис. 2.15...2.17 приведены примеры конструкций с концентраторами: зубья, резьба, галтель.

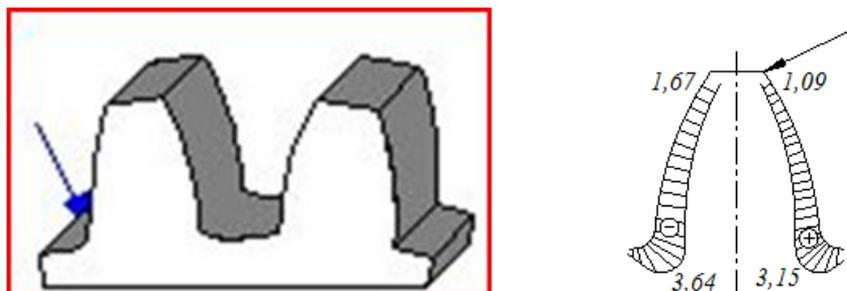


Рис. 2.15. Концентраторы напряжений: зубья

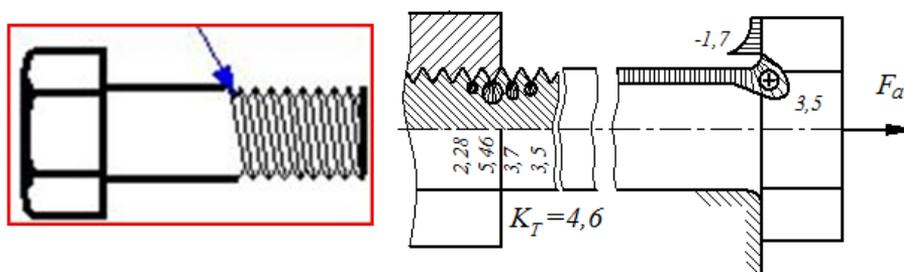


Рис. 2.16. Коэффициенты концентрации напряжений: резьба

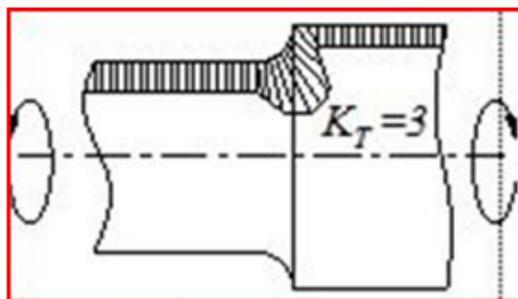


Рис. 2.17. Коэффициент концентрации напряжений: галтель

Когда внутренние силы огибают отверстия или трещины, то концентрируются около «препятствий». Концентраторы напряжений стремятся увеличить уровень напряжений около этих мест, которые

могут вызвать разрушение конструкции в данной области. Зона возмущения поля напряжений невелика, однако концентрация напряжений существенно снижает усталостную прочность конструкции при циклическом нагружении.

Концентрацию напряжений оценивают *теоретическим коэффициентом концентрации напряжений*:

$$K_T = \frac{\sigma_M}{\sigma_H}, \quad (2.22)$$

где σ_M – максимальное местное напряжение, определённое экспериментально или вычисленное методами теории упругости;

σ_H – номинальное напряжение, рассчитанное в зависимости от вида деформации.

Более объективную оценку даёт *эффективный коэффициент концентрации напряжений*, который учитывает влияние материала:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-I}}{\sigma_{-IK}} \geq 1, \quad (2.23)$$

где σ_{-IK} – предел выносливости образца с концентрацией напряжений.

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений зависят от вида концентратора, материала и характера нагрузки. Так, например, для резьбы $K_\sigma = 2 \dots 2,4$, для шпонок $K_\sigma = 1,6 \dots 1,8$, при напрессовке $K_\sigma = 2,0 \dots 4,5$ [9].

2.10. Влияние размеров

Размер элемента конструкции существенно влияет на усталостную прочность. С увеличением размера заготовок физическая и химическая неоднородность структуры материала, обусловленная металлургическими процессами и термической обработкой, проявляется в большей степени, и предельные напряжения снижаются. Так, например, в тонкой стальной ленте или проволоке может быть достигнут предел текучести $\sigma_T = 4000$ МПа, в то время как в массивном стальном монолите возможен максимум в 800 МПа.

Изменение предела выносливости в зависимости от размеров детали учитывают *масштабным коэффициентом*:

$$\varepsilon_\sigma = \frac{\sigma_{-Id}}{\sigma_{-I}}, \quad (2.24)$$

где σ_{-I} – предел выносливости образца стандартного размера, например, диаметром 10 мм; σ_{-Id} – предел выносливости образца диаметром d .

Например, для углеродистой стали при $d = 20$ мм $\varepsilon_\sigma = 0,92$; при $d = 70$ мм $\varepsilon_\sigma = 0,76$ [9].

2.11. Состояние поверхности

Важная роль *поверхностных слоёв* обусловлена тем, что в большинстве случаев первичные усталостные трещины возникают на поверхности. Этому способствуют:

- наличие на поверхности концентраторов напряжений в виде микронеровностей (микронадрезов) от механической обработки;
- воздействие внешней среды;
- более высокая напряжённость поверхностных слоёв (наибольшие напряжения изгиба и кручения);
- специфические свойства поверхностных слоёв как граничных и содержащих разрушенные зерна.

Коэффициент состояния поверхности:

$$\beta = \frac{\sigma_{-1П}}{\sigma_{-1}}, \quad (2.25)$$

где $\sigma_{-1П}$ – определяемый экспериментально предел выносливости образца, имеющего поверхность, обработанную по определённому классу шероховатости; σ_{-1} – предел выносливости стандартного образца (полированного).

Так, например, для стальной детали с $\sigma_B = 800$ МПа шлифование даёт $\beta = 0,92$, грубое точение – $\beta = 0,76$; для цементованных сталей $\beta = 0,82$. При расчёте валов рекомендуется принимать $\beta = 0,97 \dots 0,90$ при шероховатости поверхности $Ra = 0,32 \dots 2,5$ мкм [9].

2.12. Долговечность

Найденный из кривой выносливости (рис. 2.9) *предел выносливости* σ_{-1} , внесённый в справочники, соответствует базовому числу циклов N_G . База напряжений, то есть точка перехода кривой выносливости в прямую, зависит от вида деформации и свойств материала. Например, база изгибных напряжений зубьев колес $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$. Для вращательного движения число циклов нагружения (наработку) определяют по формуле:

$$N = 60 \cdot n \cdot L_b, \quad (2.26)$$

где n – частота вращения в об/мин; L_b – долговечность, ч.

Если наработка N меньше базы N_G , то в соответствии с кривой выносливости (рис. 2.9) предельное напряжение должно быть выше. Уравнение кривой выносливости:

$$\sigma^m N = const. \quad (2.27)$$

Из него находят предел выносливости σ'_{-1} при числе циклов N :

$$\sigma'_{-1} = \sigma_{-1} \cdot \sqrt[m]{\frac{N_G}{N}} = \sigma_{-1} \cdot K_L, \quad (2.28)$$

где m – показатель степени кривой выносливости, характеризующий крутизну ветви кривой выносливости, который колеблется в весьма широких пределах в зависимости от размеров образца, наличия концентрации напряжений, упрочнения материала и др.; так, для стальных зубчатых колёс $m = 3$ при расчёте на контактную прочность, $m = 6$ или 9 – при расчёте на изгиб в зависимости от термообработки.

K_L – коэффициент долговечности; $K_L \geq 1$, так как предел выносливости σ'_{-1} в базовой области не может быть меньше предела выносливости σ_{-1} , принятого из справочника.

При расчёте зубчатых колёс вводят коэффициент долговечности, определяемый как обратная величина K_L .

$$K_D = \sqrt[m]{\frac{N}{N_G}} \leq 1. \quad (2.29)$$

2.13. Коэффициенты запаса прочности

В инженерных расчётах большое распространение получил расчёт по запасам прочности. Коэффициент запаса по прочности:

$$s = \frac{\sigma_R}{\sigma_{\max}}. \quad (2.30)$$

В частности, для пластичного материала коэффициент запаса по текучести определяют по формуле:

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m} \geq [s]. \quad (2.31)$$

От правильности назначения s_T зависит степень рациональности конструкции детали. При этом заниженное значение запаса прочности может привести к разрушению детали, завышенное – к неоправданному увеличению массы изделия и перерасходу материала. Факторы, влияющие на запас прочности, многочисленны и разнообразны. Их полный учёт невозможен в связи с взаимоисключением некоторых из них. Принята методика определения допускаемого коэффициента запаса дифференцированным методом. Он заключается в определении $[s]$ как произведения минимального числа коэффициентов

$$[s] = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3, \quad (2.32)$$

где s_1 – коэффициент, учитывающий точность расчётной схемы, $s_1 = 1 \dots 1,5$;

s_2 – коэффициент, учитывающий однородность механических свойств материала, $s_2=1,2\dots1,5$; s_3 – коэффициент, учитывающий специфические требования безопасности, $s_3=1\dots1,5$.

Обычно $[s] = 1,5\dots2$. В каждой отрасли машиностроения выработаны свои нормы запасов прочности для конкретных деталей. Так, например, для стальных зубчатых колёс, подвергнутых объёмной закалке, рекомендуется коэффициент запаса по изгибным напряжениям $[s_F] = 1,75$.

При циклической нагрузке на прочность оказывают влияние концентрация напряжений и другие факторы, учитываемые соответствующими коэффициентами. Коэффициенты запаса соответственно по нормальным и касательным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (2.33)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}. \quad (2.34)$$

В формулах (2.33) и (2.34) ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, учитывающие чувствительность материала к асимметрии цикла; $\psi_\sigma = 0\dots0,15$; $\psi_\tau = 0\dots0,1$. Общий коэффициент запаса:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s]. \quad (2.35)$$

Обычно $[s] > 1,5$. При расчёте валов рекомендуется $[s] = 2,5\dots3,5$, что гарантирует не только прочность, но и достаточную жёсткость.

2.14. Геометрические характеристики сечений

При расчётах конструкций на прочность, жёсткость, устойчивость и т. д. используются геометрические характеристики: A – площадь, S – статический момент, W – момент сопротивления, I – момент инерции, i – радиус инерции.

На схеме (рис. 2.18) показано сечение, для примера круглое, площадью A в координатных осях x и y . В сечении выделена элементарная площадка dA с координатами x, y , координаты центра тяжести $C - a, c$. Статические моменты (м^3) относительно осей x и y :

$$S_x = \int_A y dA; \quad S_y = \int_A x dA. \quad (2.36)$$

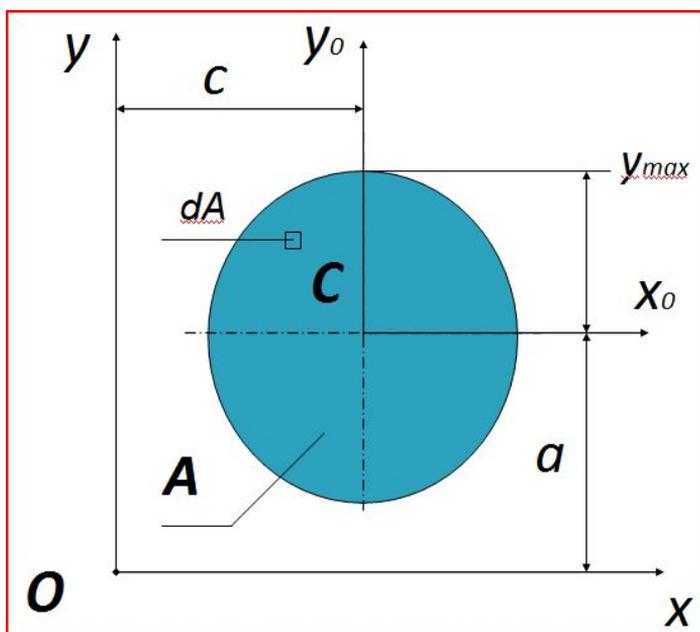


Рис. 2.18. Сечение в координатных осях

Из курса теоретической механики известно, что координаты центра тяжести фигуры равны:

$$y_C = S_x / A; \quad z_C = S_y / A, \quad (2.37)$$

откуда статические моменты:

$$S_x = y_C A = a \cdot A; \quad S_y = x_C A = c \cdot A. \quad (2.38)$$

Осевые моменты инерции (м^4):

$$I_x = \int_A y^2 dA; \quad I_y = \int_A x^2 dA. \quad (2.39)$$

Полярный момент инерции (м^4):

$$I_p = I_x + I_y. \quad (2.40)$$

Осевые и полярные моменты инерции всегда положительны.

Центробежный момент инерции (м^4):

$$I_{xy} = \int_A xy dA. \quad (2.41)$$

Статический момент и центробежный момент инерции могут быть положительными, отрицательными или равными нулю.

Моменты инерции сечения относительно параллельных осей (оси y_0 и x_0 – центральные) связаны следующими зависимостями (рис. 2.18):

$$I_x = I_{x_0} + a^2 A; \quad I_y = I_{y_0} + c^2 A. \quad (2.42)$$

В формулах (2.42) I_{x_0} и I_{y_0} – моменты инерции относительно центральных осей простых сечений; a и c – расстояния между центральными и параллельными осями. Если сечение сложное, то его разбивают

на простые фигуры и моменты инерции вычисляются по формулам параллельного переноса.

Момент сопротивления сечения (m^3) относительно главной оси, например, оси x_0 , равен:

$$W_{x0} = I_{x0} / y_{\max}, \quad (2.43)$$

где y_{\max} – расстояние от главной оси до наиболее удалённых точек сечения.

Для простых фигур, имеющих широкое применение на практике, интегрирование выражений (2.39) и последующих даёт расчётные формулы в соответствии с рис. 2.19:

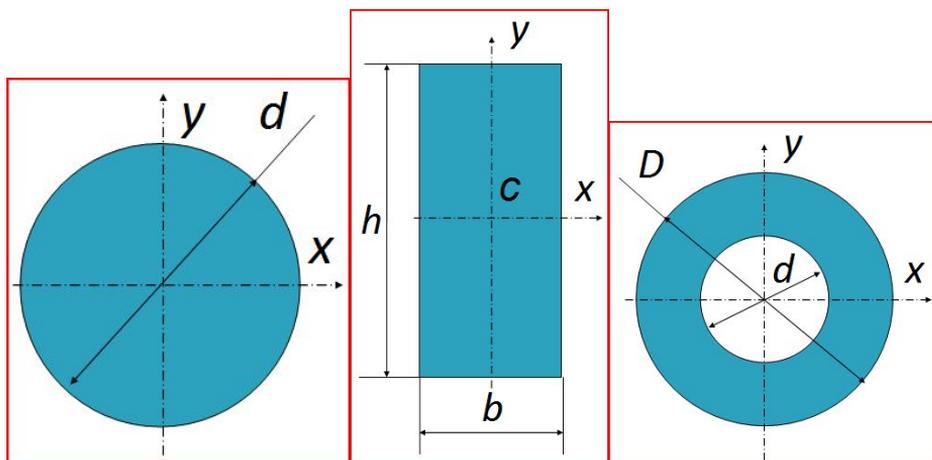


Рис. 2.19. Сечение фигур: круг, прямоугольник, кольцо

Для прямоугольника:

$$I_x = \frac{bh^3}{12}; I_y = \frac{hb^3}{12}; W_x = \frac{bh^2}{6}; W_y = \frac{hb^2}{6}. \quad (2.44)$$

В формулах (2.44) b – меньшая сторона сечения, h – большая сторона сечения. **В степень возведены размеры, пересекаемые главными осями.** Главные оси соответствуют осям симметрии.

Для круга:

$$I_x = I_y = I = \frac{\pi d^4}{64}; I_p = 2I = \frac{\pi d^4}{32}; W_x = W_y = W = \frac{\pi d^3}{32}; W_p = 2W = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (2.45)$$

Для кольца:

$$I_x = I_y = I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi D^4(1 - \alpha^4)}{64}; I_p = 2I = \frac{\pi D^4(1 - \alpha^4)}{32}; \quad (2.46)$$

$$W_x = W_y = W = \frac{I}{(D/2)} = \frac{\pi D^3(1 - \alpha^4)}{32}; W_p = 2W = \frac{\pi D^3(1 - \alpha^4)}{16}. \quad (2.47)$$

В формулах (2.46) и (2.47) D – наружный диаметр кольца, d – внутренний диаметр, $\alpha = d/D$. При определении геометрических

характеристик сложных фигур их разбивают на простые. Характеристики сложных сечений фасонного проката (уголки, швеллеры, двутавры и др.) приведены в справочниках.

Пример 2.4. Рассчитать моменты инерции и моменты сопротивления прямоугольного сечения с размерами $b = 30$ мм и $h = 60$ мм (рис. 2.19) относительно главных осей.

Решение. Моменты инерции относительно осей x и y :

$$I_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{30 \cdot 60^3}{12} = 54 \cdot 10^4 \text{ мм}^4. \quad I_y = \frac{b^3h}{12} = \frac{30^3 \cdot 60}{12} = 13,5 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Моменты сопротивления относительно осей x и y :

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{30 \cdot 60^2}{6} = 18 \cdot 10^3 \text{ мм}^3. \quad W_y = \frac{hb^2}{6} = \frac{60 \cdot 30^2}{6} = 9 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Пример 2.5. Рассчитать моменты инерции и моменты сопротивления составного сечения из двух равных прямоугольников (рис. 2.20) относительно оси x , проходящей через центр тяжести сечения. Размеры прямоугольников: $b = 70$ мм и $h = 10$ мм, расстояние от центра тяжести прямоугольников до оси x $a = 40$ мм.

Решение. Момент инерции каждого прямоугольника относительно оси x_0 :

$$I_{x_0} = \frac{bh^3}{12} = \frac{70 \cdot 10^3}{12} = 5833 \text{ мм}^4.$$

Момент инерции составного сечения относительно оси x :

$$I_x = 2(I_{x_0} + a^2A) = 2 \cdot 5833 + 2(40^2 \cdot 70 \cdot 10) = 2,25 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

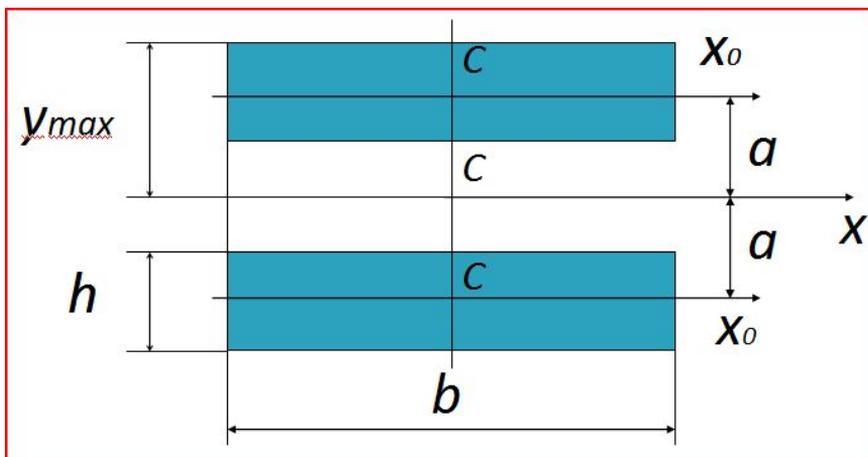


Рис. 2.20. Расчётная схема

Расстояние от оси x до наиболее удалённого волокна составного сечения:

$$y_{\max} = a + b/2 = 40 + 10/2 = 45 \text{ мм}.$$

Момент инерции составного сечения относительно оси x :

$$W_x = I_x / y_{\max} = 2,25 \cdot 10^6 / 45 = 5 \cdot 10^4 \text{ мм}^3.$$

Пример 2.6. Рассчитать моменты инерции и моменты сопротивления составного сечения из двух прямоугольников, один из которых вложен в другой (рис. 2.21) относительно оси x , проходящей через центр тяжести сечения. Размеры прямоугольников: $B = 100$ мм и $H = 60$ мм, $b = 90$ мм и $h = 50$ мм.

Решение.

Моменты инерции внешнего прямоугольника (фигура 1):

$$I_{1x} = \frac{BH^3}{12} = \frac{100 \cdot 60^3}{12} = 180 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

$$I_{1y} = \frac{B^3H}{12} = \frac{100^3 \cdot 60}{12} = 500 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Моменты инерции внутреннего прямоугольника (фигура 2):

$$I_{2x} = \frac{bh^3}{12} = \frac{90 \cdot 50^3}{12} = 93,8 \cdot 10^4 \text{ мм}^4; \quad I_{2y} = \frac{b^3h}{12} = \frac{90^3 \cdot 50}{12} = 304 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Моменты инерции составного сечения:

$$I_x = I_{1x} - I_{2x} = (180 - 93,8) \cdot 10^4 = 86,2 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

$$I_y = I_{1y} - I_{2y} = (500 - 304) \cdot 10^4 = 196 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

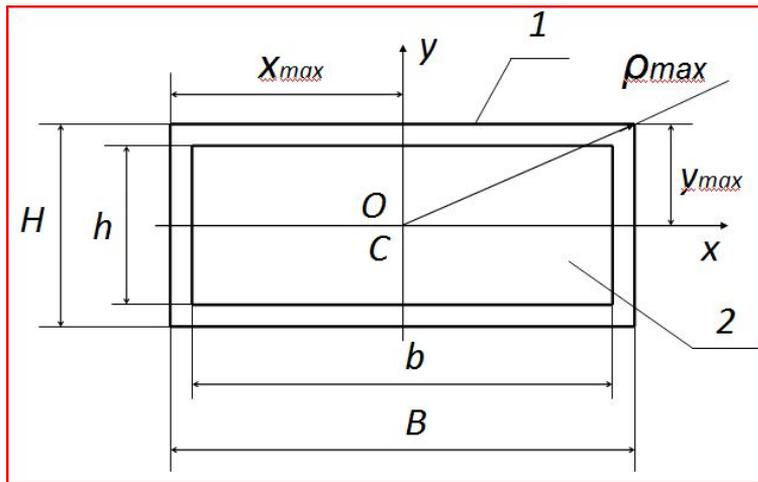


Рис. 2.21. Расчётная схема

Моменты сопротивления составного сечения:

$$W_x = I_x / y_{\max} = I_x / (H/2) = 86,2 \cdot 10^4 / (60/2) = 2,87 \cdot 10^4 \text{ мм}^3;$$

$$W_y = I_y / x_{\max} = I_y / (B/2) = 196 \cdot 10^4 / (100/2) = 3,92 \cdot 10^4 \text{ мм}^3.$$

Полярный момент инерции составного сечения:

$$I_p = I_x + I_y = (2,87 + 3,92) \cdot 10^4 = 6,79 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

Расстояние от центра тяжести до наиболее удалённой точки составного сечения: $\rho_{\max} = \sqrt{B^2 + H^2} / 2 = \sqrt{100^2 + 60^2} / 2 = 58,3 \text{ мм}.$

Полярный момент сопротивления составного сечения:

$$W_p = I_p / \rho_{\max} = 6,79 \cdot 10^4 / 58,3 = 196 \cdot 10^4 / (100/2) = 1165 \text{ мм}^3.$$

Пример 2.7. Рассчитать моменты инерции и моменты сопротивления круглого сечения с диаметром $d = 65 \text{ мм}$ (рис. 2.19) относительно главных осей.

Решение. Моменты инерции: осевой и полярный.

$$I_x = I_y = I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 65^4}{64} = 0,88 \cdot 10^6 \text{ мм}^4;$$

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 65^4}{32} = 1,75 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Моменты сопротивления: осевой и полярный.

$$W_x = W_y = W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 65^3}{32} = 2,7 \cdot 10^4 \text{ мм}^3;$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 65^3}{16} = 5,39 \cdot 10^4 \text{ мм}^3.$$

2.15. Сдвиг, срез, смятие

Сдвигом называют деформацию, представляющую собой искажение первоначально прямого угла малого элемента бруса (рис. 2.22) под действием касательных напряжений τ . Развитие этой деформации приводит к разрушению, называемому *срезом*. Примером сдвига является резка полосы ножницами. На сдвиг работают элементы соединений конструкций – заклёпочных, шпоночных, шлицевых и др.

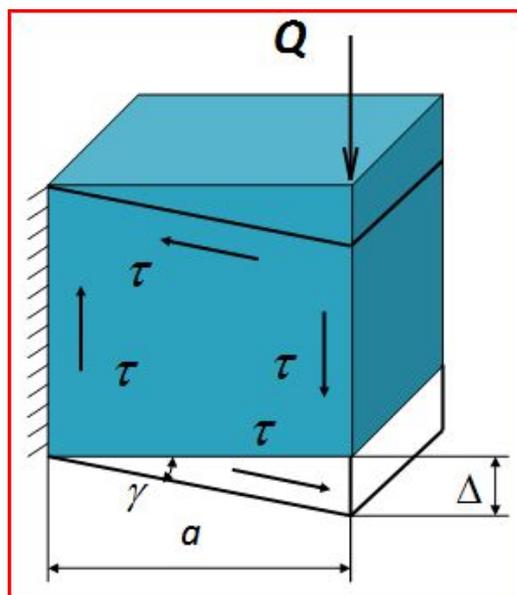


Рис. 2.22. Деформация сдвига

Деформация сдвига оценивается взаимным смещением Δ граней малого элемента (рис. 2.22), называемым *абсолютным сдвигом*, и *относительным сдвигом (углом сдвига)* γ .

$$\Delta/a = \operatorname{tg} \gamma \approx \gamma. \quad (2.48)$$

В предположении равномерного распределения касательных напряжений по сечению площадью $A_{\text{сн}}$, они определяются по формуле, совмещённой с условием прочности:

$$\tau = Q/A_{\text{сн}} \leq [\tau], \quad (2.49)$$

где Q – поперечная сила в заданном сечении, Н;

$[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение, МПа.

В пределах упругости касательное напряжение прямо пропорционально относительному сдвигу:

$$\tau = G \gamma, \quad (2.50)$$

где G – **модуль сдвига**, МПа, характеризующий жёсткость материала при сдвиге, определяется по формуле:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}. \quad (2.51)$$

Формула (2.50) – это **закон Гука при сдвиге**.

При расчёте заклепочных и шпоночных соединений учитываются *срез и смятие* контактирующих поверхностей. Касательные напряжения среза:

$$\tau = Q/A_{\text{ср}} \leq [\tau], \quad (2.52)$$

Площадь среза $A_{\text{ср}} = \pi d^2/4$.

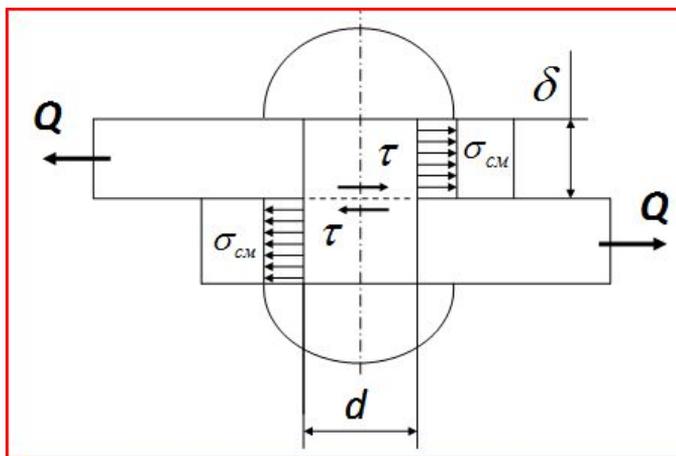


Рис. 2.23. Заклёпочное соединение

Нормальные напряжения смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = Q/A_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (2.53)$$

где $A_{см}$ – площадь прямоугольника, полученного в результате проецирования поверхности контакта (полуцилиндра) на диаметральную плоскость; площадь смятия $A_{см} = d\delta$.

Допускаемые напряжения: среза – $[\tau] = 0,4\sigma_t$, смятия – $[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_t$, где σ_t – предел текучести.

Пример 2.8. Проверить прочность заклёпочного соединения на срез и на смятие (рис. 2.23). Исходные данные. Сдвигающая сила $Q = 4800$ Н; диаметр заклёпки $d = 10$ мм; минимальная высота поверхности контакта $\delta = 15$ мм. Материалы: заклёпки – сталь Ст1, листов – Ст3.

Решение. Пределы текучести: для стали Ст1 $\sigma_t = 200$ МПа, для стали Ст3 $\sigma_t = 220$ МПа.

Напряжения среза возникают в заклёпке. Допускаемое напряжение $[\tau] = 0,4 \cdot 200 = 80$ МПа. Площадь среза $A_{ср} = \pi \cdot 10^2 / 4 = 78,5$ мм². Касательное напряжение среза $\tau = Q / A_{ср} = 4800 / 78,5 = 61$ МПа < [80].

Напряжения смятия возникают в соединяемых листах. Допускаемое напряжение $[\sigma_{см}] = 0,8 \cdot 220 = 176$ МПа. Нормальное напряжение смятия $\sigma_{см} = Q / A_{см} = 4800 / (10 \cdot 15) = 32$ МПа < [176].

Вывод. Прочность достаточна.

2.16. Кручение стержней

Стержень круглого сечения, работающий на кручение, называют *валом*. Кручение возникает при действии на вал внешних пар сил, лежащих в плоскости, перпендикулярной оси вала (рис. 2.24).

Крутящий момент T рассчитывают по формулам:

$$T = F_l \cdot d / 2; T = P / \omega; T = 9550P / n.$$

В любой точке поперечного сечения вала на расстоянии ρ от центра тяжести сечения возникают касательные напряжения:

$$\tau = \frac{T}{I_p} \rho. \quad (2.54)$$

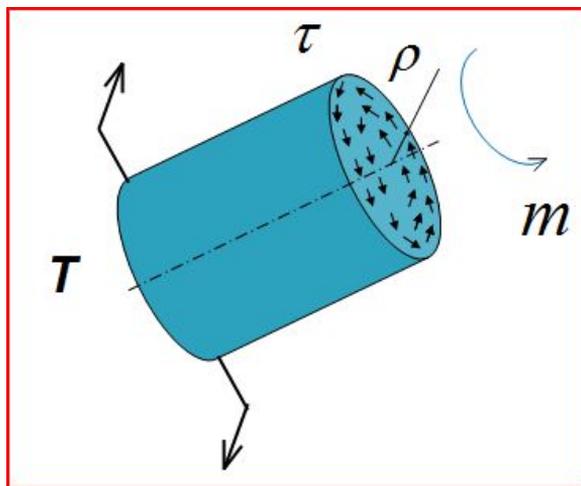


Рис. 2.24. Кручение вала

Наибольшие касательные напряжения будут на поверхности цилиндра:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]. \quad (2.52)$$

В формулах (2.51) и (2.52) I_p – полярный момент инерции, м^4 ; W_p – полярный момент сопротивления, м^3 – формулы (2.45). Как известно, для круглого сечения $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$. С учётом формулы (2.52) диаметр круглого цилиндра из расчёта на прочность равен:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}. \quad (2.53)$$

Угол закручивания определяют по закону Гука:

$$\varphi = \frac{Tl}{GI_p}. \quad (2.54)$$

где l – длина участка, GI_p – жёсткость вала при кручении. Относительный угол закручивания:

$$\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{T}{GI_p}. \quad (2.55)$$

Пример 2.9. Рассчитать диаметр вала в опасном сечении. Исходные данные. Передаваемая мощность $P = 7$ кВт, частота вращения вала $n = 380$ об/мин, допустимое касательное напряжение $[\tau] = 15$ МПа.

Решение. Крутящий момент $T = 9550P/n = 9550 \cdot 7 / 380 = 176$ Н·м. Диаметр вала из формул (2.45) и (2.52):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 176 \cdot 10^3}{\pi[15]}} = 39,1 \text{ мм.}$$

Принят $d = 40$ мм по ГОСТ 6636.

2.17. Плоский изгиб

В машинах и строительных конструкциях широко применяют элементы, работающие на изгиб. Такие элементы называют *балками*. Изгиб представляет собой такую деформацию, при которой ось бруса и его продольные волокна искривляются. На схеме (рис. 2.25) показана консольно-закреплённая балка, нагруженная сосредоточенной силой F на её свободном торце.

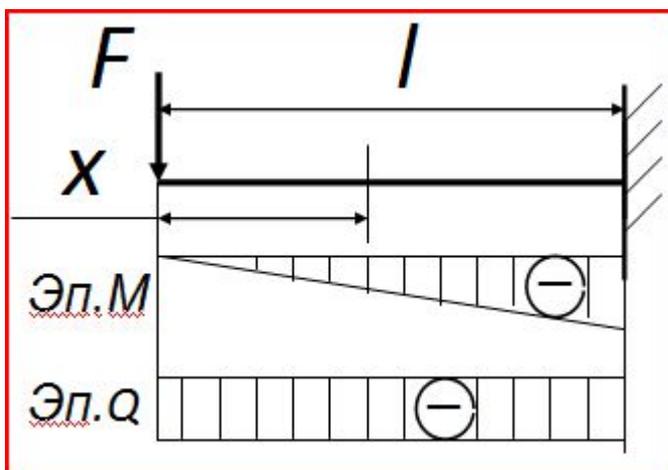


Рис. 2.25. Консольно-закреплённая балка

Внутренними усилиями в поперечных сечениях балки являются поперечная сила Q и изгибающий момент M , который образуется в результате переноса силы F в исследуемое сечение (рис. 2.25, 2.26).

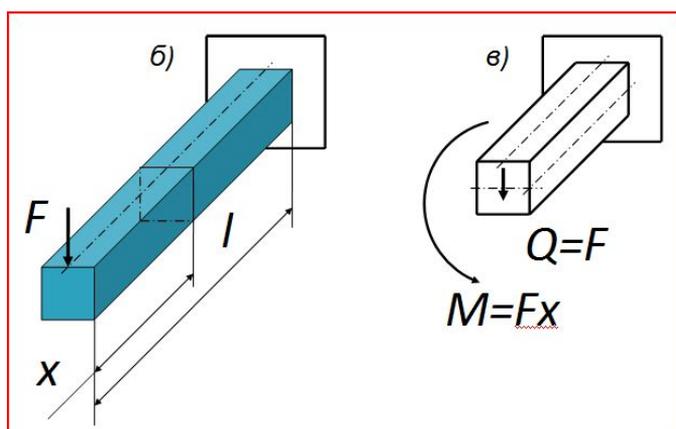


Рис. 2.26. Изгиб бруса

Это соответствует правилу теоретической механики, в соответствии с которым силу можно перенести в любую точку с добавлением момента, в данном случае изгибающего. В продольном сечении балки с координатой x существует дифференциальная зависимость:

$$\frac{dM}{dx} = Q.$$

Для отыскания опасных сечений, в которых действуют максимальные нагрузки, *строят эпюры Q и M , используя метод сечения и метод характерных точек.*

Эпюра – это график, показывающий изменение того или иного фактора по оси балки.

Сечения расставляются на характерных участках и в характерных точках. *Характерный участок балки* – это участок между какими-либо изменениями (сосредоточенными силами, моментами и т. д.). *Характерные точки* – это точки приложения сосредоточенных сил, моментов и т. д.

Для того чтобы вычислить Q и M , необходимо мысленно рассечь балку плоскостью, перпендикулярной продольной оси, на две части и отбросить часть балки (любую, левую или правую), лежащую по одну сторону от рассматриваемого сечения. Как правило, отбрасывают ту часть балки, которая представляется наиболее сложной. Затем по действующим на оставленную часть балки внешним силам находят искомые значения Q и M (рис. 2.27).

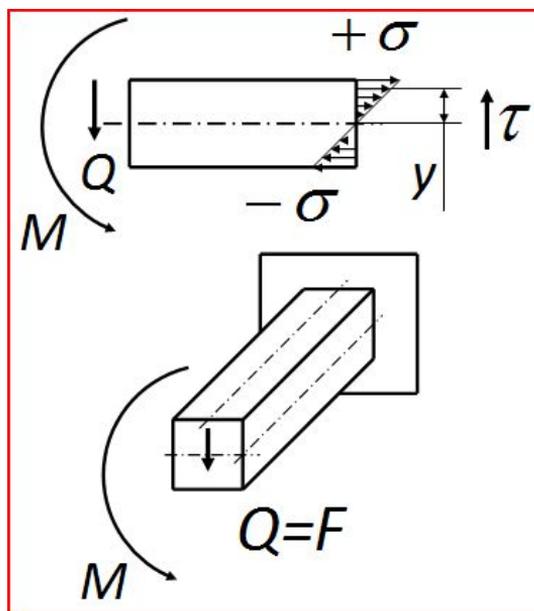


Рис. 2.27. Эпюра нормальных напряжений изгиба

При изгибе балки поперечные сечения поворачиваются на некоторый угол, оставаясь плоскими в соответствии с гипотезой плоских сечений. Если при этом *верхние волокна растягиваются, то нижние сжимаются*, и наоборот. Плоскость, на которой продольные волокна не изменяют своих размеров, называется *нейтральным слоем*. Она проходит через центр тяжести сечения (рис. 2.26, 2.27).

В любой точке поперечного сечения, находящейся на расстоянии y от нейтрального слоя, нормальное напряжение определяют по формуле:

$$\sigma = \frac{M}{I} y, \quad (2.56)$$

На нейтральной оси $\sigma = 0$, а наибольшие нормальные напряжения будут в точках, наиболее удалённых от нейтральной оси с y_{\max} . Условие прочности:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I_x} y_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma], \quad (2.57)$$

где I_x – момент инерции относительно оси x , м^4 ; W_x – момент сопротивления относительно оси x , м^3 .

Максимальный изгибающий момент M_{\max} находят из эпюр. Порядок построения эпюр.

1) Опоры балки мысленно отбрасывают, а их противодействие на балку заменяют реакциями опор. На расчётной схеме следует показать внешние нагрузки (F , q , m) и реактивные (R).

2) Реакции опор R определяют по уравнениям статики – моментным (например, $\Sigma M_A = 0$) и проекций (например, $\Sigma X = 0$).

3) Балку разбивают на характерные участки, в пределах которых составляют уравнения моментов относительно точки с координатой x ; по уравнениям рассчитать моменты в характерных точках, в которых рассчитывают изгибающие моменты как сумму изгибающих моментов слева или справа от выбранного сечения.

4) Эпюры изгибающих моментов строят по следующим правилам. Если внешние нагрузки загибают конец балки вверх, то M считают положительным (рис. 2.28), а если вниз, то отрицательным (рис. 2.29). Другими словами, моменты со стороны левого конца балки *будут положительными* при их направлении по часовой стрелке, а со стороны правой опоры – против часовой стрелки.

5) Аналогично поперечная сила Q считается положительной, если внешние силы вращают оставленную часть балки по часовой стрелке (рис. 2.28), и отрицательной, если вращают по часовой стрелке (рис. 2.29).

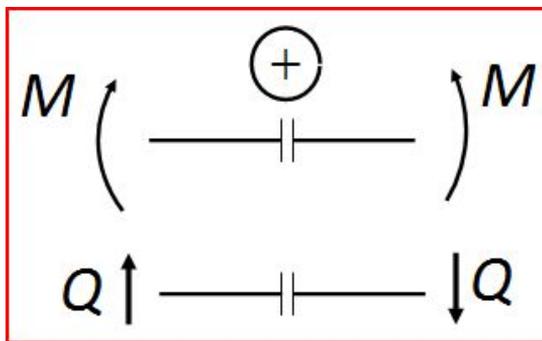


Рис. 2.28. Положительное направление моментов и сил

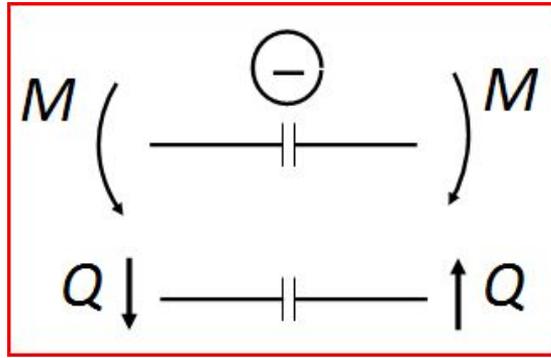


Рис. 2.29. Отрицательное направление моментов и сила

Пример 2.10. Рассчитать диаметр d балки круглого сечения на двух опорах (рис. 2.30) по следующим исходным данным: сосредоточенные силы $F_1 = 9$ кН, $F_2 = 3,5$ кН; сосредоточенный момент $m = 4,5$ Н·м; плечи сил $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 80$ мм, $l_3 = 140$ мм. Допускаемое напряжение $[\sigma] = 120$ МПа.

Решение.

1) Опоры 1 и 2 мысленно отбрасываем и их действие на балку заменяем реакциями R_1 и R_2 (рис. 2.30). Обозначаем характерные точки. Характерные участки имеют длины l_1 , l_2 и l_3 .

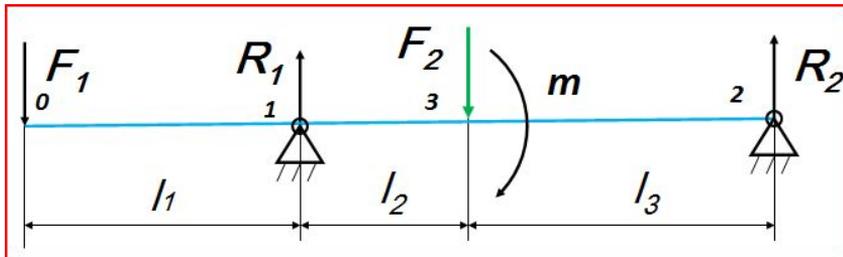


Рис. 2.30. Схема внешних нагрузок и реакций опор

2) Реакцию R_1 определяем из моментного уравнения, а R_2 – из уравнения проекций. Моментное уравнение относительно характерной точки 2 (моменты приняты положительными при их направлении против часовой стрелки):

$$\Sigma M_2 = 0; \quad \Sigma M_2 = F_1(l_1 + l_2 + l_3) - R_1(l_2 + l_3) + F_2l_3 - m = 0, \quad \text{откуда}$$

$$R_1 = (F_1(l_1 + l_2 + l_3) + F_2l_3 - m)/(l_2 + l_3) = (9 \cdot 320 + 3,5 \cdot 140 - 4,5)/220 = 15,3 \text{ кН.}$$

Уравнение проекций: $\Sigma Y = -F_1 + R_1 - F_2 + R_2 = 0$, откуда

$$R_2 = F_1 - R_1 + F_2 = 9 - 15,3 + 3,5 = -2,8 \text{ кН.}$$

Знак минус в ответе свидетельствует о направлении реакции R_2 , противоположном изображённому на рис. 2.30.

3) Проверка правильности вычислений по второму моментному уравнению:

$$\Sigma M_1 = 0;$$

$$\Sigma M_1 = F_1 l_1 - F_2 l_2 - m + R_2 (l_2 + l_3) = 9 \cdot 100 - 3,5 \cdot 80 - 4,5 + (-2,8) \cdot 220 = -0,5 \approx 0.$$

4) Определение изгибающих моментов в характерных точках. Для этого для каждого характерного участка на расстоянии x от левого торца балки составляем уравнение моментов. Уравнение для участка 0–1:

$M_{0-1} = -F_1 x$. Это уравнение прямой линии. В точке 0 $x = 0$ и $M_0 = 0$. В точке 1 $x = 100$ и $M_1 = -F_1 x = -9 \cdot 100 = -900$ Н·м. Ординаты 0 и -900 соединяем прямой линией, получая эпюру изгибающих моментов на участке 0–1 (рис. 2.31). По правилу рис. 2.29 значения моментов – отрицательные.

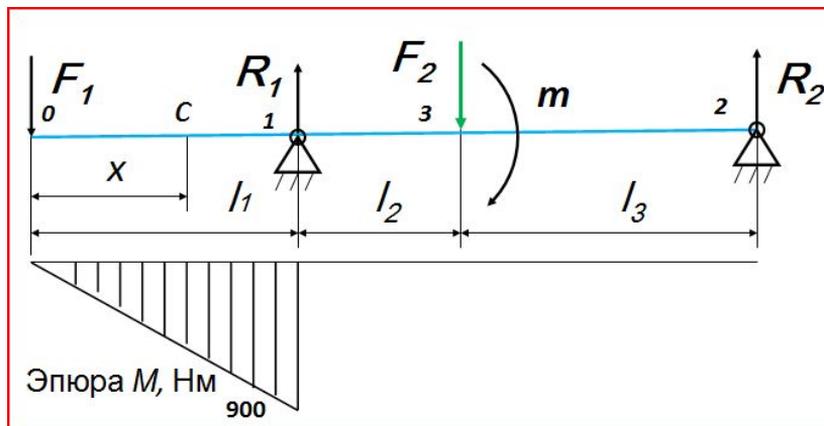


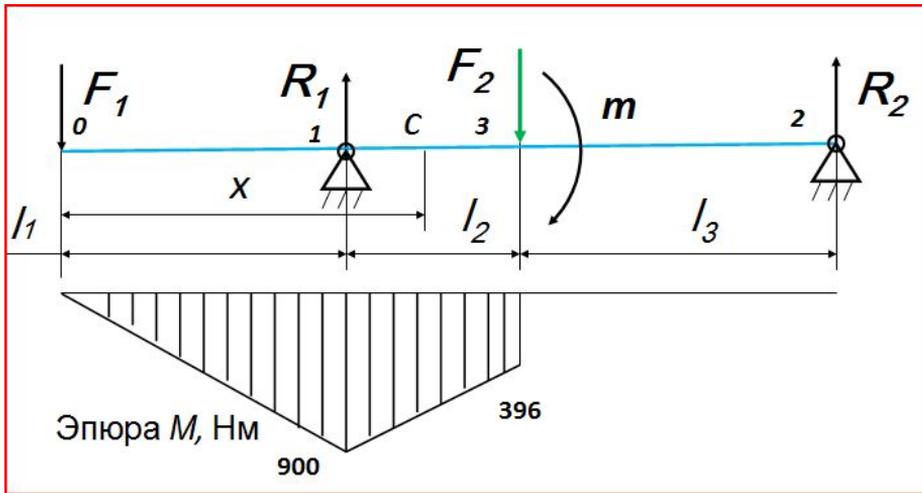
Рис. 2.31. Построение эпюры M на участке 0–1

Уравнение для участка 1–3 (рис. 2.32):

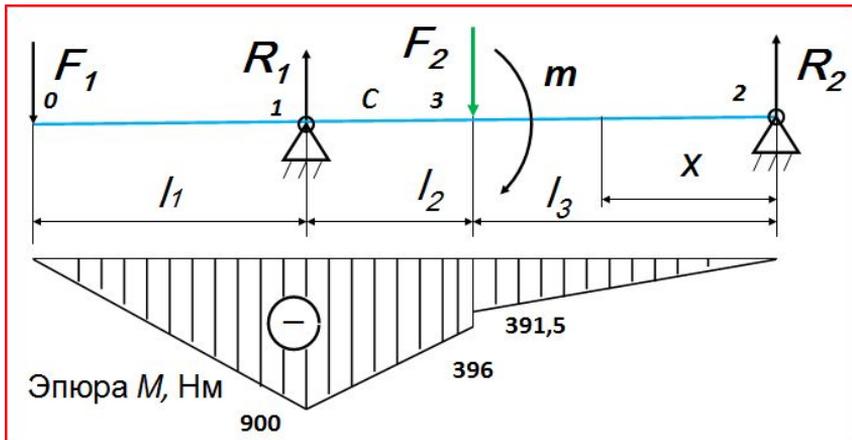
$M_{1-3} = -F_1 x + R_1(x - 100)$. В точке 1 момент уже известен. В точке 3 $x = 180$ и $M_3 = -9 \cdot 180 + 15,3 \cdot (180 - 100) = -396$ Н·м. В точке 3' $M_{3'} = M_3 + m = -396 + 4,5 = -391,5$ Н·м. Точка 3' лежит на ничтожно малом расстоянии правее точки 3 и содержит кроме силы F_2 сосредоточенный момент m . Эпюра моментов на участка 1–3 приведена на рис. 2.32.

Уравнение для участка 3–2 составлено от сил, действующих справа:

$M_{2-3} = R_2 x$. В точке 2 $x = 0$ и $M_2 = 0$. Ординаты моментов 0 и $391,5$ соединяем прямой (рис. 2.33). Из эпюры находим опасную (расчётную) точку 2 (под опорой 1) с наибольшим изгибающим моментом $M_{\max} = 900$ Н·м. Так как реакция R_2 имеет отрицательное значение, эпюра на участке 3–2 занимает отрицательную область.



2.32. Построение эпюры M на участке 1–3



2.33. Полная эпюра M

В точке 3 на эпюре скачок, соответствующий величине сосредоточенного момента $m = 4,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

б) По максимальному моменту в процессе решения проектной задачи определяем требуемый момент сопротивления круглого сечения:

$$W = M_{\max} / [\sigma] = 900 \cdot 10^3 / 120 = 7500 \text{ мм}^3.$$

$$7) \text{ Диаметр балки } d = \sqrt[3]{\frac{32W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7500}{\pi}} = 42,4 \text{ мм}$$

Вывод. Принят диаметр балки $d = 45 \text{ мм}$ по ГОСТ 6636.

Примечание. Совместное использование последних двух формул и (2.45) позволяет иметь более простое выражение расчёта цилиндрического стержня на изгиб:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 900 \cdot 10^3}{\pi \cdot 120}} = 42,4 \text{ мм.} \quad (2.58)$$

2.18. Сложное напряжённое состояние

В опасной точке конструкции в общем случае реализуется *пространственное напряжённое состояние*, которое характеризуется тремя главными напряжениями $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ (рис. 2.34). В качестве эталонного напряжённого состояния выбирают одно напряжение, которое называют *эквивалентным* (приведенным), то есть многоосное состояние приводится к одноосному (плоскому). Решение такой задачи осуществляется с помощью **теорий прочности**.

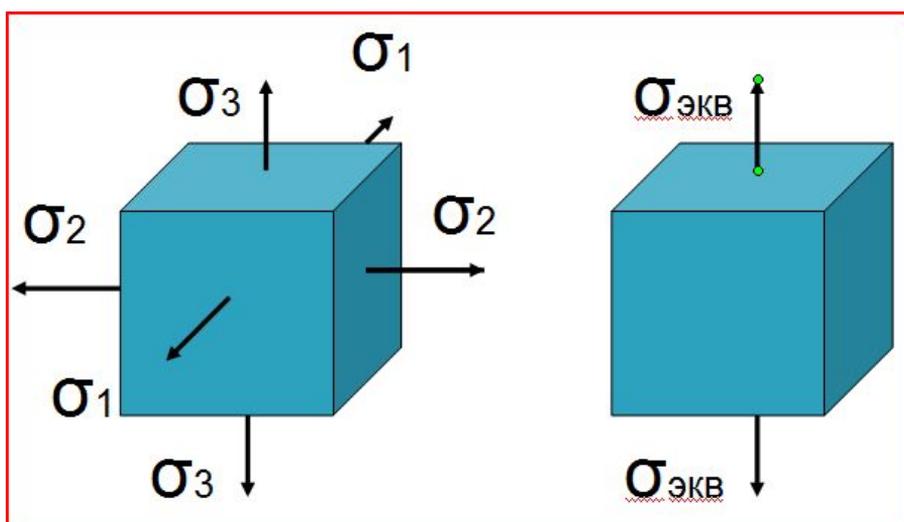


Рис. 2.34. Эквивалентное напряжение

Первая теория прочности базируется на гипотезе о том, что предельное состояние материала наступает тогда, когда одно из главных напряжений достигает величины σ_0 . Если принять $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 \geq 0$, должно соблюдаться условие $\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 \leq \sigma_0$, (2.59) где σ_1 – максимальное напряжение, σ_0 – опасное напряжение, вызывающее предельное состояние (пластическую деформацию или разрушение) при одноосном растяжении-сжатии.

Вторая теория прочности основывается на гипотезе о том, что наступление предельного состояния материала определяется *величиной наибольшей относительной деформации*. В соответствии с этой теорией эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \mu \cdot (\sigma_2 + \sigma_3) \leq \sigma_0$, (2.60)

Первая и вторая теории прочности используются для хрупких материалов.

Третья теория прочности строится на гипотезе о том, что наступление предельного напряжённого состояния определяется *величиной наибольших касательных напряжений*. Данная теория *используется для пластичных материалов* и широко применяется в машиностроении. Условие прочности:

$$\sigma_{\text{эквIII}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2.61)$$

Четвёртая теория прочности (энергетическая) строится на гипотезе о том, что переход к пластическому состоянию связан с *уровнем удельной потенциальной энергии деформации*. Условие прочности:

$$\sigma_{\text{эквIV}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2.62)$$

При сложном напряжённом состоянии изгиба с кручением, характерным для работы валов, крутящий момент T приводится к изгибающему M , а касательные напряжения τ соответственно к нормальным σ . Эквивалентные моменты в этом случае

$$M_{\text{эквIII}} = \sqrt{M^2 + T^2} \text{ либо } M_{\text{эквIV}} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2}. \quad (2.63)$$

Диаметр вала при сложном напряжённом состоянии:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{экв}}}{\pi[\sigma]}}. \quad (2.64)$$

2.19. Устойчивость сжатых стержней

Прямой стержень при малой осевой нагрузке при малом внешнем воздействии вернёт себе прямолинейную форму при устранении этого воздействия. В этом случае прямолинейная *форма стержня устойчива*.

Большой груз стержень удержит, только будучи прямолинейным. Любое малое отклонение приводит к нарастанию прогибов. В этом случае прямолинейная *форма стержня неустойчива* (рис. 2.35).

Результатом расчёта на устойчивость является *коэффициент запаса по устойчивости*:

$$n_y = \frac{P_{\text{кр}}}{P}, \quad (2.65)$$

где $P_{\text{кр}}$ – критическая нагрузка; P – действующая нагрузка.

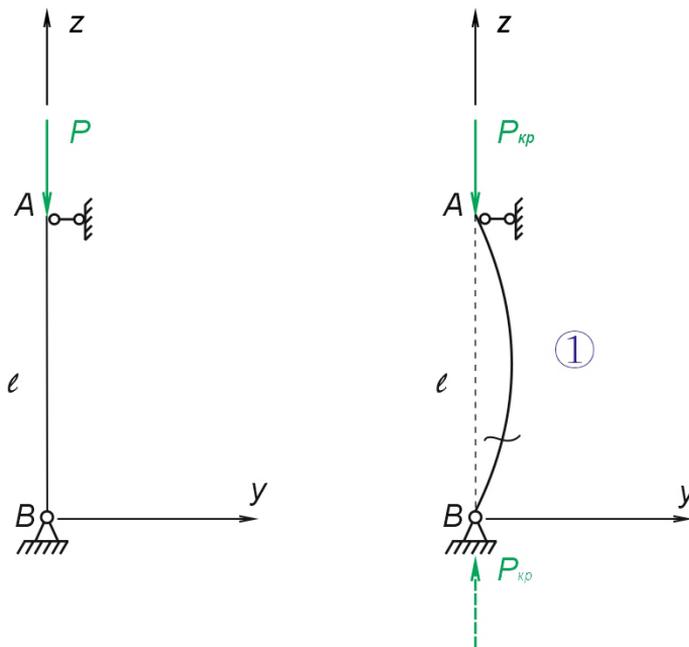


Рис. 2.35. Устойчивая и неустойчивая форма стержня

Критическую нагрузку в Н при достаточно гибких стержнях определяют по формуле Эйлера:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI_x}{(\mu \cdot l)^2}, \quad (2.66)$$

где E – модуль упругости, МПа; I_x – момент инерции сечения стержня, мм⁴; l – длина стержня, мм; μ – коэффициент приведения длины; зависит от способа закрепления стержня; для схемы на рис. 2.35 $\mu = 1$.

Формула Эйлера неприемлема для коротких стержней. Для оценки её применимости вводят понятие *гибкости*:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \quad (2.67)$$

где i – радиус инерции поперечного сечения, мм.

$$i = \sqrt{\frac{I_x}{A}}, \quad (2.68)$$

где A – площадь поперечного сечения, мм².

Ориентировочно критическую нагрузку рассчитывают по формуле Эйлера при гибкости $\lambda \geq 100$. При $\lambda < 100$ – по формуле Ясинского:

$$P_{кр} = \sigma_{кр} A = (a - b\lambda) \cdot A, \quad (2.69)$$

где a и b – напряжения, зависящие от материала, МПа.

2.20. Тестовые задания по сопротивлению материалов

1. Прочность конструкции – это...

- 1) способность противостоять коррозии
- 2) способность элемента конструкции растягиваться или сжиматься
- 3) способность конструкции воспринимать внешнюю нагрузку без отказов
- 4) способность противостоять вибрации

2. Жёсткость конструкции – это...

- 1) свойство подвергаться технологической обработке
- 2) способность элемента конструкции сохранять свои геометрические размеры под действием внешних нагрузок
- 3) способность противостоять вибрации
- 4) способность противостоять продольной нагрузке

3. Пластической (остаточной) деформацией называется деформация...

- 1) продолжающая увеличиваться после снятия нагрузки
- 2) сохраняющаяся после прекращения действия нагрузки
- 3) изменяющаяся пропорционально величине нагрузки
- 4) полностью исчезающая после прекращения действия нагрузки

4. Способность материала сопротивляться деформациям называется

- | | |
|-------------------|---------------|
| 1) долговечностью | 2) прочностью |
| 3) надёжностью | 4) жёсткостью |

5. Отсутствие отказов, связанных с разрушениями или остаточными деформациями элементов конструкций, называют...

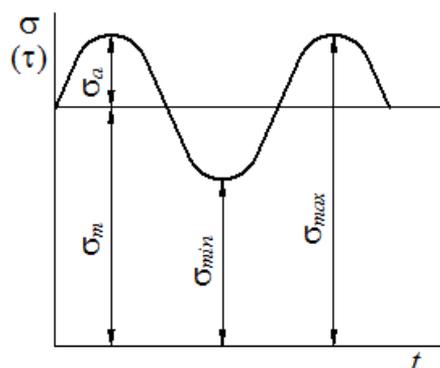
- | | |
|---------------|------------------|
| 1) жёсткостью | 2) устойчивостью |
| 3) прочностью | 4) надёжностью |

6. Свойство детали сопротивляться изменению формы под нагрузкой называется...

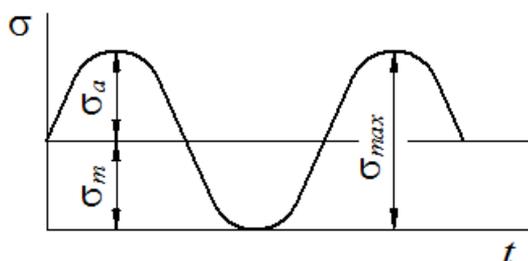
- | | |
|---------------------|---------------|
| 1) износостойкостью | 2) твёрдостью |
| 3) прочностью | 4) жёсткостью |

7. На рисунке изображён ... цикл изменения нормальных напряжений.

- | | |
|------------------|--------------------|
| 1) асимметричный | 2) пульсирующий |
| 3) симметричный | 4) знакопеременный |

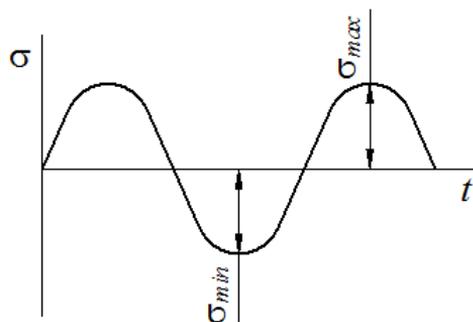


8. На рисунке изображён ... цикл изменения нормальных напряжений.



- 1) асимметричный
- 2) пульсирующий
- 3) симметричный
- 4) знакопеременный

9. На рисунке изображён ... цикл изменения нормальных напряжений.



- 1) асимметричный
- 2) пульсирующий
- 3) симметричный
- 4) знакопостоянный

10. Параметры цикла $\sigma_a = \sigma_m = 0,5\sigma_{max}$; $R = 0$ соответствуют...циклу изменения напряжений.

- 1) асимметричному
- 2) пульсирующему
- 3) симметричному
- 4) знакопостоянному

11. Параметры цикла $\sigma_a = \sigma_{\max}$; $\sigma_m = 0$; $R = -1$ соответствуют...циклу изменения напряжений.

- 1) асимметричному
- 2) пульсирующему
- 3) симметричному
- 4) знакопостоянному

12. При испытаниях образцов на усталость в их сечениях возникают ...напряжения.

- 1) постоянные
- 2) пульсирующие
- 3) симметричные
- 4) знакопостоянные

13. Предельное напряжение для пластичных материалов при постоянной нагрузке равно...

- 1) пределу выносливости
- 2) пределу прочности
- 3) пределу надёжности
- 4) пределу текучести

14. Предельное напряжение для хрупких материалов при постоянной нагрузке равно...

- 1) пределу выносливости
- 2) пределу прочности
- 3) пределу пропорциональности
- 4) пределу текучести

15. Предельное напряжение при циклической нагрузке равно...

- 1) пределу выносливости
- 2) пределу прочности
- 3) пределу надёжности
- 4) пределу пропорциональности

16. Допускаемое напряжение определяют по формуле...

- 1) $[\sigma] = \sigma_R / s$
- 2) $\sigma_R = [\sigma] / s$
- 3) $[\sigma] = \sigma_R \cdot s$
- 4) $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_T$

17. Для стали предел текучести $\sigma_T = 320$ МПа. Коэффициент запаса прочности $s = 1,7$. Допускаемое напряжение $[\sigma]$ равно...МПа.

- 1) 288
- 2) 188
- 3) 144
- 4) 72

18. Твёрдость по Бринеллю определяется вдавливанием в исследуемую поверхность...

- 1) алмазной пирамиды
- 2) алмазного конуса
- 3) закалённого стального шарика
- 4) шарика из рельсовой стали

19. Факторы, которые не влияют на усталостную прочность детали...

- 1) концентрация напряжений
- 2) абсолютные размеры детали
- 3) циклическая нагрузка
- 4) постоянные напряжения

20. Факторы, которые не являются концентраторами напряжений...

- 1) галтель
- 2) резьба
- 3) напрессовка
- 4) гладкая поверхность

21. Факторы, которые не являются концентраторами напряжений...

- 1) газовые пузыри
- 2) шлаковые включения
- 3) защитные покрытия
- 4) усталостные трещины

22. Коэффициент запаса прочности s определяется по формуле...

- 1) $\frac{\sigma_R}{\sigma_{\max}}$
- 2) $\frac{\sigma_{\max}}{[\sigma]}$
- 3) $\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_T}$
- 4) $\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_B}$

23. Коэффициент запаса выносливости s_{-1} определяется по формуле...

1) $\frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m}$ 2) $\frac{\sigma_T}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m}$ 3) $\frac{\sigma_B}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m}$ 4) $\frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_{\max}}$

24. Отношение поперечной деформации к продольной деформации носит имя...

- 1) Матисса 2) Мопассана 3) Пуассона 4) Сен-Венана

25. Устанавливает зависимость между напряжениями и деформациями при осевом растяжении-сжатии закон...

- 1) Кеплера 2) Бойля-Мариотта 3) Ома 4) Гука

26. При линейном напряженном состоянии закон Гука выражается зависимостью...

1) $\varepsilon = \Delta/l$ 2) $\sigma = E \cdot \varepsilon$ 3) $G = E/(2(1+\mu))$ 4) $\tau = G \cdot \gamma$

27. Закон Гука определяет прямую пропорциональность между упругой деформацией и...

- 1) пластической деформацией 2) коэффициентом Пуассона
3) напряжением 4) внутренним трением

28. Формула для нормальных напряжений при осевом растяжении-сжатии имеет вид...

1) $\sigma = F/A$ 2) $\sigma = F \cdot A$ 3) $F = A/\sigma$ 4) $A = \sigma \cdot F$

29. Напряжения при растяжении-сжатии определяются по формуле...

1) $\tau = \frac{F}{A}$ 2) $\sigma = \frac{F}{A}$ 3) $\sigma = \frac{F}{EA}$ 4) $\sigma = \frac{Fl}{EA}$

30. Стержень растягивается силой $F = 8$ кН, диаметр поперечного сечения $d = 20$ мм. Напряжения в поперечном сечении бруса равны... МПа.

- 1) 20,3 2) 112 3) 14,3 4) 25,5

31. Стержень площадью $A = 85$ мм² из стали с допустимым напряжением $[\sigma] = 180$ МПа может выдержать максимальную растягивающую силу F ... Н.

- 1) 21300 2) 15300 3) 18800 4) 44200

32. Стержень из стали с допустимым напряжением $[\sigma] = 120$ МПа растягивается силой $F = 7$ кН. Требуемая площадь поперечного сечения A ... мм².

- 1) 88 2) 78 3) 68 4) 58

33. Растягиваемый стержень заменили другим с площадью поперечного сечения в 3 раза большей. Напряжения останутся неизменными в варианте...

- 1) силу увеличили в 3 раза 2) силу уменьшили в 2 раза
3) силу увеличили в 6 раз 4) силу уменьшили в 3 раза

34. Линейная деформация по закону Гука определяется выражением...

1) $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$ 2) $\Delta l = \frac{Fl}{EA}$ 3) $\Delta l = \frac{Fl}{GI_p}$ 4) $\Delta l = \frac{Ml}{GI_p}$

35. Выражение, соответствующее жёсткости сечения при растяжении-сжатии...

1) EI 2) EA 3) GA 4) GI_p

36. В стальном болте ($E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа) длиной $l = 150$ мм при его удлинении $\Delta l = 0,03$ мм возникает напряжение... МПа.

1) 20,8 2) 142 3) 14,3 4) 43

37. Единица измерения силы...

1) Н/м² 2) МПа 3) Н·м 4) Н

38. Единица измерения момента...

1) Н/м² 2) МПа 3) Н·м 4) м/Н

39. Единица измерения напряжения...

1) МПа 2) Н 3) Н·м 4) м/Н

40. Единица измерения коэффициента жёсткости...

1) Н/м 2) МПа 3) Н·м 4) м/Н

41. Единица измерения коэффициента податливости...

1) Н/м² 2) Па 3) Н/м 4) м/Н

42. Момент инерции сечения выражается в ...

1) м² 2) м³ 3) м⁴ 4) м⁵

43. Момент инерции I_x прямоугольного сечения равен ...

1) $I_x = \frac{bh^2}{6}$ 2) $I_x = \frac{bh^3}{12}$ 3) $I_x = \frac{bh^4}{16}$ 4) $I_x = \frac{b^2h^2}{32}$

44. Момент инерции I_y прямоугольного сечения равен ...

1) $I_y = \frac{b^3h}{12}$ м³ 2) $I_y = \frac{b^2h^2}{6}$ м⁴ 3) $I_x = \frac{b^3h^2}{32}$ м⁵ 4) $I_y = \frac{b^3h}{12}$ м⁴

45. Момент инерции I_x прямоугольного сечения с размерами $b = 12$ мм и $h = 36$ мм равен... мм⁴.

1) $16,8 \cdot 10^3$ 2) $82 \cdot 10^2$ 3) $46,7 \cdot 10^3$ 4) $66,6 \cdot 10^4$

46. Момент инерции I_y прямоугольного сечения с размерами $b = 22$ мм и $h = 52$ мм равен ... мм⁴

1) $55 \cdot 10^3$ 2) $17,3 \cdot 10^3$ 3) $68,3 \cdot 10^3$ 4) $46,14 \cdot 10^3$

47. Полярный момент инерции I_p сечения равен ...

1) $I_x + I_y$ 2) $I_x \cdot I_y$ 3) I_x / I_y 4) $I_x - I_y$

48. Осевой момент инерции круга равен ...

1) $I_x = \frac{\pi d^3}{12}$ 2) $I_x = \frac{\pi d^4}{32}$ 3) $I_x = \frac{\pi d^4}{64}$ 4) $I_x = \frac{\pi d^2}{4}$

49. Полярный момент инерции круга равен ...

1) $I_p = \frac{\pi d^3}{12}$ 2) $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ 3) $I_p = \frac{\pi d^4}{64}$ 4) $I_p = \frac{\pi d^2}{4}$

50. Осевой момент инерции I_x для круглого сечения диаметром $d = 35$ мм равен...мм⁴.

1) $5,37 \cdot 10^4$ 2) $7,37 \cdot 10^4$ 3) $6,8 \cdot 10^4$ 4) $17,7 \cdot 10^4$

51. Полярный момент инерции I_p для круглого сечения диаметром $d = 65$ мм равен...мм⁴.

1) $11 \cdot 10^6$ 2) $0,4 \cdot 10^6$ 3) $1,75 \cdot 10^6$ 4) $14,4 \cdot 10^5$

52. Между полярным моментом инерции I_p и осевым моментом инерции I_x для круглого сечения существует связь...

1) $I_p = I_x$ 2) $I_p = 0,5 I_x$ 3) $I_p = 2 I_x$ 4) $I_p = 4 I_x$

53. Момент сопротивления сечения выражается в ...

1) м² 2) м³ 3) м⁴ 4) м⁵

54. Момент сопротивления W_x прямоугольного сечения равен ...

1) $W_x = \frac{bh^2}{6}$ 2) $W_x = \frac{bh^2}{12}$ 3) $W_x = \frac{bh^3}{32}$ 4) $W_x = \frac{bh^3}{16}$

55. Момент сопротивления W_y прямоугольного сечения равен ...

1) $W_y = \frac{b^2h}{6}$ 2) $W_y = \frac{b^2h^2}{6}$ 3) $W_y = \frac{bh^2}{6}$ 4) $W_y = \frac{b^2h}{12}$

56. Момент сопротивления W_x прямоугольного сечения с размерами $b = 32$ мм и $h = 66$ мм равен...мм³.

1) 56565 2) 45454 3) 34343 4) 23232

57. Момент инерции сечения I_x относительно оси x , не проходящей через его центр тяжести, при его осевом моменте инерции I_{x0} , площади сечения A и расстоянии между осями a равен...

1) $I_x = I_{x0} + a A$ 2) $I_x = I_{x0} + a^2 A$ 3) $I_x = I_{x0} - a^2 A$ 4) $I_x = I_{x0} + a^3 A$

58. Осевой момент сопротивления W_x для круглого сечения диаметром $d = 35$ мм равен...мм³.

1) 1455 2) 6033 3) 8418 4) 4209

59. Полярный момент сопротивления W_p для круглого сечения диаметром $d = 65$ мм равен...мм³.

1) $14,2 \cdot 10^4$ 2) $53,9 \cdot 10^3$ 3) $11,8 \cdot 10^4$ 4) $14,2 \cdot 10^5$

60. Между W_p и W_x для круглого сечения существует связь...

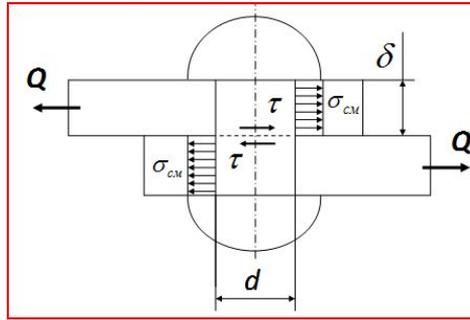
1) $W_p = 0,5 W_x$ 2) $W_p = W_x$ 3) $W_p = 2 W_x$ 4) $W_p = 4 W_x$

61. Закон Гука при сдвиге имеет вид...

1) $\tau = G \gamma$ 2) $\sigma = E \varepsilon$ 3) $\tau = F/A$ 4) $\tau = Q/A$

62. Заклёпочное соединение испытывает напряжения...

1) растяжения и изгиба 2) сдвига и смятия
3) изгиба и кручения 4) растяжения и сдвига



63. За расчетную площадь смятия отверстия под заклёпку принимается...

- 1) полная площадь поверхности контакта болта и отверстия
- 2) диаметральная площадь
- 3) площадь поперечного сечения
- 4) половина площади поверхности контакта

64. Напряжения при смятии определяются по формуле...

- 1) $\tau = \frac{Q}{A}$
- 2) $\sigma = \frac{Q}{A}$
- 3) $\sigma = \frac{F}{EA}$
- 4) $\tau = \frac{Fl}{EA}$

65. Напряжения при срезе определяются по формуле...

- 1) $\tau = \frac{Q}{A}$
- 2) $\sigma = \frac{Q}{A}$
- 3) $\sigma = \frac{F}{EA}$
- 4) $\tau = \frac{Fl}{EA}$

66. От какой геометрической характеристики сечения при кручении зависит жёсткость бруса?

- 1) W_p
- 2) I_p
- 3) A
- 4) I_x

67. Крутящие моменты скручиваемых валов относятся, как $T_1:T_2 = 1 :$

8. При $\tau_1 = \tau_2$ их диаметры относятся как...

- 1) 1 : 3
- 2) 4 : 1
- 3) 1 : 4
- 4) 1 : 2

68. Диаметр вала из расчёта на кручение определяется по формуле...

- 1) $d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}$
- 2) $d = \sqrt{\frac{16T}{\pi[\tau]}}$
- 3) $d = \sqrt[3]{\frac{32T}{\pi[\tau]}}$
- 4) $d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\sigma]}}$

69. Допускаемое напряжение стального вала $[\tau] = 30$ МПа, полярный момент инерции $W_p = 1600$ мм³. Крутящий момент, который можно передать данным валом, равен... Н·м.

- 1) 144
- 2) 48000
- 3) 48
- 4) 24

70. Максимальное касательное напряжение при кручении вала диаметром $d = 70$ мм моментом $T = 4000$ Н·м равно... МПа.

- 1) 14
- 2) 37
- 3) 59
- 4) 118

71. Угол закручивания по закону Гука определяется выражением...

- 1) $\varphi = \frac{Fl}{EA}$
- 2) $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$
- 3) $\varphi = \frac{Fl}{GI_p}$
- 4) $\varphi = \frac{Ml}{GI_p}$

72. Формула для максимальных касательных напряжений в поперечном сечении балки при кручении имеет вид...

$$1) \tau_{\max} = \frac{T \cdot \rho_{\max}}{I_p} \quad 2) \tau_{\max} = \frac{T \cdot \rho_{\max}}{I_x} \quad 3) \tau_{\max} = \frac{M \cdot \rho}{I_x} \quad 4) \tau_{\max} = \frac{M \cdot y}{I_x}$$

73. Формула для максимальных нормальных напряжений в поперечном сечении балки при изгибе имеет вид...

$$1) \sigma_{\max} = \frac{M \cdot l}{GI_p} \quad 2) \sigma_{\max} = \frac{M \cdot y_{\max}}{A} \quad 3) \sigma_{\max} = \frac{M \cdot l}{A} \quad 4) \sigma_{\max} = \frac{M \cdot y_{\max}}{I}$$

74. Величины нормального и касательного напряжений равны соответственно σ и τ . Приведенное напряжение равно $\sigma_{np} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$. Оно соответствует... теории прочности.

- 1) первой 2) второй 3) третьей 4) четвёртой

75. Величины нормального и касательного напряжений равны соответственно σ и τ . Приведенное напряжение равно $\sigma_{np} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$. Оно соответствует... теории прочности.

- 1) первой 2) второй 3) третьей 4) четвёртой

3. Детали машин

3.1. Тестовые задания на предметную олимпиаду

Раздел «Детали машин»

1. Выбор материала для изготовления детали обусловлен...
 - 1) величиной нагрузки
 - 2) стабильностью нагрузки
 - 3) стоимостью
 - 4) основными критериями работоспособности
2. Требование, которое не относится к группе основных критериев работоспособности детали...
 - 1) жаропрочность
 - 2) величина нагрузки
 - 3) прочность
 - 4) износостойкость
3. Свойство детали сопротивляться изменению формы под нагрузкой называется...
 - 1) износостойкостью
 - 2) твёрдостью
 - 3) прочностью
 - 4) жёсткостью
4. Свойство детали сохранять работоспособность при воздействии колебаний называется...
 - 1) виброустойчивостью
 - 2) жёсткостью
 - 3) прочностью
 - 4) износостойкостью
5. Предварительный, упрощённый расчет в целях определения размеров конструкции называется...
 - 1) контрольным
 - 2) обобщённым
 - 3) проверочным
 - 4) проектным
6. Соединения применяют для ...
 - 1) увеличения КПД
 - 2) повышения прочности
 - 3) образования новых конструкций
 - 4) увеличения нагрузки
7. Сварные соединения применяют для ...
 - 1) создания неразъёмных соединений
 - 2) повышения прочности
 - 3) создания разъёмных соединений
 - 4) удобства разборки
8. 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
9. Сварной шов при работе детали в условиях переменной нагрузки...
 - 1) концентрирует напряжения
 - 2) повышает прочность
 - 3) снижает массу
 - 4) повышает виброустойчивость

10. Тип сварного шва должен выбираться главным образом ...

- 1) по взаимному расположению свариваемых деталей
- 2) по конструктивным элементам шва в поперечном сечении
- 3) по форме свариваемых деталей
- 4) по способу сварки

11. Сварное соединение, имеющее наивысший коэффициент концентрации напряжений, это...

- 1) нахлесточное в угловом лобовом шве
- 2) нахлесточное в угловом фланговом шве
- 3) стыковое
- 4) нахлесточное с плавным переходом

12. Сварным соединением является...

- 1) фланговое
- 2) угловое
- 3) монтажное
- 4) двутавровое

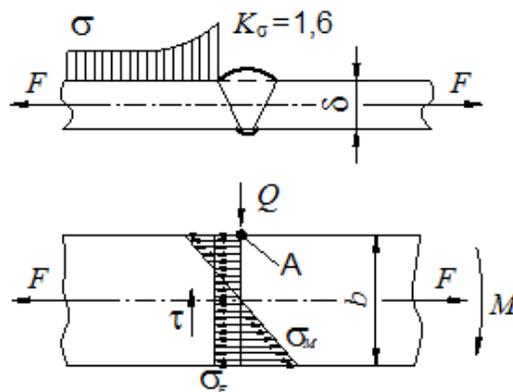
13. Основное требование при проектировании сварных конструкций – обеспечение...

- 1) прочности соединяемых деталей
- 2) прочности сварного шва
- 3) равнопрочности шва и соединяемых деталей
- 4) жёсткости сварного шва

14. При качественном выполнении стыкового шва разрушение обычно происходит...

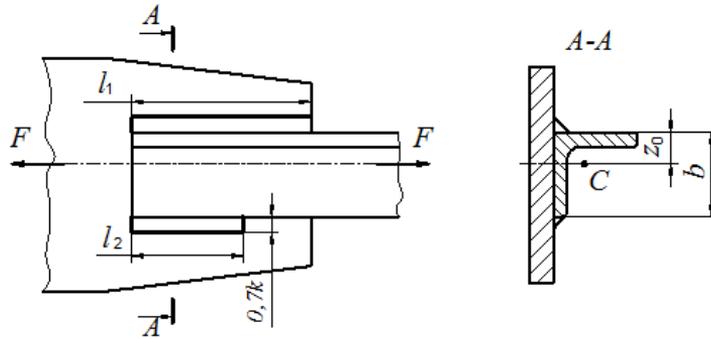
- 1) в зоне термического влияния
- 2) по сварному шву
- 3) на стыке шва и детали
- 4) на стыке шва и околошовной зоны

15. На рисунке изображено ... соединение.



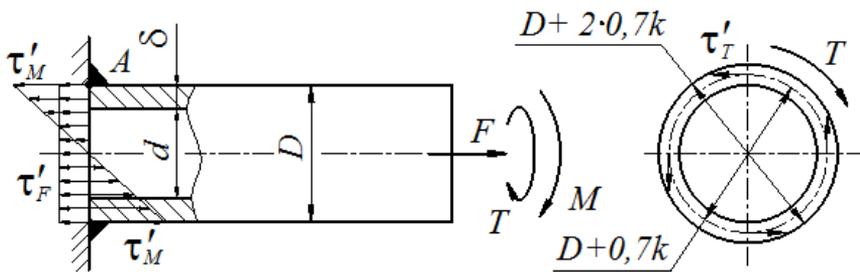
- 1) тавровое
- 2) нахлесточное
- 3) стыковое
- 4) угловое

16. На рисунке изображено ... соединение.



- | | |
|-------------|-----------------|
| 1) тавровое | 2) нахлесточное |
| 3) стыковое | 4) угловое |

17. На рисунке изображено ... соединение.



- | | |
|-------------|-----------------|
| 1) тавровое | 2) нахлесточное |
| 3) стыковое | 4) угловое |

18. Форма разделки кромок стыкового шва зависит от...

- | | |
|--------------------|-----------------------|
| 1) марки электрода | 2) марки стали |
| 3) толщины детали | 4) характера нагрузки |

19. 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 |
|-------|-------|-------|-------|

20. Нахлесточное сварное соединение выполняют с помощью ... швов.

- | | |
|------------|-----------------------|
| 1) угловых | 2) стыковых |
| 3) любых | 4) угловых и стыковых |

21. Комбинированный сварной шов нахлесточного соединения состоит из ... швов.

- | | |
|--------------------------|----------------------------|
| 1) фланговых и лобовых | 2) фланговых и фронтальных |
| 3) лобовых и фронтальных | 4) фронтальных и тыловых |

22. Наименьшая концентрация напряжений возникает в угловых сварных швах с профилем...

- 1) нормальным (в виде равнобедренного треугольника)
- 2) вогнутым
- 3) выпуклым
- 4) эллиптическим

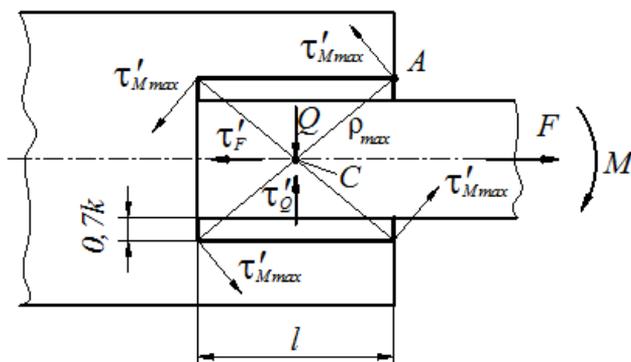
23. Сварной шов нахлесточного соединения, располагающийся параллельно линии действия силы, растягивающей соединяемые детали, а при её отсутствии – вдоль большей стороны соединяемого элемента, называется ... швом.

- 1) фланговым
- 2) лобовым
- 3) параллельным
- 4) фронтальным

24. Сварной шов нахлесточного соединения располагающийся перпендикулярно фланговым швам называется ... швом.

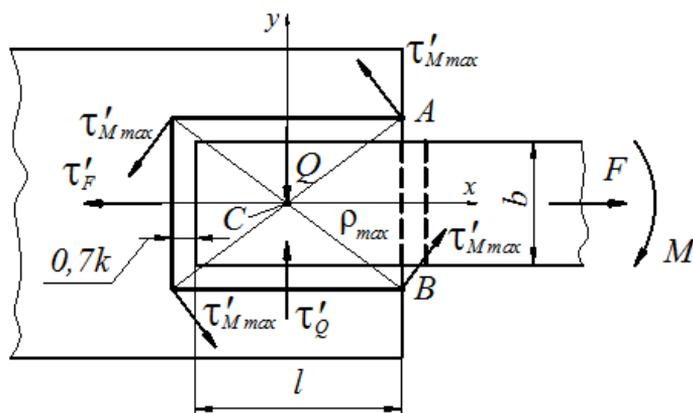
- 1) стыковым
- 2) лобовым
- 3) параллельным
- 4) фронтальным

25. На рисунке изображены ... швы нахлесточного соединения.

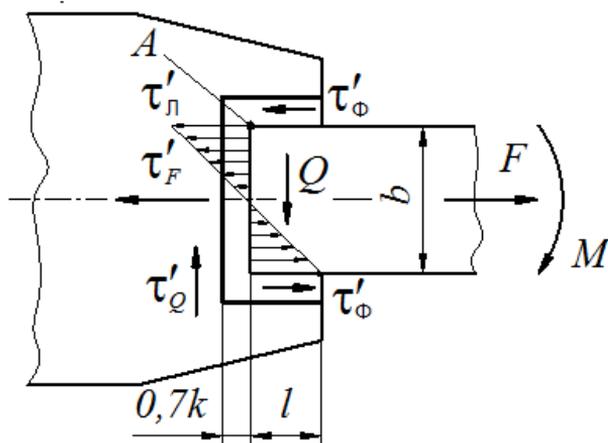


- 1) короткие фланговые
- 2) лобовые
- 3) комбинированные
- 4) фланговые

26. На рисунке изображены ... швы нахлесточного соединения.



- 1) комбинированные с короткими фланговыми
 - 2) лобовые 3) комбинированные 4) фланговые
27. На рисунке изображены ... швы нахлесточного соединения.



- 1) лобовые 2) короткие фланговые и лобовой
 - 3) косые 4) фланговые и лобовой
28. Касательные напряжения во фланговом шве ...
- 1) распределены равномерно по длине шва
 - 2) больше на середине шва
 - 3) больше на конце шва, прилегающего к узкой детали
 - 4) больше на конце шва, прилегающего к широкой детали
29. Размер катета углового сварного шва выбирается в зависимости от...
- 1) толщины соединяемых деталей 2) вида сварного соединения
 - 3) способа сварки 4) диаметра электрода
30. Сварные угловые швы рассчитывают на прочность...
- 1) по биссектрисе прямого угла 2) по одному из катетов
 - 3) по длине шва 4) по толщине детали
31. Расчёт угловых швов ведётся по ... напряжениям.
- 1) нормальным 2) приведенным
 - 3) касательным 4) эквивалентным
32. 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) $F/(2 \cdot 0,7 k l)$
33. 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) $\sigma'_f = 31$

34. Касательное напряжение τ' в комбинированном шве по замкнутому контуру, нагруженном моментом M , рассчитывают по формуле...

- 1) Mb_{max}/I_x 2) Mb_{max}/W_x 3) MQ_{max}/W_p 4) MQ_{max}/I_p

35. 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) 71,4 3) 59,5 4) 51,3

36. Касательное напряжение τ' в нахлесточном соединении с двумя короткими фланговыми швами длиной l , одним лобовым швом длиной b с катетом k , нагруженном моментом M , рассчитывают по формуле...

- 1) $M/(0,7k b^2/6)$ 2) $M/(0,7k lb)$
3) $M/(0,7k lb + 0,7k b^2/6)$ 4) $M(0,7k lb + 0,7k b^2/6)$

37. Касательное напряжение τ' (с округлением до целого) в нахлесточном соединении с двумя короткими фланговыми швами длиной $l = 45$ мм, одним лобовым швом длиной $b = 100$ мм с катетом $k = 5$ мм, нагруженного моментом $M = 150$ Н·м, равно ... МПа.

- 1) 13,7 2) 11,1 3) 9,6 4) 6,9

38. Виды швов, которыми выполняется тавровое сварное соединение ...

- 1) тавровый и стыковой 2) тавровый и угловой
3) угловой и стыковой 4) угловой и нахлесточный

39. Виды швов, которыми выполняется угловое сварное соединение ...

- 1) тавровый и угловой 2) угловой и стыковой
3) тавровый и стыковой 4) угловой и нахлесточный

40. Буквенное обозначение Г в условном обозначении сварного шва по ГОСТ 5264–80 – Т1–1–8–59Z100 означает ...

- 1) катет шва 2) форму подготовки кромок
3) вид расположения шва 4) вид соединения

41. Цифра 6 обозначения ГОСТ 5264–80-Н2–6 обозначает ...

- 1) марку электрода 2) катет шва
3) марку флюса 4) вид механической обработки

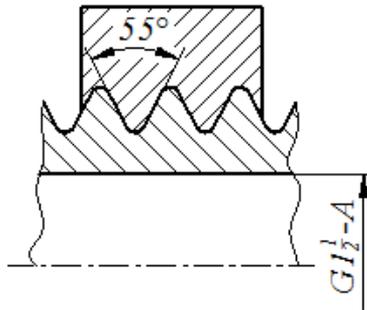
42. К разъемному относится соединение ...

- 1) с натягом вала и втулки 2) заклёпочное
3) шпоночное 4) клеевое

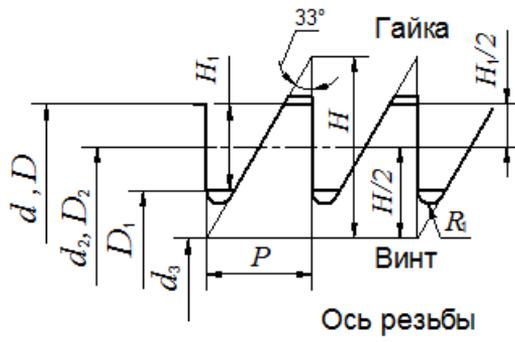
43. По форме профиля различают резьбы ...

- 1) эвольвентные 2) полукруглые 3) ромбические 4) трапецидальные

44. На рисунке изображена ... резьба.



- 1) метрическая 2) упорная 3) прямоугольная 4) трубная
45. На рисунке изображена ... резьба.
- 1) метрическая 2) упорная 3) прямоугольная 4) трубная



46. По назначению различают резьбы ...
- 1) метрические и дюймовые 2) трапецидальные и упорные
- 3) крепёжные и ходовые 4) прямоугольные и круглые
47. Нестандартной является резьба...
- 1) метрическая 2) упорная 3) прямоугольная 4) коническая
48. Параметр резьбы d_f обозначает ...
- 1) наружный диаметр резьбы 2) средний диаметр
- 3) диаметр отверстия гайки 4) внутренний диаметр резьбы
49. В самотормозящей резьбе угол подъёма винтовой линии ψ и угол трения φ' подчиняются соотношению...
- 1) $\psi = \varphi'$ 2) $\psi > \varphi'$ 3) $\psi < \varphi'$ 4) $\psi \geq \varphi'$
50. Максимальный угол профиля у крепёжных резьб составляет ...
- 1) 55...60° 2) 60...65° 3) 50...55° 4) 45...50°
51. В крепёжных резьбовых соединениях применяют резьбу...
- 1) трапецидальную 2) трубную 3) прямоугольную 4) упорную
52. Коническая резьба по сравнению с цилиндрической обладает ...
- 1) более высокой прочностью 2) более высокой жёсткостью
- 3) лучшим уплотнением 4) более высокой износостойкостью

53. Основным критерием работоспособности крепёжных резьб является...

- 1) жёсткость 2) износостойкость 3) прочность 4) долговечность

54. Основной материал для изготовления стандартных изделий общего назначения – это...

- 1) низко- и среднеуглеродистая сталь 2) серый чугун
3) высокоуглеродистая сталь 4) лёгкие сплавы

55. Гайка является ...

- 1) узлом 2) деталью
3) сборочной единицей 4) конструктивным элементом.

56. Угол профиля дюймовой резьбы равен ...

- 1) 50° 2) 55° 3) 60° 4) 65°

57. Приведенный угол трения в резьбе φ' больше у ... резьбы.

- 1) прямоугольной 2) дюймовой 3) метрической 4) трапецидальной

58. При замене резьбы с крупным шагом на резьбу с мелким шагом прочность стержня болта, нагруженного растягивающей силой, ...

- 1) увеличится 2) уменьшится 3) не изменится
4) зависит от величины мелкого шага

59. Резьба, имеющая обозначение $G2-A$, является ...

- 1) трапецидальной 2) метрической 3) упорной 4) трубной

60. Резьба, имеющая обозначение $S20 \times 4(P2)$, является ...

- 1) прямоугольной 2) трубной 3) трапецидальной 4) упорной

61. В обозначении резьбы $S80 \times 20(P10)$ цифра 10 обозначает ...

- 1) шаг 2) ход 3) угол профиля 4) число заходов

62. Число заходов у резьбы, имеющей обозначение $Tr40 \times 12(P6)-7e$, составляет ...

- 1) 1 2) 2 3) 6 4) 12

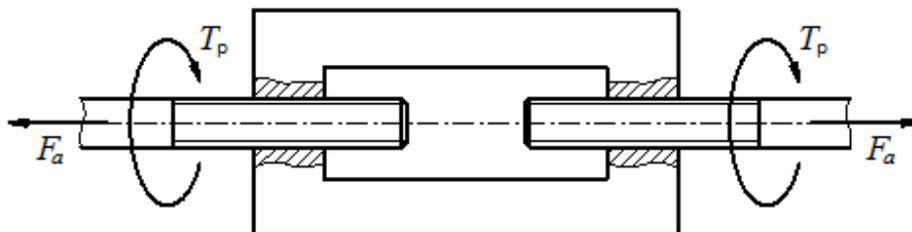
63. Цифра 1,5 в обозначении Болт $3M16 \times 1,5-6g \times 60.109.40X.016$

ГОСТ 7796-70 обозначает ...

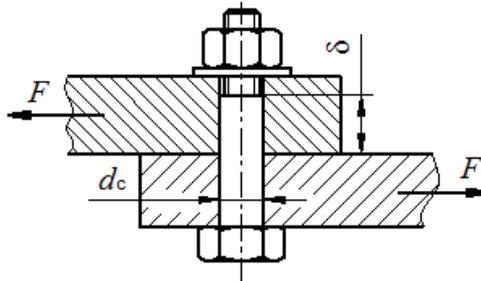
- 1) класс прочности 2) ход резьбы
3) шаг крупной резьбы 4) шаг мелкой резьбы

64. 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



65. 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
66. В соединении болтами плоских деталей, нагруженных сдвигающей силой, неподвижность детали обеспечивается силой трения, если...
- 1) болт поставлен в отверстие без зазора
 - 2) болт поставлен в отверстие с зазором
 - 3) соединение заклёпочное
 - 4) соединение штифтовое
67. Черные болты рассчитывают по напряжениям ...
- 1) сжатия
 - 2) среза
 - 3) смятия
 - 4) растяжения
68. На рисунке соединения изображено ...



- 1) чёрный болт
 - 2) чистый болт
 - 3) заклёпка
 - 4) штифт
69. 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
70. Чистые болты рассчитывают на ...
- 1) срез и растяжение
 - 2) срез и смятие
 - 3) растяжение и смятие
 - 4) растяжение и изгиб
71. Шаг резьбы, у которой ход $P_b = 8$ мм и число заходов $z = 2$, равен ... мм.
- 1) 4
 - 2) 6
 - 3) 2
 - 4) 8
72. Прочность крепёжного болта, нагруженного растягивающей силой, определяется...
- 1) наружным диаметром резьбы
 - 2) длиной резьбовой части
 - 3) внутренним диаметром резьбы
 - 4) средним диаметром резьбы
73. При затяжке болтового соединения усилие рабочего на ключе меньше растягивающей болт силы в ... раз
- 1) 10...30
 - 2) 30...50
 - 3) 50...70
 - 4) ≥ 70

74. Детали соединены болтами в количестве z с усилием затяжки $F_{\text{зат}}$ каждый. При площади стыка A напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$ определяют по формуле ...

- 1) $F_{\text{зат}} \cdot z / A$ 2) $F_{\text{зат}} \cdot A / z$ 3) $F_{\text{зат}} \cdot z \cdot A$ 4) $F_{\text{зат}} \cdot z \cdot A^2$

75. Диаметр опасного сечения болта незатянутого соединения, работающего на растяжение, определяется формуле ...

- 1) $d = \sqrt{\frac{8F_a}{\pi \cdot [\sigma]}}$ 2) $d_1 = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi \cdot [\sigma]}}$ 3) $d = \sqrt{\frac{\pi \cdot F_a}{k \cdot F_{\text{зам}} \cdot [\sigma]}}$ 4) $d_1 = \sqrt[3]{\frac{4F_a \cdot l_p}{\pi \cdot [\sigma]}}$

76. Болт с внутренним диаметром резьбы $d_1 = 14,701$ мм затягивается моментом завинчивания $T_p = 20$ Н·м. Напряжение кручения в болте τ (с округлением до целого) равно ... МПа.

- 1) 13 2) 26 3) 23 4) 32

77. По условию равнопрочности винта и гайки высота гайки H равна ...

- 1) $0,5 d$ 2) $0,8 d$ 3) d 4) $1,2 d$

78. Рациональная величина H_1 завинчивания болтов и шпилек в стальные детали ...

- 1) $0,5d$ 2) $0,8d$ 3) d 4) $1,5d$

79. Рациональная величина H_1 завинчивания болтов и шпилек в чугуновые и силуминовые детали ...

- 1) $0,5d$ 2) $0,8d$ 3) d 4) $1,5d$

80. При креплении детали к полке швеллера без косой шайбы напряжение в болте увеличивается в ... раз

3.2. Тестовые задания на экзамен

Раздел «Детали машин»

1. Выбор материала для изготовления детали обусловлен...

- 1) величиной нагрузки
2) стабильностью нагрузки
3) стоимостью
4) основными критериями работоспособности

2. Требование, которое не относится к группе основных критериев работоспособности детали...

- 1) жаропрочность 2) величина нагрузки
3) прочность 4) износостойкость

3. Свойство детали сопротивляться изменению формы под нагрузкой называется...

- 1) износостойкостью 2) твёрдостью
3) прочностью 4) жёсткостью

4. Свойство детали сохранять работоспособность при воздействии колебаний называется...

- 1) виброустойчивостью 2) жёсткостью
3) прочностью 4) износостойкостью

5. Предварительный, упрощённый расчет в целях определения размеров конструкции называется...

- 1) контрольным
- 2) обобщенным
- 3) проверочным
- 4) проектным

6. Соединения применяют для ...

- 1) увеличения КПД
- 2) повышения прочности
- 3) образования новых конструкций
- 4) увеличения нагрузки

7. Сварные соединения применяют для ...

- 1) создания неразъёмных соединений
- 2) повышения прочности
- 3) создания разъёмных соединений
- 4) удобства разборки

8. 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

9. Сварной шов при работе детали в условиях переменной нагрузки

...

- 1) концентрирует напряжения
- 2) повышает прочность
- 3) снижает массу
- 4) повышает виброустойчивость

10. Тип сварного шва должен выбираться главным образом ...

- 1) по взаимному расположению свариваемых деталей
- 2) по конструктивным элементам шва в поперечном сечении
- 3) по форме свариваемых деталей
- 4) по способу сварки

11. Сварное соединение, имеющее наивысший коэффициент концентрации напряжений, это...

- 1) нахлесточное в угловом лобовом шве
- 2) нахлесточное в угловом фланговом шве
- 3) стыковое
- 4) нахлесточное с плавным переходом

12. Сварным соединением является...

- 1) фланговое
- 2) угловое
- 3) монтажное
- 4) двутавровое

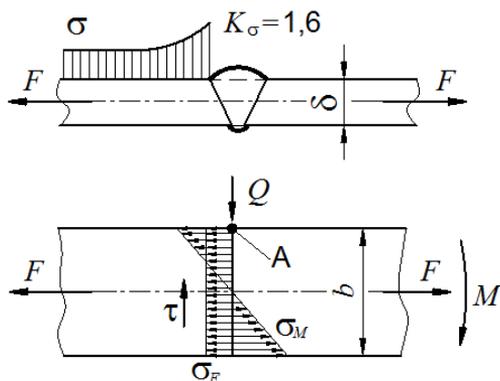
13. Основное требование при проектировании сварных конструкций – обеспечение...

- 1) прочности соединяемых деталей
- 2) прочности сварного шва
- 3) равнопрочности шва и соединяемых деталей
- 4) жёсткости сварного шва

14. При качественном выполнении стыкового шва разрушение обычно происходит...

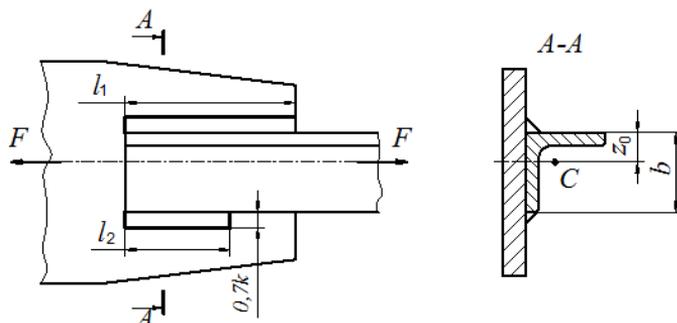
- 1) в зоне термического влияния
- 2) по сварному шву
- 3) на стыке шва и детали
- 4) на стыке шва и околошовной зоны

15. На рисунке изображено ... соединение.



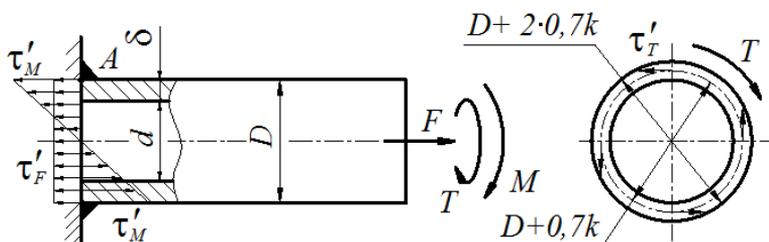
- 1) тавровое
- 2) нахлесточное
- 3) стыковое
- 4) угловое

16. На рисунке изображено ... соединение.



- 1) тавровое
- 2) нахлесточное
- 3) стыковое
- 4) угловое

17. На рисунке изображено ... соединение.



- 1) тавровое
- 2) нахлесточное
- 3) стыковое
- 4) угловое

18. Форма разделки кромок стыкового шва зависит от...

- 1) марки электрода
- 2) марки стали
- 3) толщины детали
- 4) характера нагрузки

19. 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

20. Нахлесточное сварное соединение выполняют с помощью ... швов.

- 1) угловых
- 2) стыковых
- 3) любых
- 4) угловых и стыковых

21. Комбинированный сварной шов нахлесточного соединения состоит из ... швов.

- 1) фланговых и лобовых
- 2) фланговых и фронтальных
- 3) лобовых и фронтальных
- 4) фронтальных и тыловых

22. Наименьшая концентрация напряжений возникает в угловых сварных швах с профилем...

- 1) нормальным (в виде равнобедренного треугольника)
- 2) вогнутым
- 3) выпуклым
- 4) эллиптическим

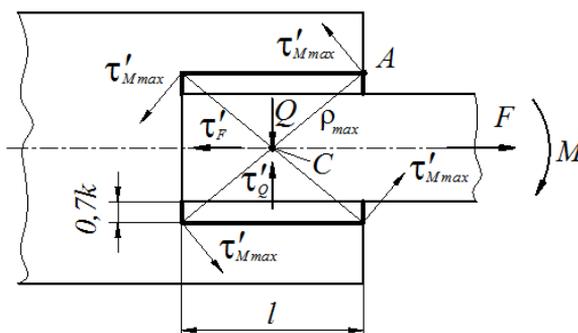
23. Сварной шов нахлесточного соединения, располагающийся параллельно линии действия силы, растягивающей соединяемые детали, а при её отсутствии – вдоль большей стороны соединяемого элемента, называется ... швом.

- 1) фланговым
- 2) лобовым
- 3) параллельным
- 4) фронтальным

24. Сварной шов нахлесточного соединения располагающийся перпендикулярно фланговым швам называется ... швом.

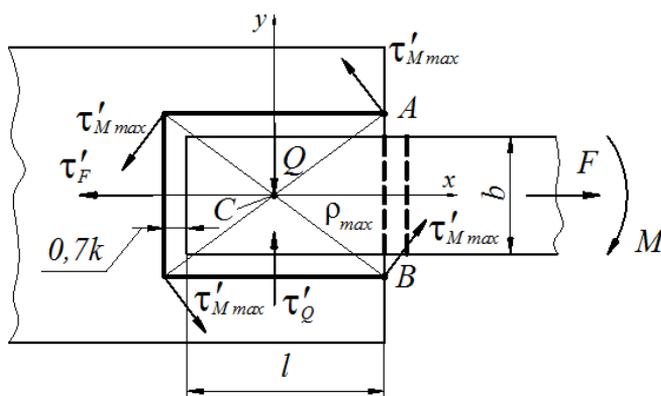
- 1) стыковым
- 2) лобовым
- 3) параллельным
- 4) фронтальным

25. На рисунке изображены ... швы нахлесточного соединения.



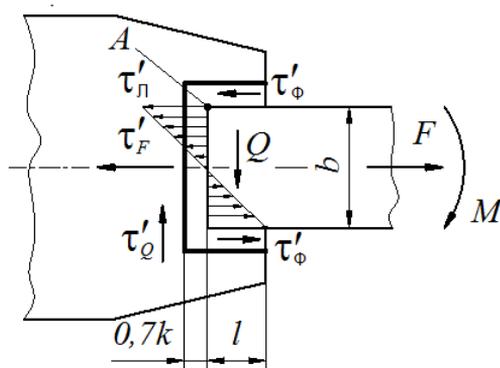
- 1) короткие фланговые
- 2) лобовые
- 3) комбинированные
- 4) фланговые

26. На рисунке изображены ... швы нахлесточного соединения.



- 1) комбинированные с короткими фланговыми
- 2) лобовые
- 3) комбинированные
- 4) фланговые

27. На рисунке изображены ... швы нахлесточного соединения.



- 1) лобовые
- 2) короткие фланговые и лобовой
- 3) косые
- 4) фланговые и лобовой

28. Касательные напряжения во фланговом шве ...

- 1) распределены равномерно по длине шва
- 2) больше на середине шва
- 3) больше на конце шва, прилегающего к узкой детали
- 4) больше на конце шва, прилегающего к широкой детали

29. Размер катета углового сварного шва выбирается в зависимости от...

- 1) толщины соединяемых деталей
- 2) вида сварного соединения
- 3) способа сварки
- 4) диаметра электрода

30. Сварные угловые швы рассчитывают на прочность...
- 1) по биссектрисе прямого угла
 - 2) по одному из катетов
 - 3) по длине шва
 - 4) по толщине детали
31. Расчёт угловых швов ведётся по ... напряжениям.
- 1) нормальным
 - 2) приведенным
 - 3) касательным
 - 4) эквивалентным
32. 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) $F/(2 \cdot 0,7 k l)$
33. 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) $\sigma'_F = 31$
34. Касательное напряжение τ' в комбинированном шве по замкнутому контуру, нагруженном моментом M , рассчитывают по формуле...
- 1) $M b_{max}/I_x$
 - 2) $M b_{max}/W_x$
 - 3) $M \sigma_{max}/W_p$
 - 4) $M \sigma_{max}/I_p$
35. 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) 71,4
 - 3) 59,5
 - 4) 51,3
36. Касательное напряжение τ' в нахлесточном соединении с двумя короткими фланговыми швами длиной l , одним лобовым швом длиной b с катетом k , нагруженном моментом M , рассчитывают по формуле...
- 1) $M/(0,7k b^2/6)$
 - 2) $M/(0,7k lb)$
 - 3) $M/(0,7k lb + 0,7k b^2/6)$
 - 4) $M(0,7k lb + 0,7k b^2/6)$
37. Касательное напряжение τ' (с округлением до целого) в нахлесточном соединении с двумя короткими фланговыми швами длиной $l = 45$ мм, одним лобовым швом длиной $b = 100$ мм с катетом $k = 5$ мм, нагруженного моментом $M = 150$ Н·м, равно ... МПа.
- 1) 13,7
 - 2) 11,1
 - 3) 9,6
 - 4) 6,9
38. Виды швов, которыми выполняется тавровое сварное соединение ...
- 1) тавровый и стыковой
 - 2) тавровый и угловой
 - 3) угловой и стыковой
 - 4) угловой и нахлесточный
39. Виды швов, которыми выполняется угловое сварное соединение ...
- 1) тавровый и угловой
 - 2) угловой и стыковой
 - 3) тавровый и стыковой
 - 4) угловой и нахлесточный
40. Буквенное обозначение Т в условном обозначении сварного шва по ГОСТ 5264–80–Т1–1–8–59Z100 означает ...
- 1) катет шва
 - 2) форму подготовки кромок
 - 3) вид расположения шва
 - 4) вид соединения

41. Цифра 6 обозначения ГОСТ 5264–80-Н2–6 обозначает ...

- 1) марку электрода
- 2) катет шва
- 3) марку флюса
- 4) вид механической обработки

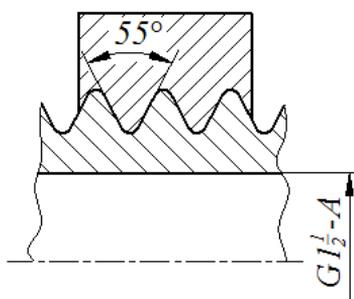
42. К разъёмному относится соединение ...

- 1) с натягом вала и втулки
- 2) заклёпочное
- 3) шпоночное
- 4) клеевое

43. По форме профиля различают резьбы ...

- 1) эвольвентные
- 2) полукруглые
- 3) ромбические
- 4) трапецидальные

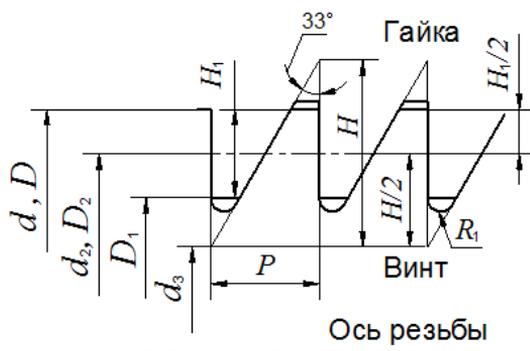
44. На рисунке изображена ... резьба.



- 1) метрическая
- 2) упорная
- 3) прямоугольная
- 4) трубная

45. На рисунке изображена ... резьба.

- 1) метрическая
- 2) упорная
- 3) прямоугольная
- 4) трубная



46. По назначению различают резьбы ...

- 1) метрические и дюймовые
- 2) трапецидальные и упорные
- 3) крепёжные и ходовые
- 4) прямоугольные и круглые

47. Нестандартной является резьба...

- 1) метрическая
- 2) упорная
- 3) прямоугольная
- 4) коническая

48. Параметр резьбы d_1 обозначает ...

- 1) наружный диаметр резьбы
- 2) средний диаметр
- 3) диаметр отверстия гайки
- 4) внутренний диаметр резьбы

49. В самотормозящей резьбе угол подъёма винтовой линии ψ и угол трения φ' подчиняются соотношению...

- 1) $\psi = \varphi'$ 2) $\psi > \varphi'$ 3) $\psi < \varphi'$ 4) $\psi \geq \varphi'$

50. Максимальный угол профиля у крепёжных резьб составляет ...

- 1) 55...60° 2) 60...65° 3) 50...55° 4) 45...50°

51. В крепёжных резьбовых соединениях применяют резьбу...

- 1) трапецидальную 2) трубную 3) прямоугольную 4) упорную

52. Коническая резьба по сравнению с цилиндрической обладает

...

- 1) более высокой прочностью 2) более высокой жёсткостью
3) лучшим уплотнением 4) более высокой износостойкостью

53. Основным критерием работоспособности крепёжных резьб является...

- 1) жёсткость 2) износостойкость 3) прочность 4) долговечность

54. Основным материалом для изготовления стандартных изделий общего назначения – это...

- 1) низко- и среднеуглеродистая сталь 2) серый чугун
3) высокоуглеродистая сталь 4) лёгкие сплавы

55. Гайка является ...

- 1) узлом 2) деталью
3) сборочной единицей 4) конструктивным элементом.

56. Угол профиля дюймовой резьбы равен ...

- 1) 50° 2) 55° 3) 60° 4) 65°

57. Приведенный угол трения в резьбе φ' больше у ... резьбы.

- 1) прямоугольной 2) дюймовой 3) метрической 4) трапецидальной

58. При замене резьбы с крупным шагом на резьбу с мелким шагом прочность стержня болта, нагруженного растягивающей силой, ...

- 1) увеличится 2) уменьшится 3) не изменится
4) зависит от величины мелкого шага

59. Резьба, имеющая обозначение $G2-A$, является ...

- 1) трапецидальной 2) метрической 3) упорной 4) трубной

60. Резьба, имеющая обозначение $S20 \times 4(P2)$, является ...

- 1) прямоугольной 2) трубной 3) трапецидальной 4) упорной

61. В обозначении резьбы $S80 \times 20(P10)$ цифра 10 обозначает ...

- 1) шаг 2) ход 3) угол профиля 4) число заходов

62. Число заходов у резьбы, имеющей обозначение $Tr40 \times 12(P6)-7e$, составляет ...

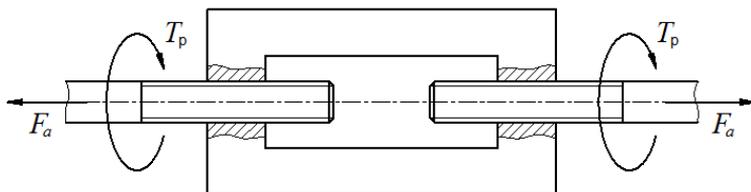
- 1) 1 2) 2 3) 6 4) 12

63. Цифра 1,5 в обозначении Болт $3M16 \times 1,5-6g \times 60.109.40X.016$ ГОСТ 7796-70 обозначает ...

- 1) класс прочности 2) ход резьбы
3) шаг крупной резьбы 4) шаг мелкой резьбы

64. 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



65. 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

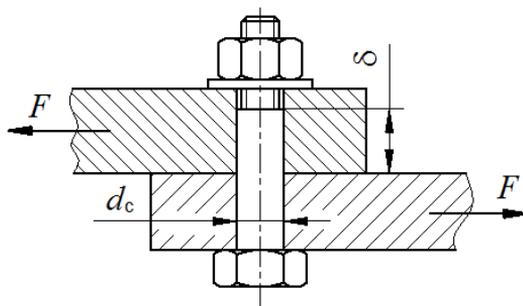
66. В соединении болтами плоских деталей, нагруженных сдвигающей силой, неподвижность детали обеспечивается силой трения, если...

- 1) болт поставлен в отверстие без зазора
 2) болт поставлен в отверстие с зазором
 3) соединение заклёпочное
 4) соединение штифтовое

67. Черные болты рассчитывают по напряжениям ...

- 1) сжатия 2) среза 3) смятия 4) растяжения

68. На рисунке соединения изображено ...



- 1) чёрный болт 2) чистый болт 3) заклёпка 4) штифт

69. 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

70. Чистые болты рассчитывают на ...
- 1) срез и растяжение
 - 2) срез и смятие
 - 3) растяжение и смятие
 - 4) растяжение и изгиб
71. Шаг резьбы, у которой ход $P_b = 8$ мм и число заходов $\xi = 2$, равен ... мм.
- 1) 4
 - 2) 6
 - 3) 2
 - 4) 8
72. Прочность крепёжного болта, нагруженного растягивающей силой, определяется...
- 1) наружным диаметром резьбы
 - 2) длиной резьбовой части
 - 3) внутренним диаметром резьбы
 - 4) средним диаметром резьбы
73. При затяжке болтового соединения усилие рабочего на ключе меньше растягивающей болт силы в ... раз
- 1) 10...30
 - 2) 30...50
 - 3) 50...70
 - 4) ≥ 70
74. Детали соединены болтами в количестве ξ с усилием затяжки $F_{\text{зат}}$ каждый. При площади стыка A напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$ определяют по формуле ...
- 1) $F_{\text{зат}} \cdot \xi / A$
 - 2) $F_{\text{зат}} \cdot A / \xi$
 - 3) $F_{\text{зат}} \cdot \xi \cdot A$
 - 4) $F_{\text{зат}} \cdot \xi \cdot A^2$
75. Диаметр опасного сечения болта незатянутого соединения, работающего на растяжение, определяется формуле ...
- 1) $d = \sqrt{\frac{8F_a}{\pi \cdot [\sigma]}}$
 - 2) $d_1 = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi \cdot [\sigma]}}$
 - 3) $d = \sqrt{\frac{\pi \cdot F_a}{k \cdot F_{\text{зам}} \cdot [\sigma]}}$
 - 4) $d_1 = \sqrt[3]{\frac{4F_a \cdot l_p}{\pi \cdot [\sigma]}}$
76. Болт с внутренним диаметром резьбы $d_1 = 14,701$ мм затягивается моментом завинчивания $T_p = 20$ Н·м. Напряжение кручения в болте τ (с округлением до целого) равно ... МПа.
- 1) 13
 - 2) 26
 - 3) 23
 - 4) 32
77. По условию равнопрочности винта и гайки высота гайки H равна ...
- 1) $0,5 d$
 - 2) $0,8 d$
 - 3) d
 - 4) $1,2 d$
78. Рациональная величина H_1 завинчивания болтов и шпилек в стальные детали ...
- 1) $0,5d$
 - 2) $0,8d$
 - 3) d
 - 4) $1,5d$
79. Рациональная величина H_1 завинчивания болтов и шпилек в чугуновые и силуминовые детали ...
- 1) $0,5d$
 - 2) $0,8d$
 - 3) d
 - 4) $1,5d$
80. При креплении детали к полке швеллера без косой шайбы напряжение в болте увеличивается в ... раз
- 1) 3
 - 2) 5
 - 3) 7
 - 4) 9
81. Зубчатые передачи относятся к передачам...
- 1) гибкой связью
 - 2) трением
 - 3) зацеплением
 - 4) бесступенчатым
82. К кинематическим характеристикам зубчатой передачи относятся...
- 1) угловые скорости ω_1 и ω_2 колес
 - 2) числа зубьев колес
 - 3) модуль передачи
 - 4) межосевое расстояние

83. Передаточным числом зубчатой 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) отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни

84. Зубчатый редуктор предназначен для...

- 1) повышения КПД
- 2) уменьшения угловой скорости
- 3) увеличения мощности
- 4) плавного изменения скорости

85. Вращающий момент на выходе редуктора...

- 1) увеличивается
- 2) уменьшается
- 3) не изменяется
- 4) изменяется незначительно

86. Частота вращения на выходе редуктора...

- 1) увеличивается
- 2) уменьшается
- 3) не изменяется
- 4) изменяется незначительно

87. Частота вращения на выходе мультипликатора...

- 1) увеличивается
- 2) уменьшается
- 3) не изменяется
- 4) изменяется незначительно

88. Передаваемая мощность на выходе редуктора...

- 1) увеличивается
- 2) уменьшается
- 3) не изменяется
- 4) изменяется значительно

89. КПД закрытой цилиндрической передачи равен...

- 1) 0,95...0,97
- 2) 0,92...0,94
- 3) 0,88...0,9
- 4) 0,75...0,8

90. Мощность на выходе редуктора $P_{\text{вых}}$ 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

91. Приведенное число зубьев равно...

- 1) $z_v = z / \cos^3 \beta$
- 2) $z_v = z / \cos^2 \beta$
- 3) $z_v = z / \cos \beta$
- 4) $z_v = z \cdot \cos^2 \beta$

92. В косозубой цилиндрической передаче находятся в зацеплении как минимум ... пар зубьев.

- 1) 1
- 2) 2
- 3) 3
- 4) 4

93. Наиболее характерным повреждением зубьев колёс закрытых цилиндрических передач является...

- 1) излом
- 2) абразивный износ
- 3) усталостное выкрашивание
- 4) заедание

94. Формула Герца применяется для расчёта зубчатых передач по напряжениям...

- 1) среза
- 2) контактным
- 3) изгиба
- 4) растяжения

95. При уменьшении модуля зацепления прочность зубьев на изгиб...

- 1) увеличивается
- 2) уменьшается
- 3) не изменяется
- 4) увеличивается незначительно

96. Плавность работы прямозубой зубчатой передачи обеспечивается...

- 1) увеличением модуля зацепления
- 2) смещением исходного контура зубьев
- 3) перекрытием работы одной пары зубьев другой
- 4) увеличением угла наклона зубьев

97. Коэффициент формы зуба характеризует...

- 1) контактную прочность зубьев
- 2) изгибную прочность зубьев
- 3) прочность на сжатие
- 4) износостойкость

98. Коэффициент концентрации нагрузки в основном зависит от...

- 1) окружной скорости
- 2) степени точности
- 3) схемы расположения колёс
- 4) окружной скорости и точности изготовления

99. Коэффициент динамической нагрузки зависит от...

- 1) окружной скорости
- 2) степени точности
- 3) схемы расположения колёс
- 4) окружной скорости и степени точности

100. С увеличением угла наклона зубьев косозубых колёс осевая сила в зацеплении...

- 1) увеличивается
- 2) уменьшается
- 3) не изменяется
- 4) изменяется незначительно

101. В зацеплении пары цилиндрических косозубых зубчатых колёс действуют силы ...

- 1) радиальная, осевая
- 2) окружная, осевая
- 3) окружная, радиальная
- 4) окружная, радиальная, осевая

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) $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$
- 3) $F_r = F_t \cos \alpha$
- 4) $F_r = F_t \sin \alpha$

104. Валы и оси в конструкциях применяют для ...

- 1) удобства разработки
- 2) размещения и поддержания вращающихся деталей
- 3) увеличения мощности
- 4) снижения массы

105. Ось отличается от вала тем, что ...

- 1) не передаёт крутящий момент
- 2) не имеет опорных узлов
- 3) может быть гибкой
- 4) имеет коленчатую конструкцию

106. Валы подвергаются действию моментов ...

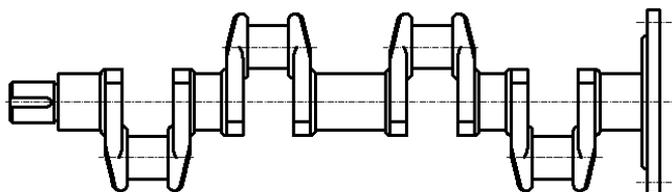
- 1) изгибающих
- 2) крутящих
- 3) изгибающих и крутящих
- 4) сосредоточенных

107. Для передачи крутящего момента между агрегатами со смещёнными в пространстве осями входного и выходного валов применяют валы ...

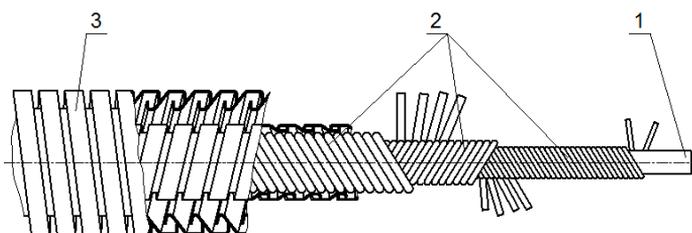
- 1) коленчатые
- 2) торсионные
- 3) гибкие
- 4) полые

108. На рисунке изображено ...

- 1) торсионный вал
- 2) ось
- 3) коленчатый вал
- 4) трансмиссионный вал



109. На рисунке изображено ...



- 1) торсионный вал
- 2) гибкий вал
- 3) коленчатый вал
- 4) трансмиссионный вал

110. Опорные участки валов и осей называются ...

- 1) головками
- 2) упорами
- 3) цапфами
- 4) заплечиками

111. Цапфа, воспринимающая радиальную нагрузку, называется ...

- 1) шейкой
- 2) пятой
- 3) головкой
- 4) хвостовиком

112. Цапфа, воспринимающая осевую нагрузку, называется ...

- 1) шейкой
- 2) пятой
- 3) головкой
- 4) хвостовиком

113. Основной причиной выхода из строя валов редукторов является их поломка в результате ...

- 1) изгиба
- 2) усталостного разрушения
- 3) кручения
- 4) статической перегрузки

114. Основными критериями работоспособности и расчёта валов являются ...

- 1) износостойкость, жаропрочность, твёрдость
- 2) жёсткость, теплостойкость, износостойкость
- 3) прочность, износостойкость, виброустойчивость
- 4) прочность, жёсткость, виброустойчивость

115. 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) 1,5 2) 2 3) 2,5 4) 3

116. Одним из основных параметров ориентировочного проектного расчёта валов является пониженное значение напряжения ...

- 1) изгиба 2) кручения
3) изгиба и кручения 4) сжатия

117. Основным параметром приближённого расчёта валов на статическую прочность является напряжение ...

- 1) эквивалентное 2) изгиба
3) кручения 4) результирующее

118. Расчёт вала на выносливость выполняют для...

- 1) концевых участков валов
2) гладких участков между опорами
3) наибольших нагрузок на гладких участках
4) мест концентрации напряжений и наибольших нагрузок

119. Правильная формула для расчёта ориентировочным способом диаметра вала ...

- 1) $d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}}$ 2) $d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}}$ 3) $d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \pi \cdot T}{[\tau]}}$ 4) $d = \sqrt{\frac{16 \cdot T^2}{\pi \cdot [\tau]}}$

120. Диапазон допускаемых напряжений при кручении $[\tau]$ для предварительного расчёта вала редуктора находится в пределах... МПа.

- 1) 5...10 2) 150...300 3) 70...100 4) 15...25

121. 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

122. Уточнённый расчет вала заключается в определении коэффициента ...

- 1) чувствительности к асимметрии цикла
2) безопасности
3) запаса усталостной прочности
4) однородности материала

123. Основным параметром расчёта валов на усталость является ...

- 1) напряжение изгиба 2) угол закручивания
3) коэффициент запаса прочности 4) напряжение кручения

124. Фактором, влияющим на изгибную жёсткость валов и осей, является ...

- 1) предел прочности 2) модуль сдвига
3) модуль упругости 4) коэффициент Пуассона

125. Фактором, влияющим на крутильную жёсткость валов и осей, является ...

- 1) предел прочности
- 2) модуль сдвига
- 3) модуль упругости
- 4) коэффициент Пуассона

126. Подшипники применяют для...

- 1) удобства сборки
- 2) увеличения мощности
- 3) создания опор вращающихся валов и осей
- 4) снижения массы

127. Вид преимущественного трения в подшипниках скольжения ...

- 1) сухое
- 2) полусухое
- 3) полужидкостное
- 4) жидкостное

128. К достоинствам подшипников скольжения относятся ...

- 1) малые габариты в осевом направлении
- 2) невысокие требования к точности
- 3) хорошая работоспособность при высоких частотах вращения валов
- 4) малые потери на трение

129. К недостаткам подшипников скольжения относятся ...

- 1) большие габариты в осевом направлении
- 2) необходимость закалки и точной обработки цапф
- 3) шумность работы
- 4) высокая концентрация напряжений

130. Подшипник скольжения, в котором подъёмная сила в масляном слое возникает в результате относительного движения рабочих поверхностей, является...

- 1) гидростатическим
- 2) гидродинамическим
- 3) полужидкостным
- 4) полустатическим

131. Наименьший износ подшипников скольжения происходит при режиме трения...

- 1) граничном
- 2) полужидкостном
- 3) жидкостном
- 4) полусухом

132. В подшипнике скольжения, работающем в режиме жидкостного трения, минимальная толщина масляного слоя h_{min} и высоты микронеровностей цапфы $R_{\alpha 1}$ и вкладыша $R_{\alpha 2}$ соотносятся как ...

- 1) $h_{min} = R_{\alpha 2} - R_{\alpha 1}$
- 2) $h_{min} > R_{\alpha 1} + R_{\alpha 2}$
- 3) $h_{min} < R_{\alpha 1} + R_{\alpha 2}$
- 4) $h_{min} = R_{\alpha 1} / R_{\alpha 2}$

133. Основным критерием работоспособности подшипников скольжения в условиях полужидкостного трения является...

- 1) износостойкость
- 2) прочность
- 3) долговечность
- 4) жаропрочность

134. Основным расчётным параметром подшипников скольжения в условиях полужидкостного трения являются...

- 1) напряжение кручения
- 2) давление
- 3) контактные напряжения
- 4) коэффициент запаса прочности

135. Материалы для вкладышей подшипников скольжения, которые являются наиболее предпочтительными по условиям износостойкости

...

- 1) сталь
- 2) дерево
- 3) баббит
- 4) пластмассы

136. В подшипниках скольжения, работающих в водной среде, рекомендуется использовать вкладыши из ...

- 1) бронзы
- 2) чугуна
- 3) спрессованной берёзы
- 4) спрессованной бумаги

137. На перегрев подшипники, работающие в режиме полужидкостного трения, рассчитывают по допускаемому ...

- 1) давлению
- 2) скорости
- 3) произведению давления на скорость
- 4) произведению давления на вязкость масла

138. Обязательными условиями для образования режима жидкостного трения являются ...

- 1) наличие вкладышей, масла и скорость выше критической
- 2) наличие клинового зазора, масла и вкладышей
- 3) наличие клинового зазора, масла и скорость выше критической
- 4) наличие масла и скорость выше критической

139. Давление p в подшипниках скольжения при радиальной нагрузке F_r , диаметре шейки d и длине вкладыша l определяется как ...

- 1) $F_r/(\pi dl)$
- 2) $F_r/(dl)$
- 3) $F_r(\pi dl)$
- 4) $F_r(dl)$

140. Основными достоинствами подшипника качения являются...

- 1) малые: радиальные габариты, расходы стали
- 2) малые: контактные напряжения, шумы
- 3) большие: осевые габариты, скорости, допустимые ударные нагрузки
- 4) малые: моменты трения при пуске, осевые габариты, расходы цветных металлов

141. Тип подшипника качения обозначается цифрой ... (читая справа).

- 1) третьей
- 2) четвёртой
- 3) пятой
- 4) второй

142. Радиальный шарикоподшипник воспринимает...

- 1) радиальные и большие осевые нагрузки
- 2) только осевые нагрузки
- 3) любые нагрузки
- 4) радиальные и небольшие осевые нагрузки

143. Радиальный однорядный шариковый подшипник обозначается набором цифр ...

- 1) 0000
- 2) 2000
- 3) 4000
- 4) 6000

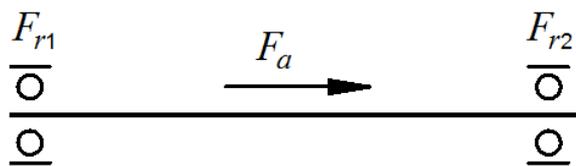
144. На рисунке изображён подшипник ...

- 1) радиальный однорядный шариковый
- 2) радиальный двухрядный сферический

- 3) радиально-упорный однорядный шариковый
- 4) упорный однорядный шариковый



145. На рисунке изображена схема подшипников ...



- 1) радиальных однорядных шариковых
- 2) радиальных двухрядных сферических
- 3) радиально-упорных однорядных шариковых
- 4) упорный однорядный шариковых

146. В обозначении подшипника качения 311 цифра 3 обозначает...

- 1) тип
- 2) серию
- 3) класс точности
- 4) конструктивные особенности

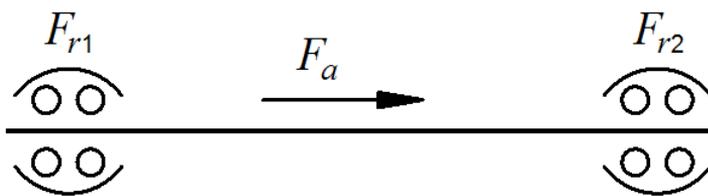
147. В обозначении подшипника качения 180208 цифра 18 обозначает...

- 1) тип
- 2) серию
- 3) внутренний диаметр
- 4) конструктивные особенности

148. Радиальный двухрядный шариковый сферический подшипник обозначается набором цифр ...

- 1) 0000
- 2) 2000
- 3) 4000
- 4) 1000

149. На рисунке изображена схема подшипников ...



- 1) радиальных однорядных шариковых
- 2) радиальных двухрядных сферических
- 3) радиально-упорных однорядных шариковых
- 4) упорный однорядный шариковых

150. В обозначении подшипника качения 1216 цифра 1 обозначает...

- 1) тип
- 2) серию
- 3) класс точности
- 4) конструктивные особенности

151. В обозначении подшипника качения 1213 цифры 13 обозначают внутренний диаметр, равный ... мм.

- 1) 26
- 2) 13
- 3) 78
- 4) 65

152. Радиальный роликоподшипник воспринимает...

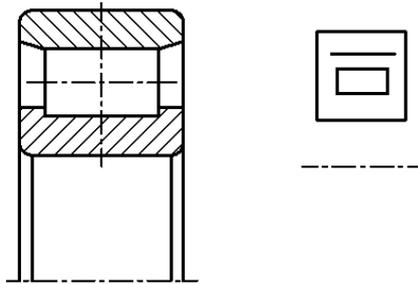
- 1) только осевые нагрузки
- 2) любые нагрузки
- 3) комбинированные нагрузки
- 4) только радиальные нагрузки

153. Радиальный однорядный роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами обозначается набором цифр ...

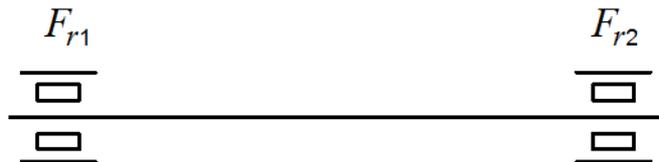
- 1) 0000
- 2) 2000
- 3) 4000
- 4) 6000

154. На рисунке изображён подшипник ...

- 1) радиальный однорядный роликовый
- 2) радиальный двухрядный роликовый сферический
- 3) радиально-упорный однорядный роликовый
- 4) упорный однорядный роликовый

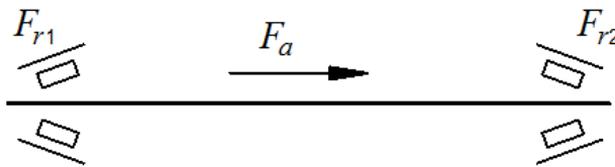


155. На рисунке изображена схема подшипников ...



- 1) радиальных однорядных роликовых
- 2) радиальных двухрядных роликовых сферических
- 3) радиально-упорный однорядных роликовых
- 4) упорный однорядных роликовых

162. На рисунке изображена схема подшипников ...



- 1) радиальных однорядных роликовых
- 2) радиальных двухрядных роликовых сферических
- 3) радиально-упорных однорядных роликовых
- 4) упорный однорядных роликовых

163. Упорный подшипник воспринимает...

- 1) радиальные нагрузки
- 2) только осевые нагрузки
- 3) осевые и небольшие радиальные нагрузки
- 4) радиальные и небольшие осевые нагрузки

164. Упорный шариковый подшипник обозначается набором цифр

- ...
- 1) 8000
 - 2) 2000
 - 3) 9000
 - 4) 6000

165. На рисунке изображён подшипник ...

- 1) радиальный однорядный шариковый
- 2) радиальный двухрядный сферический
- 3) радиально-упорный однорядный шариковый
- 4) упорный однорядный шариковый



166. Серия размеров подшипников качения по диаметру и ширине обозначается цифрами ... (считая справа).

- 1) 3 и 7
- 2) 5 и 6
- 3) 1 и 2
- 4) 2 и 4

167. Конструктивные особенности подшипников качения обозначаются цифрами ... (считая справа).

- 1) 1 и 2
- 2) 3 и 4
- 3) 5 и 6
- 4) 3 и 7

168. По двум последним цифрам в обозначении подшипника качения определяют...

- 1) диаметр внутреннего кольца
- 2) наружный диаметр
- 3) число тел качения
- 4) конструктивные особенности

169. Цифра условного обозначения подшипника качения, при отсчёте справа, обозначающая его серию, это ...

- 1) третья
- 2) первая
- 3) четвёртая
- 4) вторая

170. 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

171. Для изготовления колец и тел качения подшипников качения используется ...

- 1) сталь ШХ15
- 2) чугун СЧ 15
- 3) бронза А9Ж4
- 4) сталь Ст3кп

172. На длинный вал, работающий с существенными прогибами, необходимо установить подшипники...

- 1) конические
- 2) упорные
- 3) игольчатые
- 4) сферические

173. При малых радиальных габаритах подшипникового узла целесообразно применить подшипник ...

- 1) радиальный игольчатый
- 2) радиальный шариковый
- 3) радиальный сферический
- 4) радиально-упорный

174. Основная причина выхода из строя сепараторов подшипников качения...

- 1) потеря необходимых свойств смазочного материала
- 2) перегрузка
- 3) большая скорость скольжения
- 4) неравномерность тел качения

175. Тип подшипника, требующий обязательного регулирования осевого зазора при монтаже, это...

- 1) радиально-упорный конический
- 2) игольчатый
- 3) радиальный с короткими цилиндрическими роликами
- 4) сферический шариковый

176. Для восприятия осевых нагрузок опоры со сдвоенными радиально-упорными подшипниками применяют в случае...

- 1) валов малого диаметра
- 2) длинных валов
- 3) гибких валов
- 4) коротких валов

177. После длительной работы в нормальных условиях смазки причиной нарушения работоспособности подшипников качения является ...

- 1) раскалывание тел качения
- 2) разрушение сепараторов
- 3) усталостное выкрашивание рабочих поверхностей
- 4) отслаивание рабочих поверхностей

178. При частоте вращения $n < 1$ об/мин подшипники качения подбирают по...

- 1) долговечности
- 2) износостойкости
- 3) статической грузоподъёмности
- 4) динамической грузоподъёмности

179. При частоте вращения больше $n > 1$ об/мин подшипники качения подбирают по...

- 1) долговечности
- 2) износостойкости
- 3) статической грузоподъёмности
- 4) динамической грузоподъёмности

180. Нагрузка, при которой долговечность подшипника качения составляет 1 миллион оборотов, называется ...

- 1) статической грузоподъёмностью
- 2) динамической грузоподъёмностью
- 3) эквивалентной нагрузкой
- 4) приведенной нагрузкой

3.3. Экзаменационные задачи нулевого цикла

01. Определить число степеней свободы плоского рычажного механизма, если число подвижных звеньев $n = 5$, а число низших кинематических пар $p_1 = 7$.

02. Определить число степеней свободы плоского рычажного механизма, если число подвижных звеньев $n = 4$, число низших кинематических пар $p_1 = 4$, число высших пар $p_2 = 2$.

03. Угловая скорость кривошипа $\omega_{AB} = 110 \text{ с}^{-1}$. Длина кривошипа $l_{AB} = 0,3 \text{ м}$. Определить линейную скорость v_B , м/с.

04. Длина шатуна $l_{BC} = 0,5 \text{ м}$, линейная скорость $v_{CB} = 13 \text{ м/с}$. Определить угловую скорость ω_{CB} , с^{-1} .

05. Определить вес звена в Н при его массе $m = 36 \text{ кг}$.

06. Определить модуль силы инерции ползуна F_{II} в Н при его массе $m = 36 \text{ кг}$ и ускорении $a = 200 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$.

07. Определить силу трения $F_{тр}$ в ползуне в Н при нормальной силе $F = 2 \text{ кН}$ и коэффициенте трения $f = 0,12$.

08. Определить силу давления в цилиндре в Н при его диаметре $d = 90 \text{ мм}$ и давлении $p = 2,5 \text{ МПа}$.

09. Определить мощность P в Вт на ползуне, движущемся со скоростью $v = 6 \text{ м/с}$, при действии на него силы $F = 1200 \text{ Н}$.

010. Определить мощность P в Вт на кривошипе, вращающемся с угловой скоростью $\omega = 24 \text{ с}^{-1}$, при действии на него момента $M = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

011. Определить КПД механической передачи при $P_{\text{вх}} = 25 \text{ кВт}$ и $P_{\text{вых}} = 23 \text{ кВт}$.

012. Определить общий КПД механического привода, состоящего из трёх последовательно расположенных механизмов, если КПД каждого $\eta = 0,94$.

013. Определить передаточное отношение i_{12} с учётом знака, если числа зубьев колёс передачи внешнего зацепления $z_1/z_2 = 25/90$.

014. Определить общее передаточное отношение двухступенчатого редуктора, если $z_1/z_2 = 18/72$, $z_3/z_4 = 20/60$.

015. Определить угловую скорость на выходе редуктора ω_2 , с^{-1} при угловой скорости на входе $\omega_1 = 48 \text{ с}^{-1}$ и передаточном отношении редуктора $i_{12} = 16$.

016. Определить делительный диаметр d в мм при модуле зубчатого колеса $m = 4 \text{ мм}$ и числе зубьев $z = 46$.

017. Определить диаметр вершин нулевого зубчатого колеса d_a в мм при модуле $m = 3 \text{ мм}$ и числе зубьев $z = 52$.

018. Определить модуль m в мм нулевого зубчатого колеса, если диаметр вершин $d_a = 87 \text{ мм}$, число зубьев $z = 27$.

019. Определить делительное межосевое расстояние a в мм при модуле зубчатого зацепления $m = 5 \text{ мм}$ и числах зубьев $z_1/z_2 = 22/72$.

020. Определить допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа, для стали с пределом текучести $\sigma_t = 450 \text{ МПа}$ и коэффициентом запаса прочности $s = 1,8$.

021. Определить нормальные напряжения σ , МПа, при осевом растяжении-сжатии, если продольная сила $F = 12000 \text{ Н}$, а площадь сечения $A = 360 \text{ мм}^2$.

022. Определить максимальное касательное напряжение τ , МПа, в сечениях стального вала с полярным моментом инерции $W_p = 800 \text{ мм}^3$ при действии крутящего момента $T = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

023. Определить максимальное нормальное напряжение в сечениях стального вала с осевым моментом инерции $W = 600 \text{ мм}^3$ при действии изгибающего момента $M = 1500 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

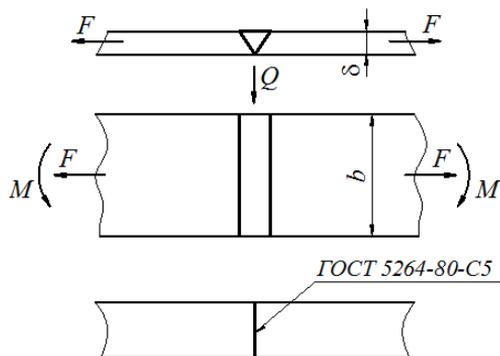
024. Определить момент сопротивления W_x прямоугольного сечения при его ширине $b = 18 \text{ мм}$ и высоте $h = 45 \text{ мм}$.

025. Определить полярный момент сопротивления W_p для круглого сечения диаметром $d = 75 \text{ мм}$.

3.4. Экзаменационные задачи

Задача № 14

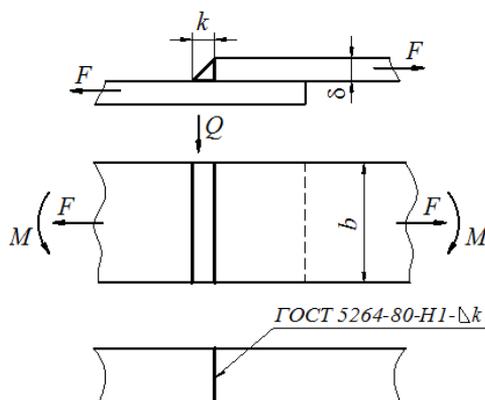
Проверить прочность стыкового сварного соединения. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	20	24	0	0	30	15
Поперечная сила Q , кН	6	0	8	7	0	10
Изгибающий момент M , Н·м	0	120	180	200	150	0
Ширина листа b , мм	40	45	50	55	60	70
Толщина листа δ , мм	5	6	7	6	8	5
Марка материала – сталь	Ст2	Ст3	09Г2	16ГС	10ХСНД	Ст1
Марка электрода	Э42	Э42А	Э50	Э50А	Э50	Э42

Задача № 15

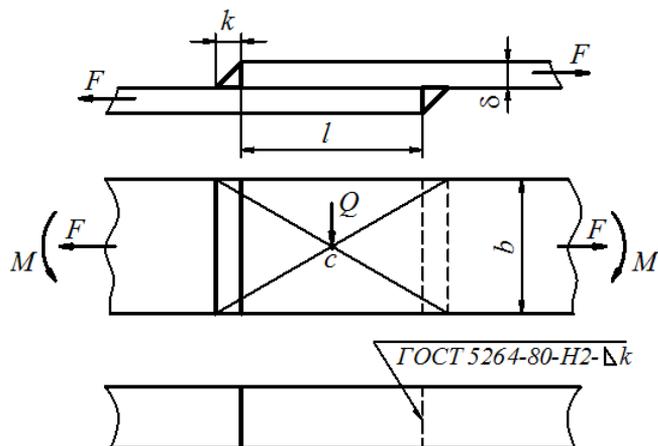
Проверить прочность сварного соединения внахлестку односторонним лобовым швом. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	6	8	0	0	15	7
Поперечная сила Q , кН	4	0	5	10	0	12
Изгибающий момент M , Н·м	0	80	100	70	120	0
Ширина листа b , мм	45	50	55	60	65	70
Толщина листа δ , мм	6	7	8	5	10	12
Марка материала – сталь	Ст0	Ст1	Ст2	09Г2	16ГС	Ст3
Марка электрода	Э42	Э42А	Э50	Э50А	Э42	Э42А
Катет шва k , мм	3	4	5	5	8	6

Задача № 16

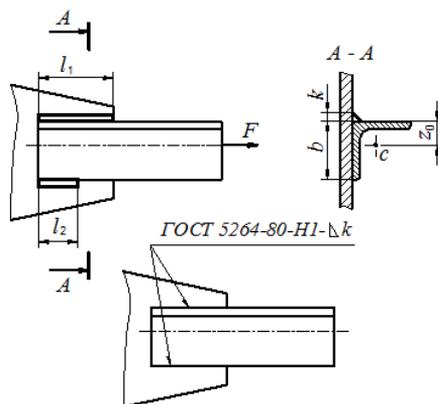
Проверить прочность сварного соединения внахлестку двухсторонним лобовым швом. Сварка ручная электродуговая. Расстояние между швами $l = 80$ мм. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	12	0	18	15	0	0
Поперечная сила Q , кН	6	0	4	10	0	0
Момент M , Н·м	0	280	0	0	190	210
Ширина листа b , мм	40	45	50	55	60	65
Толщина листа δ , мм	5	6	7	8	10	12
Марка материала – сталь	Ст3	Ст2	Ст4	16ГС	10ХСНД	09Г2
Марка электрода	Э42	Э42А	Э50	Э50А	Э50	Э42А
Катет шва k , мм	3	4	5	8	8	10

Задача № 17

Рассчитать длины фланговых швов нахлёсточного сварного соединения уголка с косынкой. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая.

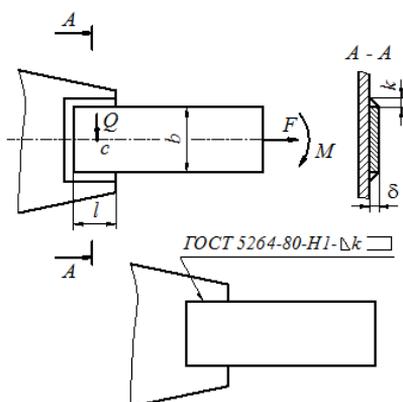


Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	12	16	20	30	45	150
Номер уголка	5	5,6	6,3	8	9	10
Толщина полки l_1 мм	3	4	5	7	8	12
Марка материала – сталь	Ст2	Ст3	Ст2	Ст4	Ст5	09Г2
Марка электрода	Э42	Э42А	Э50	Э42	Э50	Э50А

Примечание. Длины швов l_1 и l_2 рассчитать по расстояниям до центра тяжести уголка.

Задача № 18

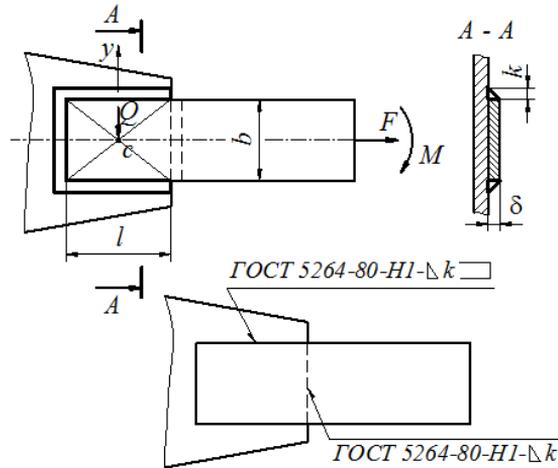
Проверить прочность сварного соединения внахлестку по незамкнутому контуру лобовым и короткими фланговыми швами. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	0	10	0	30	0	4
Поперечная сила Q , кН	0	6	0	0	30	8
Момент M , Н·м	130	0	250	160	0	110
Длина лобового шва b , мм	40	45	50	60	65	70
Толщина листа δ , мм	6	7	8	10	5	12
Длина фланговых швов l , мм	15	20	20	25	25	30
Катет шва k , мм	3	3	4	8	4	10
Марка материала – сталь	Ст5	09Г2	16ГС	Ст3	Ст1	10ХСНД
Марка электрода	Э42	Э50	Э42А	Э42	Э42А	Э50А

Задача № 19

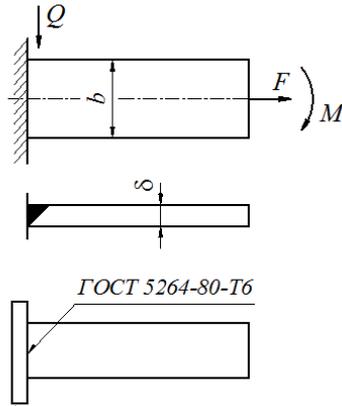
Проверить прочность сварного соединения внахлестку по замкнутому контуру. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	32	0	38	0	60	45
Поперечная сила Q , кН	14	0	16	0	20	80
Момент M , Н·м	0	360	0	270	0	140
Длина лобового шва b , мм	35	40	45	50	55	60
Толщина листа δ , мм	5	6	7	8	12	10
Длина фланговых швов l , мм	50	55	60	65	70	75
Катет шва k , мм	5	5	6	6	10	8
Марка материала – сталь	09Г2	16ГС	10ХСНД	Ст3	Ст1	Ст5
Марка электрода	Э50	Э42	Э42А	Э50А	Э42	Э50А

Задача № 20

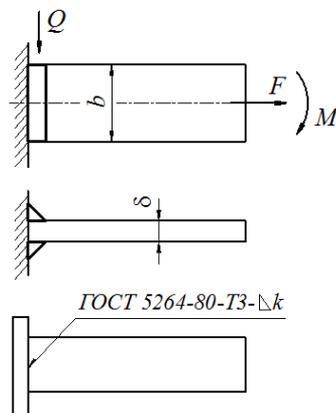
Проверить прочность таврового сварного соединения полосы со стенкой стыковым швом. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	20	10	15	25	0	45
Поперечная сила Q , кН	8	0	10	12	40	18
Изгибающий момент M , Н·м	0	200	250	0	290	345
Ширина полосы b , мм	40	45	50	55	60	80
Толщина полосы δ , мм	5	6	7	8	10	16
Марка материала – сталь	Ст3	Ст2	Ст1	Ст5	09Г2	10ХСНД
Марка электрода	Э50	Э42	Э50А	Э42А	Э50	Э42

Задача № 21

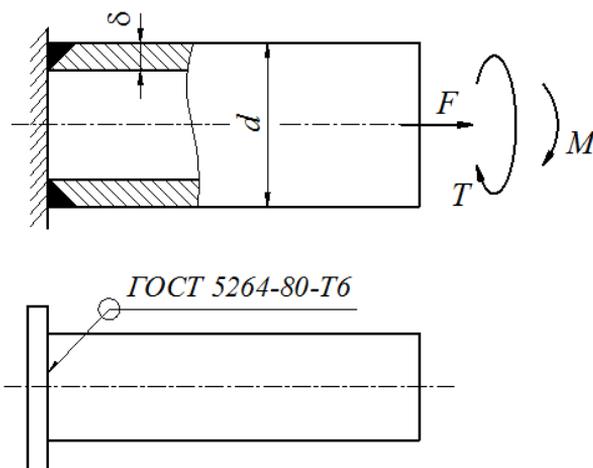
Проверить прочность таврового сварного соединения полосы со стенкой угловыми швами. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	10	6	0	20	0	15
Поперечная сила Q , кН	8	0	4	12	15	7
Изгибающий момент M , Н·м	0	100	110	0	215	155
Ширина полосы b , мм	65	40	45	50	60	80
Толщина полосы δ , мм	6	7	8	10	12	16
Катет шва k , мм	4	5	6	8	10	12
Марка материала – сталь	Ст3	Ст4	Ст5	09Г2	16ГС	10ХСНД
Марка электрода	Э42	Э42А	Э50	Э50	Э42	Э50А

Задача № 22

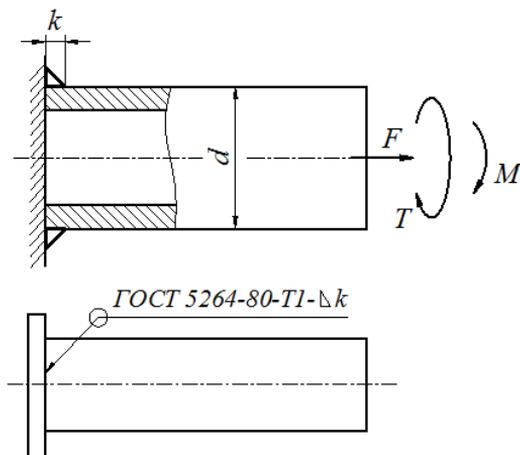
Проверить прочность таврового сварного соединения трубы со стенкой стыковыми швами. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	30	0	40	50	60	25
Крутящий момент T , Н·м	120	200	0	195	0	220
Изгибающий момент M , Н·м	0	120	160	0	200	150
Диаметр трубы d , мм	40	45	50	60	70	102
Толщина трубы δ , мм	3	3	4	6	8	10
Марка материала – сталь	Ст3	Ст4	Ст5	Ст1	09Г2	16ГС
Марка электрода	Э42	Э50	Э42А	Э42	Э50	Э50А

Задача № 23

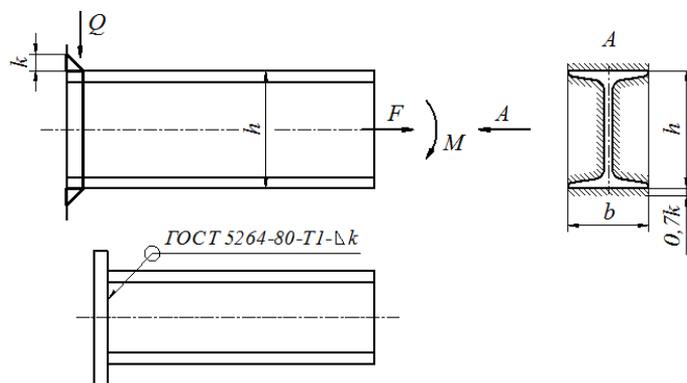
Проверить прочность таврового сварного соединения трубы со стенкой угловым швом. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	0	20	16	0	25	40
Крутящий момент T , Н·м	80	60	0	100	0	115
Изгибающий момент M , Н·м	120	0	90	210	110	280
Диаметр трубы d , мм	40	45	50	60	70	102
Катет шва k , мм	3	4	4	6	8	10
Марка материала – сталь	Ст3	Ст5	10ХСНД	Ст2	16ГС	09Г2
Марка электрода	Э42	Э50	Э42А	Э50А	Э42	Э50

Задача № 24

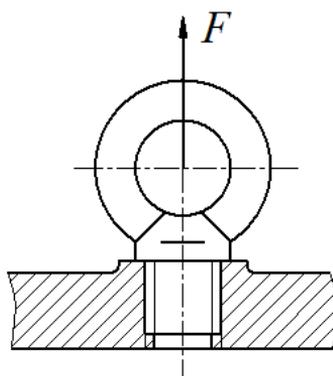
Проверить прочность таврового сварного соединения фасонного проката со стенкой угловыми швами. Сварка ручная электродуговая. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	40	20	0	80	0	90
Поперечная сила Q , кН	60	80	0	0	100	70
Изгибающий момент M , Н·м	0	0	2000	1500	2500	2850
Номер двугавра	10	14	12	16	18	20
Марка материала – сталь	Ст2	Ст3	Ст4	Ст5	16ГС	09Г2
Марка электрода	Э42	Э42А	Э50	Э50А	Э42	Э50
Коэффициент асимметрии цикла R	-0,5	-1	+0,5	0	+0,5	+1

Задача № 25

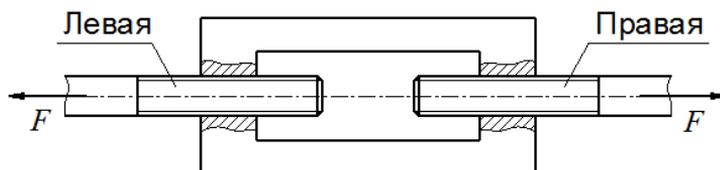
Рассчитать резьбу рым-болта и привести её обозначение на чертеже. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	2,5	4	6	8	10	25
Материал болта – сталь	10	20	35	30X	40X	40XH

Задача № 26

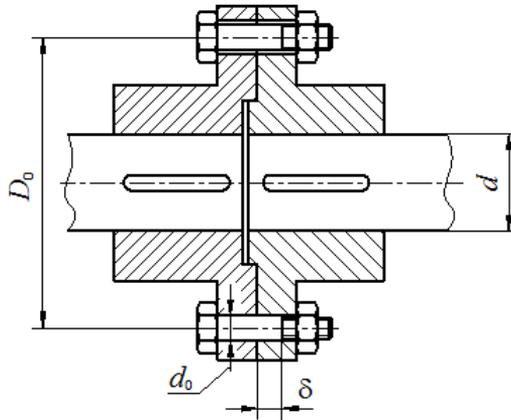
Рассчитать болты винтовой стяжки и привести обозначение резьбы на чертеже. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Растягивающая сила F , кН	2,5	4	6	8	10	25
Материал болта – сталь	45	50	35	30X	40XH	30XГЧН

Задача № 27

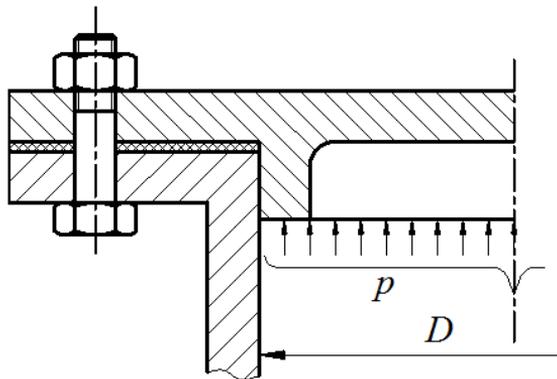
Рассчитать групповое болтовое соединение фланцевой муфты. Нагрузка статическая. Определить диаметр резьбы и привести её обозначение на эскизе соединения.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр расположения осей болтов D_0 , мм	160	200	240	260	300	320
Крутящий момент T , Н·м	400	800	1200	1400	1800	2200
Вид болта (1-чистый; 2-черный)	1	2	1	1	2	1
Материал болтов – сталь	30X	20	40XH	40X	50	30XГСН
Число болтов z	4	6	8	10	12	14
Высота поверхности смятия δ , мм	10	–	12	16	–	20

Задача № 28

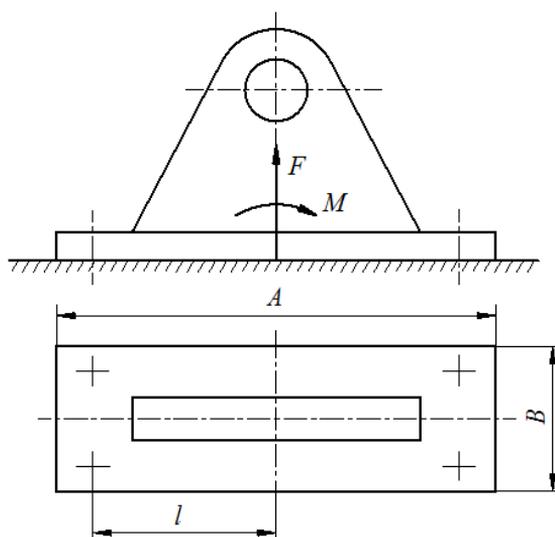
Рассчитать групповое болтовое соединение крышки резервуара высокого давления. Определить диаметр резьбы и привести её обозначение на эскизе соединения. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Внутренний диаметр ёмкости D , мм	800	900	1000	1100	1200	1400
Давление среды p , МПа	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Число болтов z	8	12	16	20	24	36
Материал болтов – сталь	25	45	35	50	40X	40XH

Задача № 29

Рассчитать групповое болтовое соединение кронштейна, нагруженного отрывающей и опрокидывающей нагрузкой из условия нераскрытия стыка. Определить диаметр резьбы и привести её обозначение на эскизе соединения. Нагрузка статическая.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Отрывающая сила F , кН	1,6	1,8	2,0	2,4	2,6	3,0
Момент M , Н·м	400	500	600	700	800	350
Размеры основания A , мм	200	220	240	260	280	320
B , мм	160	180	180	200	210	250
Материал болтов – сталь	30X	40X	40XH	50	30XГСН	40XH
Координаты болтов l , мм	70	65	80	85	90	100

Задача № 30

Рассчитать и округлить по стандарту межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи. Вычертить кинематическую схему передачи.

Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Мощность P_1 , кВт	7	11	16	5	18	25
Частота вращения n_1 , об/мин	1460	2880	960	2920	940	1480
n_2 , об/мин	420	650	200	920	370	300
Окружная скорость v , м/с	6	7	8	7	6	7
Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$, МПа	450	600	900	400	550	1000
Угол наклона β , град	0	12	30	0	10	35
Расположение колес (1 – симметричное; 2 – несимметричное; 3 – консольное)	1	2	3	3	2	1

Задача № 31

Проверить по контактным и изгибным напряжениям цилиндрическую зубчатую передачу. Сделать выводы и рекомендации. Привести кинематическую схему передачи.

Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Вращающий момент на валу колеса T_2 , Н·м	500	800	1200	600	1000	1500
Модуль m , мм	2	2,5	4	3,5	5	6
Число зубьев: шестерни z_1	23	26	28	30	22	34
колеса z_2	87	94	102	75	138	136
Угол наклона β , град	0	14	32	0	12	30
Коэффициент ширины	0,25	0,355	0,5	0,315	0,355	0,71
Окружная скорость v , м/с	2	5	7	4	8	10
Расположение колес (1 – симметричное; 2 – несимметричное; 3 – консольное)	3	2	1	1	2	3
Допускаемые напряжения:						
контактное $[\sigma_H]$, МПа	400	500	900	450	600	1000
Изгибное $[\sigma_F]$, МПа	200	250	300	220	270	400

Примечания. 1. Межосевое расстояние a_m , ширину венца b_2 рассчитать и округлить по стандарту. 2. Угол наклона уточнить.

Задача № 32

Определить усилия в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи. Показать усилия на эскизе зацепления. Угол зацепления $\alpha_n = 20^\circ$.

Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Мощность P_1 , кВт	4	6	8	10	12	25
Частота вращения n_1 , об/мин	600	800	1000	1200	1400	1500
Делительный диаметр d_1 , мм	36	54	70	80	90	100
Угол наклона β , град	0	10	30	0	15	35

Примечание. Недостающими данными задаться.

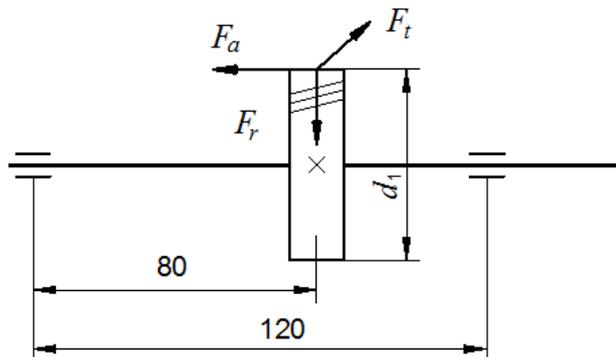
Задача № 37

Определить ориентировочным способом и округлить по стандарту диаметр вала в опасном сечении. Назначить диаметры соседних участков вала.

Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Мощность P_1 , кВт	4	6	8	10	12	20
Частота вращения n_1 , об/мин	50	100	150	200	250	50
Допускаемое касательное напряжение $[\tau]$, МПа	10	15	20	20	15	10

Задача № 38

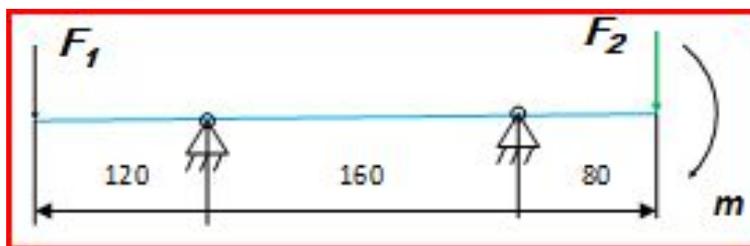
Рассчитать приближённым способом диаметр вала d в опасном сечении. Определить реакции опор и построить эпюры изгибающих моментов. Угол зацепления $\alpha_n = 20^\circ$.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Окружное усилие F_2 , кН	4	6	8	10	12	15
Радиальное усилие F_1 , кН	1,5	2	2,5	3	4	5
Осевое усилие F_3 , кН	3	4	5	6	7	8
Диаметр d_1 , мм	40	45	50	60	70	75
Допускаемое нормальное напряжение $[\sigma]$, МПа	50	55	60	55	50	60

Задача № 39

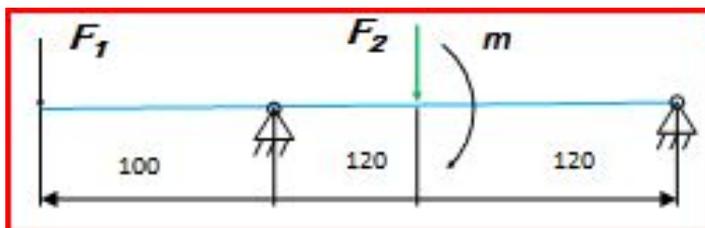
Рассчитать приближённым способом диаметр вала d в опасном сечении. Определить реакции опор и построить эпюру изгибающих моментов для двухконсольного вала редуктора.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Сила F_1 , кН	4	6	8	10	12	15
Сила F_2 , кН	1,5	2	2,5	3	4	5
Сосредоточенный момент m , Н·м	3	4	5	6	7	8
Крутящий момент T , Н·м	140	145	150	160	170	175
Допускаемое нормальное напряжение $[\sigma]$, МПа	50	55	60	55	50	60

Задача № 40

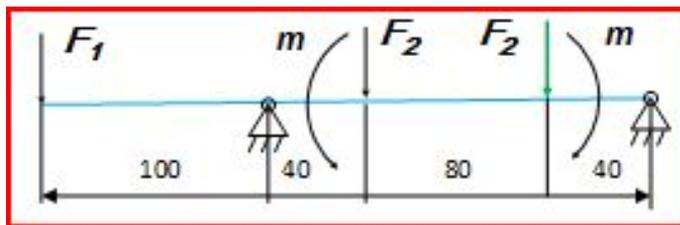
Рассчитать приближённым способом диаметр вала d в опасном сечении. Определить реакции опор и построить эпюру изгибающих моментов для быстроходного вала редуктора.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Сила F_1 , кН	4	6	8	10	12	15
Сила F_2 , кН	1,5	2	2,5	3	4	5
Сосредоточенный момент m , Н·м	3	4	5	6	7	8
Крутящий момент T , Н·м	240	245	250	260	270	275
Допускаемое нормальное напряжение $[\sigma]$, МПа	50	55	60	55	50	60

Задача № 41

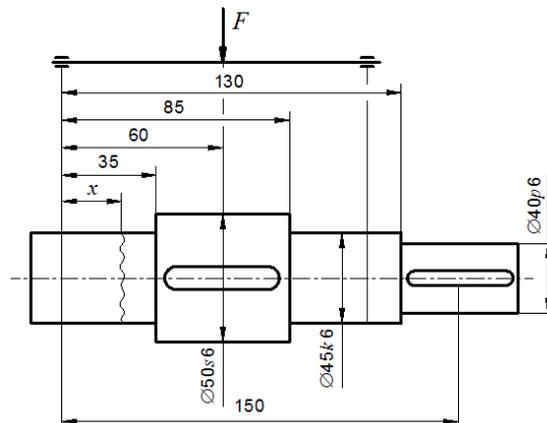
Рассчитать приближённым способом диаметр вала d в опасном сечении. Определить реакции опор и построить эпюру изгибающих моментов для одноконсольного вала редуктора.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Сила F_1 , кН	4	6	8	10	12	15
Сила F_2 , кН	1,5	2	2,5	3	4	5
Сосредоточенный момент m , Н·м	3	4	5	6	7	8
Крутящий момент T , Н·м	340	345	350	360	370	375
Допускаемое нормальное напряжение $[\sigma]$, МПа	50	55	60	55	50	60

Задача № 42

Определить коэффициент запаса в заданном сечении вала. Сделать вывод. Построить эпюры изгибающего и крутящего моментов.

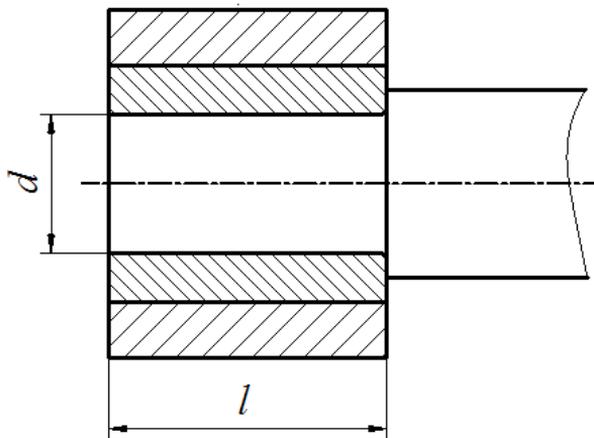


Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Действующая сила F , кН	3	4	4,5	5	7	9
Крутящий момент T , Н·м	210	80	190	100	250	110
Расстояние до расчётного сечения x , мм	60	85	150	35	60	130
Расчётный диаметр d , мм	50	45/50	40	45/50	50	40/45
Материал – сталь	45	40X	45	40X	45	40X
Вид концентратора (1 – напрессовка, 2 – шпоночная канавка)	2	1	2	1	2	1

Примечание. Недостающими данными задаться.

Задача № 43

Выполнить проверочный расчёт подшипника скольжения по давлению, скорости и на нагревание. Вал стальной.

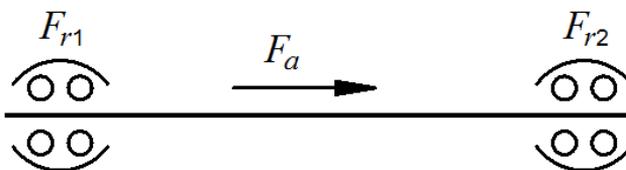


Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр шейки d , мм	60	65	70	80	85	90
Частота вращения n , об/мин	250	350	500	400	450	600
Радиальная нагрузка F_r , кН	3	3,5	4	5	7	2
Материал вкладыша (1 – антифрикционный чугун АЧВ-2; 2 – бронза БрО10Ф1; 3 – баббит Б-16; 4 – бронза БрЛ9Ж4; 5 – бронза БрС30; 6 – цинковый сплав ЦАМ 10–5)	1	2	3	4	5	6

Примечание. Длину подшипника принять $l = d$, при необходимости увеличить.

Задача № 46

Подобрать по динамической грузоподъёмности радиальные сферические двухрядные шарикоподшипники.



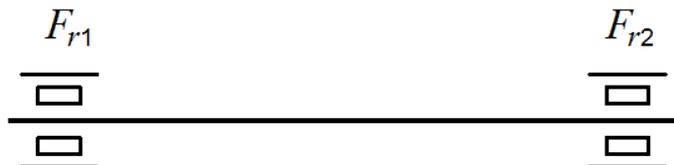
Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Радиальные нагрузки, кН F_{r1}	1,8	2,8	4	5	6,8	7,2
F_{r2}	3,2	1,4	5,2	3,3	4,9	8,1
Осевая нагрузка F_{os} , кН	1,2	0,9	0	1,4	2,0	0,5
Диаметр шейки вала d_s , мм	40	45	50	60	80	110
Частота вращения n , об/мин	180	370	240	300	480	120
Ресурс L_h , ч	12000	9000	10000	4000	8000	5000

Примечания: 1. Принять одну опору фиксированной, вторую – плавающей.

2. Недостающими данными задаться.

Задача № 47

Подобрать по динамической грузоподъёмности радиальные одно-рядные роликоподшипники.

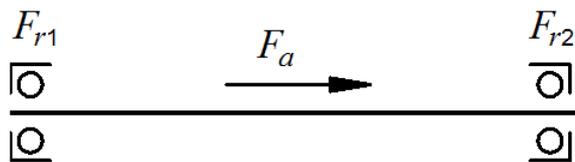


Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Радиальные нагрузки, кН F_{r1}	4,5	2,2	3,5	5,2	4,8	7,9
F_{r2}	2,5	1,8	2,8	3,7	1,1	6,1
Диаметр шейки вала d_s , мм	55	40	50	70	80	90
Частота вращения n , об/мин	300	400	500	600	700	100
Ресурс L_h , ч	7000	11000	15000	9000	4000	6000

Примечание. Недостающими данными задаться.

Задача № 48

Подобрать по динамической грузоподъёмности радиально-упорные шарикоподшипники.



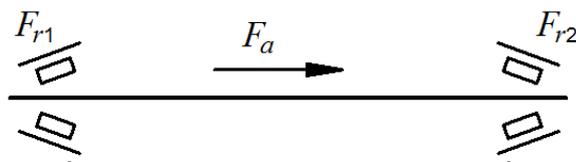
Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Радиальные нагрузки, кН						
F_{r1}	2,3	1,6	5,4	7,1	4,2	8,0
F_{r2}	3,5	4,6	2,3	4,1	1,4	5,4
Осевая нагрузка F_a , кН	1,5	2,0	0,8	0	4,1	2,7
Диаметр шейки вала d , мм	45	50	60	65	70	90
Частота вращения n , об/мин	220	350	460	510	700	120
Ресурс L_h , ч	9000	10000	15000	7000	5000	4000

Примечания: 1. Осевую нагрузку направить на менее нагруженную опору.

2. Недостающими данными задаться.

Задача № 49

Подобрать по динамической грузоподъёмности конические роликоподшипники.

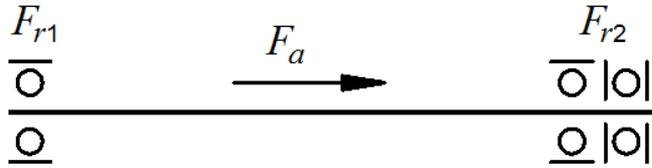


Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Радиальные нагрузки, кН						
F_{r1}	3,2	2,8	5,2	4,0	6,8	9,2
F_{r2}	1,8	1,4	4,0	2,7	3,3	6,8
Осевая нагрузка F_a , кН	1,2	0,9	0	3,1	2,0	0,5
Диаметр шейки вала d , мм	40	45	60	70	80	100
Частота вращения n , об/мин	180	240	320	400	560	700
Ресурс L_h , ч	7000	8000	9000	6000	5000	4000

Примечание. Недостающими данными задаться.

Задача № 50

Подобрать по динамической грузоподъёмности радиальные и упорный подшипники качения.



Наименование параметра	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Радиальные нагрузки, кН						
F_{r1}	1,6	0,8	3,3	4,1	5,3	1,1
F_{r2}	2,2	1,4	1,7	3,1	0,8	4,9
Осевая нагрузка F_{a3} , кН	2,8	2,9	3,5	2,0	4,2	3,7
Диаметр шейки вала d_s , мм	40	45	50	70	60	85
Частота вращения n , об/мин	180	220	260	300	450	600
Тип радиального подшипника	0000	2000	0000	2000	0000	2000
Ресурс L_{10} , ч	7000	8000	9000	6000	5000	4000

Примечание. Недостающими данными задаться.

3.5. Задания на РГР

Задание № 1

Привод механизма перемещения мостового крана

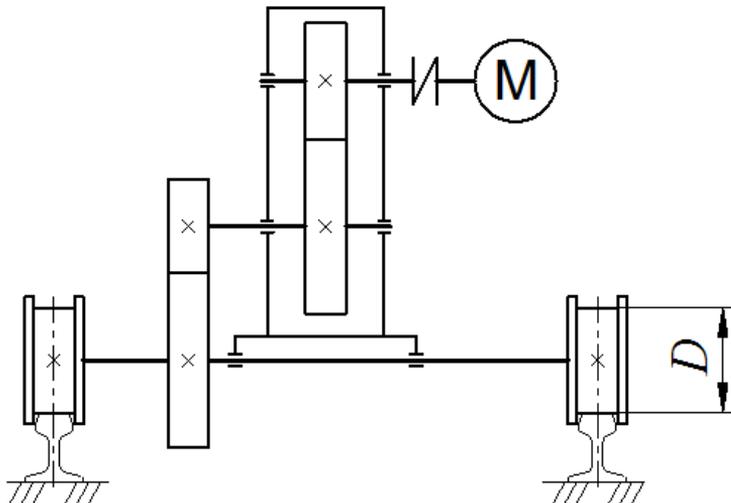


Таблица 3.1. Исходные данные к заданию № 1

Параметры	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сопrotивление движения моста F , кН	3,5	4,2	3,5	5	3	3	1,5	2,5	5,5	3,5
Скорость моста v , м/с	1	1,4	1,7	1	2	1,4	1,7	2	1	1,7
Диаметр колеса D , мм	200	300	400	300	500	400	600	700	400	500
Срок службы привода L_4 , лет	5	6	7	3	4	6	5	4	6	3

Задание № 2

Приводная станция подвесного конвейера

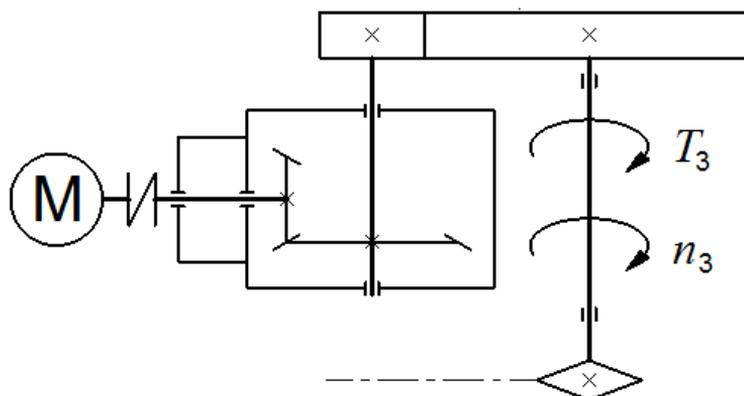


Таблица 3.2. Исходные данные к заданию № 2

Параметры	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Крутящий момент на приводной звёздочке T_3 , кН·м	3,7	4,9	3,2	1,5	1,8	1,9	2	2,2	2,5	3
Частота вращения приводной звёздочки n_3 , об/мин	10	15	20	25	30	35	40	30	20	10
Срок службы привода L_4 , лет	5	5	7	6	7	7	5	4	4	6

Задание № 3

Привод галтовочного барабана

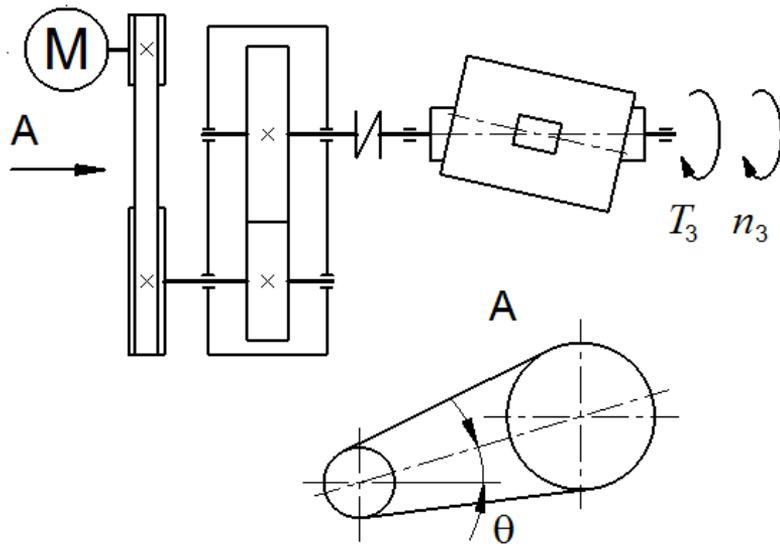


Таблица 3.3. Исходные данные к заданию № 3

Параметры	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Крутящий момент на валу барабана T_3 , кН·м	0,8	1	1,3	2,4	3,8	2	2,2	2,4	2,6	2,8
Частота вращения барабана n_3 , об/мин	30	25	20	15	10	35	40	30	20	10
Угол наклона передачи θ , град	20	30	45	60	70	80	60	43	30	20
Срок службы L_1 , лет	5	6	7	4	6	7	5	10	15	12

Задание № 5

Привод тарельчатого питателя

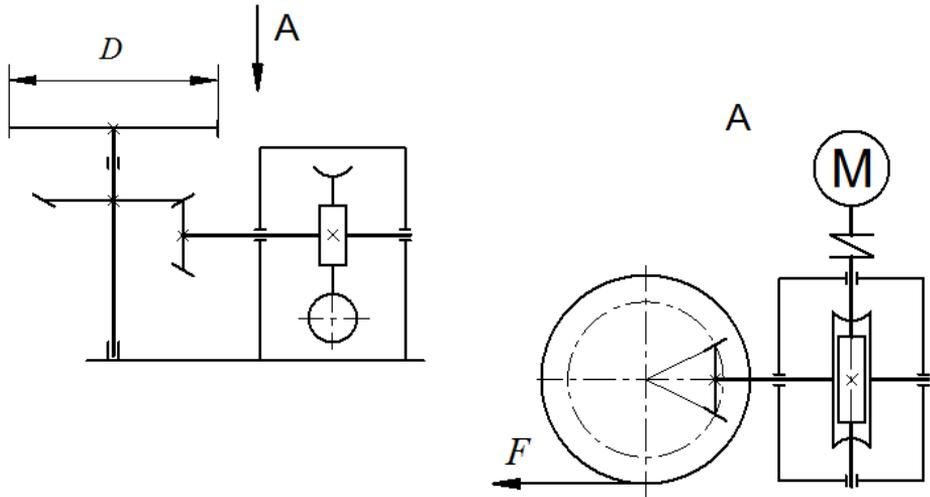


Таблица 3.5. Исходные данные к заданию № 5

Параметры	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Окружная сила на диске F , кН	7,5	3,2	2,99	5,3	6,3	7,5	6,5	4	4,5	5,5
Скорость подачи земли v , м/с	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
Диаметр диска D , мм	700	750	800	800	900	1000	1000	900	900	1000
Срок службы привода L_r , лет	6	5	7	6	7	7	6	5	5	6

Задание № 6

Привод ковшового элеватора

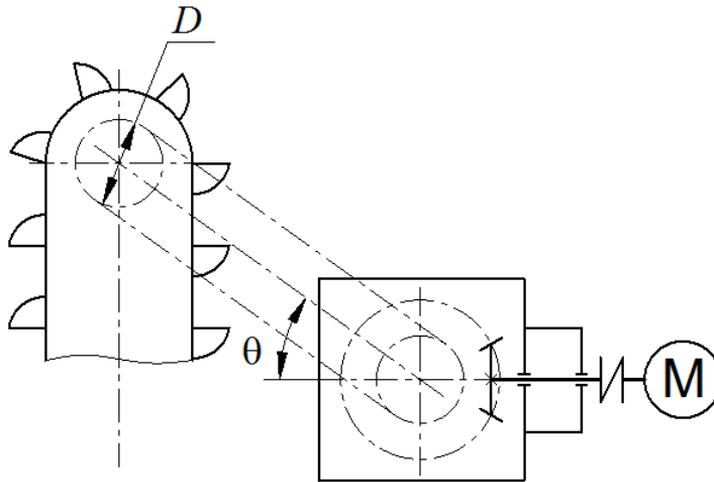


Таблица 3.6. Исходные данные к заданию № 6

Параметры	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тяговая сила на ковшах F , кН	4	5,3	6,5	7,5	4,8	5,9	3,2	2,2	2,6	2,8
Скорость ковша v , м/с	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
Диаметр барабана D , мм	250	250	275	275	300	250	275	275	250	300
Угол наклона передачи θ , град	30	45	30	60	45	45	60	30	30	45
Срок службы L_s , лет	15	7	6	5	10	6	5	7	12	6

Задание № 7

Привод ленточного конвейера

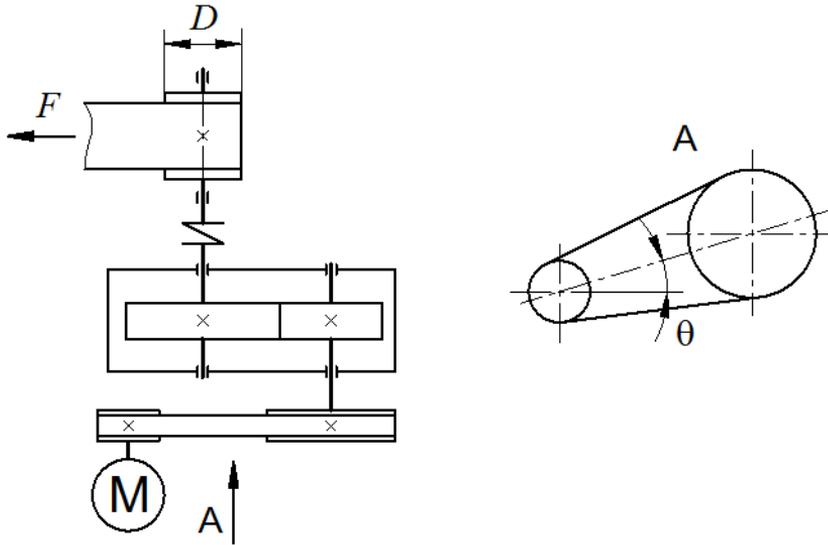


Таблица 3.7. Исходные данные к заданию № 7

Параметры	Варианты										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Тяговая сила на ленте F , кН	5,2	6,6	7,8	4,2	6,2	4,4	3,6	5,8	4,3	3,2	
Скорость ленты v , м/с	0,8	0,9	1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5	
Диаметр барабана D , мм	200	200	225	250	250	250	275	275	250	250	
Угол наклона ремённой передачи θ , град	30	45	60	30	45	60	90	30	60	60	
Срок службы привода L_r , лет	5	6	7	4	6	7	5	10	15	12	

Задание № 8

Привод механизма поворота

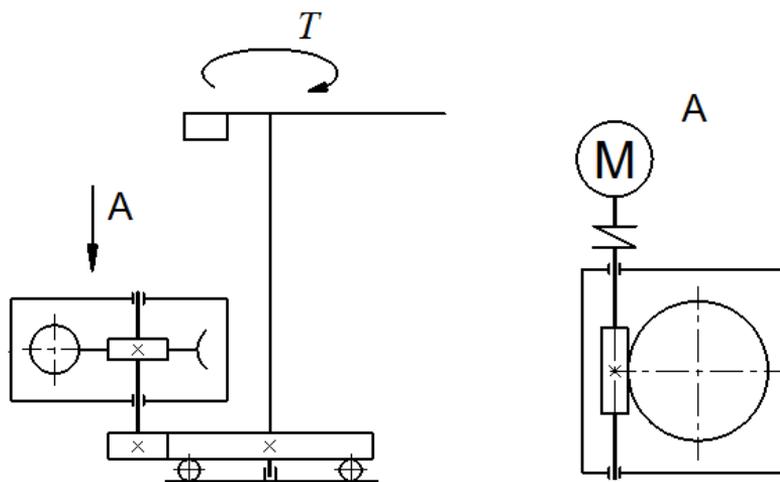


Таблица 3.8. Исходные данные к заданию № 8

Параметры	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Момент сопротивления вращения T , кН·м	3,1	2,3	3,5	2,7	2,9	3,2	2,4	2,6	2,8	3
Частота вращения колонны n , об/мин	28	24	22	15	18	24	20	14	16	12
Срок службы привода L_s , лет	6	7	9	10	12	4	5	10	15	8

Задание № 9

Привод роликового конвейера

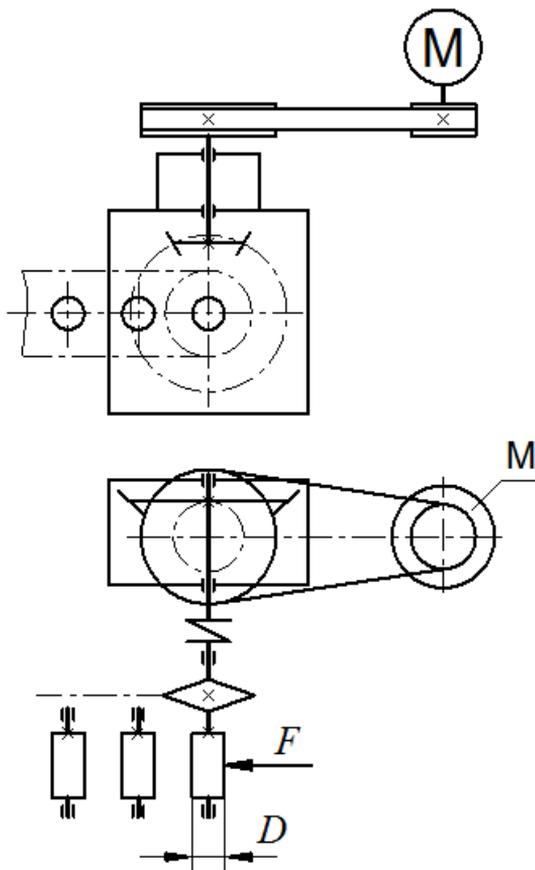


Таблица 3.9. Исходные данные к заданию № 9

Параметры	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Окружная сила на роликке F , кН	5,2	6,5	7,3	5,4	6,8	5,1	6,4	5,6	5	6,2
Скорость перемещения груза v , м/с	0,6	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9	1	1
Диаметр ролика D , мм	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150
Срок службы привода L_t , лет	4	6	5	3	7	6	10	5	12	15

Задание № 10

Привод механизма лебёдки

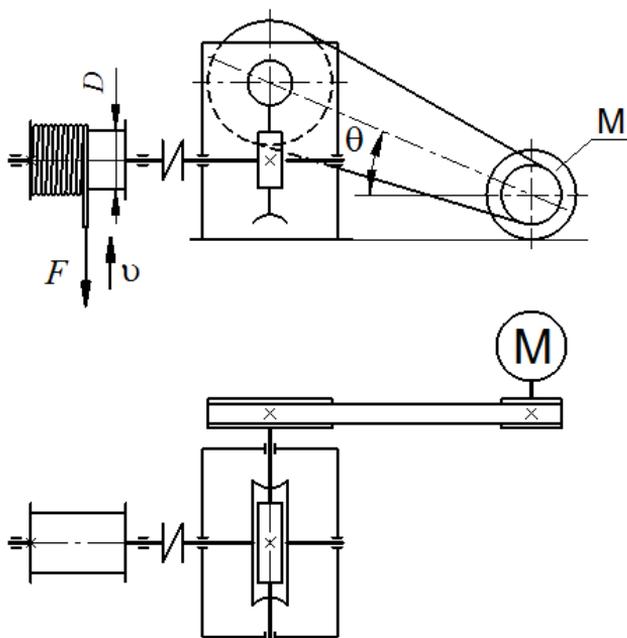


Таблица 3.10. Исходные данные к заданию № 10

Параметры	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Грузоподъёмность лебёдки F , кН	32	21,5	31,8	20	32,5	52,8	43	33,2	63,5	54
Скорость подъёма v , м/с	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2	0,3	0,35	0,2	0,2
Диаметр барабана D , мм	200	200	250	250	300	300	350	350	300	250
Угол наклона ремённой передачи θ , град	60	60	30	45	30	45	60	30	45	45
Срок службы привода L_t , лет	7	6	5	6	4	7	5	4	7	6

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Агуленко В.Н.* Сопротивление материалов: в 2-х ч. Учеб. пособие. Изд-во СГУПСа, 2002–2003.
2. *Глухов Б.В., Бондаренко А.Н.* Динамический синтез рычажного механизма двигателя внутреннего сгорания: Метод. указ. Новосибирск, 2000. – 42 с.
3. *Глухов Б.В., Игнатюгин В.Ю.* Курс деталей машин: Учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПСа, 2010. – 404 с.
4. *Глухов Б.В., Игнатюгин В.Ю.* Детали машин и основы конструирования: Учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПСа, 2012. – 190 с.
5. *Глухов Б.В.* Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие: в 2 ч. / Глухов Б.В., Крашенинников В.В., Потапов В.М. Ч. 1. Проектирование механического привода. 2-е изд. – Новосибирск: НГПУ, 2015. – 191 с.
6. *Глухов Б.В.* Курс теории механизмов и машин: Учеб. пособие., Изд-во СГУПСа, 2006. – 388 с.
7. *Глухов Б.В.* Курсовое проектирование по теории механизмов: Учеб. пособие., Изд-во СГУПСа, 2008. – 196 с.
8. *Глухов Б.В.* Теория механизмов и машин: Учеб. пособие. Изд-во СГУПСа, 2009. – 176 с.
9. *Курсовое проектирование* деталей машин: Учеб. пособие. / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. М., 2005. – 416 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А. 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

Приложение Б. 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
30Х	800	640	280	8.8
40Х	900	750	320	8.8
40ХН	900	750	320	8.8
30ХГСН	1000	900	300	10.9

Примечание. Стали обыкновенного качества по ГОСТ 380–2005, стали качественные по ГОСТ 1050–88, стали легированные – по ГОСТ 4543–71

Приложение В. Нормальные линейные размеры (мм)

(извлечение из ГОСТ 6636–69)

<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>	<i>Ra40</i>	Дополнительные размеры	<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>	<i>Ra40</i>	Дополнительные размеры	
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 *Ra40* до 260 мм – через 10 мм, до 420 мм – через 20 мм.

Содержание

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
1. Теория механизмов и машин	4
1.1. Машина	4
1.2. Механизм.....	6
1.3. Основные понятия.....	7
1.4. Рычажные механизмы	10
1.4.1. Основные схемы	10
1.4.2. Формула Чебышева	12
1.5. Зубчатые механизмы	13
1.6. Механические передачи	15
1.7. Механический коэффициент полезного действия.....	18
1.8. Кинематика зубчатых передач.....	20
1.9. Эвольвента и её свойства	23
1.10. Геометрия зубчатого колеса.....	26
1.11. Геометрия эвольвентного зацепления.....	28
1.12. Геометрические параметры положительного зацепления.....	32
1.13. Контрольные параметры	33
1.14. Планетарные механизмы	35
1.14.1. Редуктор Джеймса	35
1.14.2. Редуктор Давида.....	37
1.14.3. Дифференциальный механизм	38
1.14.4. Замкнутые дифференциальные механизмы.....	39
1.14.5. Конический дифференциал.....	40
1.14.6. Синтез планетарных механизмов	41
1.15. Экзаменационные задачи.....	44
1.16. Тестовые задания	50
2. Сопротивление материалов.....	68
2.1. Основные понятия.....	68
2.2. Внешние нагрузки и внутренние напряжения	68
2.3. Диаграммы растяжения.....	72
2.4. Испытания на выносливость.....	74
2.5. Измерение твёрдости.....	75
2.6. Прочность при растяжении-сжатии	77
2.7. Жёсткость при растяжении-сжатии	78
2.8. Статическая и усталостная прочность.....	79

2.9. Концентрация напряжений	80
2.10. Влияние размеров	82
2.11. Состояние поверхности	83
2.12. Долговечность	83
2.13. Коэффициенты запаса прочности.....	84
2.14. Геометрические характеристики сечений	85
2.15. Сдвиг, срез, смятие.....	90
2.16. Кручение стержней.....	92
2.17. Плоский изгиб	93
2.18. Сложное напряжённое состояние	100
2.19. Устойчивость сжатых стержней.....	101
2.20. Тестовые задания по сопротивлению материалов...	103
3. Детали машин.....	111
3.1. Тестовые задания на предметную олимпиаду	111
3.2. Тестовые задания на экзамен.....	120
3.3. Экзаменационные задачи нулевого цикла	141
3.4. Экзаменационные задачи	143
3.5. Задания на РГР	161
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	171
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	172
Приложение А. Механические характеристики сварочных сталей для металлоконструкций	172
Приложение Б. Материалы резьбовых изделий	172
Приложение В. Нормальные линейные размеры (мм).....	173

Борис Васильевич Глухов

Основы проектирования продукции

Учебное пособие

Ответственный редактор *А. Иванова*
Корректор *А. 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