

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА
шпаргалка

СОДЕРЖАНИЕ

1. Аксиомы и понятие силы статики	1аб	43. Зубчатые передачи	43аб
2. Связи и реакции связей	2аб	44. Прямозубая передача	44аб
3. Определение равнодействующей геометрическим способом	3аб	45. Корректирование и подрезание. Сила взаимодействия в зубчатой паре	45аб
4. Определение равнодействующей аналитическим способом	4аб	46. Расчет на изгиб	46аб
5. Пара сил. Момент сил	5аб	47. Расчет на контактную прочность	47аб
6. Плоская система произвольно расположенных сил	6аб	48. Коническая передача	48аб
7. Балочные системы	7аб	49. Сила взаимодействия в конической передаче	49аб
8. Пространственная сходящаяся система сил	8аб	50. Передача винт—гайка	50аб
9. Центр тяжести	9аб	51. Червячная передача	51аб
10. Основные понятия кинематики	10аб	52. Фрикционная передача	52аб
11. Кинематика точки	11аб	53. Ременная передача	53аб
12. Простейшие движения твердого тела	12аб	54. Цепная передача	54аб
13. Сложное движение твердого тела	13аб	55. Валы и оси	55аб
14. Основные понятия и аксиомы динамики	14аб	56. Подшипники	56аб
15. Трение. Виды трения	15аб		
16. Основы кинестатики	16аб		
17. Работа	17аб		
18. Мощность. Коэффициент полезного действия	18аб		
19. Общие теоремы динамики	19аб		
20. Виды расчетов в сопротивлении материалов	20аб		
21. Внешние и внутренние нагрузки. Метод сечений	21аб		
22. Деформация растяжения, сжатия	22аб		
23. Характеристики прочности и пластичности. Диаграммы растяжения	23аб		
24. Предельные и допустимые напряжения. Условие прочности	24аб		
25. Деформации сдвига	25аб		
26. Геометрические характеристики плоских сечений	26аб		
27. Деформации при кручении	27аб		
28. Напряжения при кручении	28аб		
29. Основные понятия	29аб		
30. Поперечные силы и изгибающие моменты	30аб		
31. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов	31аб		
32. Условие прочности при изгибе	32аб		
33. Теория напряженного состояния	33аб		
34. Расчет круглого бруса на изгиб с кручением	34аб		
35. Устойчивость сжатых стержней	35аб		
36. Основные понятия	36аб		
37. Разъемные соединения	37аб		
38. Расчет резьбовых соединений	38аб		
39. Шпоночные, шлицевые и штифтовые соединения	39аб		
40. Неразъемные соединения	40аб		
41. Сварные соединения	41аб		
42. Передачи. Основные понятия	42аб		

1а 1. Аксиомы и понятие силы статики

Теоретическая механика — это наука о механическом движении твердых материальных тел и их взаимодействии. Механическое движение понимается как перемещение тел в пространстве и во времени по отношению к другим телам, в частности, к Земле.

Статика изучает условия равновесия тел под действием сил.

Кинематика рассматривает движение тел как перемещение в пространстве; характеристики тел и причины, вызывающие движение, не рассматриваются.

Динамика изучает движение тел под действием сил. **Сила** — это мера механического взаимодействия материальных тел между собой. Взаимодействие характеризуется величиной и направлением, т. е. сила — это величина векторная, характеризующаяся точкой приложения, направлением (линией действия), величиной (модулем).

Силы, действующие на тело (или систему сил), делят на **внешние** и **внутренние**. Внешние силы бывают активные и реактивные. **Активные** силы вызывают перемещение тела, **реактивные** стремятся противодействовать перемещению тела под действием внешних сил.

Системой сил называют совокупность сил, действующих на тело.

Эквивалентная система сил — система сил, действующая так же, как заданная.

Уравновешенной (эквивалентной нулю) системой сил называется такая система, которая, будучи приложенной к телу, не изменяет его состояния.

Систему сил, действующих на тело, можно заменить одной **равнодействующей**, действующей так, как система сил.

2а 2. Связи и реакции связей

Все тела делятся на **свободные** и **связанные**. **Свободные тела** — это тела, перемещение которых не ограничено.

Связанные тела — это тела, перемещение которых ограничено другими телами.

Тела, ограничивающие перемещение других тел, называют **связями**.

Силы, действующие от связей и препятствующие перемещению, называют **реакциями связей**. Реакция связи всегда направлена с той стороны, куда нельзя перемещаться.

Всякое связанное тело можно представить свободным, если связи заменить их реакциями (принцип освобождения от связей).

Связи делятся на несколько типов.

Связь — гладкая опора (без трения) — реакция опоры приложена в точке опоры и всегда направлена перпендикулярно опоре.

Гибкая связь (нить, веревка, трос, цепь) — груз подвешен на двух нитях. Реакция нити направлена вдоль нити от тела, при этом нить может быть только растянута.

Жесткий стержень — стержень может быть сжат или растянут. Реакция стержня направлена вдоль стержня. Стержень работает на растяжение или сжатие. Точное направление реакции определяют, мысленно убрав стержень и рассмотрев возможные перемещения тела без этой связи.

Возможным перемещением точки называется такое бесконечно малое мысленное перемещение, которое допускается в данный момент.

Шарнирная опора. Шарнир допускает поворот вокруг точки закрепления. Различают два вида шарниров.

3а 3. Определение равнодействующей геометрическим способом

Система сил, линии действия которых пересекаются в одной точке, называется **сходящейся**.

Необходимо определить равнодействующую системы сходящихся сил ($F_1; F_2; F_3; \dots; F_n$), где n — число сил, входящих в систему.

В соответствии со следствиями из аксиом статики, все силы системы можно переместить вдоль линии действия, и все силы окажутся приложенными к одной точке.

Используя свойство векторной суммы сил, можно получить равнодействующую любой сходящейся системы сил, складывая последовательно силы, входящие в систему. Образуется многоугольник сил.

При графическом способе определения равнодействующей векторы сил можно вычерчивать в любом порядке, результат (величина и направление равнодействующей) при этом не изменится.

Вектор равнодействующей направлен навстречу векторам сил-слагаемых. Такой способ получения равнодействующей называется геометрическим.

Многоугольник сил строится в следующем порядке.

1. Вычертить векторы сил заданной системы в некотором масштабе один за другим так, чтобы конец предыдущего вектора совпал с началом последующего.

2. Вектор равнодействующей замыкает полученную ломаную линию; он соединяет начало первого вектора с концом последнего и направлен ему навстречу.

3. При изменении порядка вычерчивания векторов в многоугольнике меняется вид фигуры. На результат порядок вычерчивания не влияет.

4а 4. Определение равнодействующей аналитическим способом

Проекция сил на ось определяется отрезком оси, отсекаемой перпендикулярами, опущенными на ось из начала и конца вектора.

Величина проекции силы на ось равна произведению модуля силы на косинус угла между вектором силы и положительным направлением оси. Проекция имеет знак: положительный при одинаковом направлении вектора силы и оси и отрицательный при направлении в сторону отрицательной полуоси.

Проекция силы на две взаимно перпендикулярные оси.

$$F_x = F \cos \alpha > 0 \\ F_y = F \cos \beta = F \sin \alpha > 0$$

Величина равнодействующей равна векторной (геометрической) сумме векторов системы сил. Определим равнодействующую аналитическим способом. Выберем систему координат, определим проекции всех заданных векторов на эти оси. Складываем проекции всех векторов на оси x и y .

$$F_{\Sigma x} = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x};$$

$$F_{\Sigma y} = F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y}.$$

Модуль (величину) равнодействующей можно определить по известным проекциям:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}.$$

26 **Подвижный шарнир.** Стержень, закрепленный на шарнире, может поворачиваться вокруг шарнира, а точка крепления может перемещаться вдоль направляющей (площадки). Реакция подвижного шарнира направлена перпендикулярно опорной поверхности, так как не допускается только перемещение поперек опорной поверхности.

Неподвижный шарнир. Точка крепления перемещаться не может.

Стержень может свободно поворачиваться вокруг оси шарнира. Реакция такой опоры проходит через ось шарнира, но неизвестна по направлению. Ее изображают в виде двух составляющих: горизонтальной и вертикальной (R_x, R_y).

Защемление, или «заделка». Любые перемещения точки крепления невозможны.

Под действием внешних сил в опоре возникают реактивная сила и реактивный момент M_2 , препятствующий повороту.

Реактивная сила представляется в виде двух составляющих вдоль осей координат:

$$R = R_x + R_y$$

46 Направление вектора равнодействующей можно определить по величинам и знакам косинусов углов, образуемых равнодействующими с осями координат:

$$\cos \alpha_x = \frac{F_{\Sigma x}}{F_{\Sigma}}; \cos \alpha_y = \frac{F_{\Sigma y}}{F_{\Sigma}}$$

Плоская система сходящихся сил находится в равновесии, если алгебраическая сумма проекций всех сил системы на любую ось равна нулю.

Система уравнений равновесия плоской системы сходящихся сил:

$$\sum_0^n F_{kx} = 0,$$

$$\sum_0^n F_{ky} = 0.$$

При решении задач координатные оси выбирают так, чтобы решение было наиболее простым. При этом желательно, чтобы хотя бы одна неизвестная сила совпадала с осью координат.

16 Все теоремы и уравнения статики выводятся из нескольких исходных положений, называемых **аксиомами**.

Первая аксиома. Под действием уравновешивающей системы сил абсолютно твердое тело или материальная точка находятся в равновесии или движутся равномерно и прямолинейно (закон инерции).

Вторая аксиома. Две силы, равные по модулю и направленные по одной прямой в разные стороны, уравновешиваются.

Третья аксиома. Не нарушая механического состояния тела, можно добавить или убрать уравновешивающую систему сил (принцип отбрасывания системы сил, эквивалентной нулю).

Четвертая аксиома (правило параллелограмма сил). Равнодействующая двух сил, приложенных к одной точке, приложена к той же точке и является диагональю параллелограмма, построенного на этих силах как на сторонах.

Пятая аксиома. При взаимодействии тел всякому действию соответствует равное и противоположно направленное противодействие.

Следствие из второй и третьей аксиом. Силу, действующую на твердое тело, можно перемещать вдоль линии ее действия.

36 Условие равновесия плоской системы сходящихся сил. При равновесии системы сил равнодействующая должна быть равна нулю, следовательно, при геометрическом построении конец последнего вектора должен совпасть с началом первого.

Если плоская система сходящихся сил находится в равновесии, многоугольник сил этой системы должен быть замкнут.

Если в системе три силы, образуется треугольник сил.

Геометрическим способом пользуются, если в системе три силы. При решении задач на равновесие тело считается абсолютно твердым (отвердевшим).

Задачи решаются в следующем порядке.

1. Определить возможное направление реакций связей.

2. Вычертить многоугольник сил системы, начиная с известных сил, в некотором масштабе. (Многоугольник должен быть замкнут, все векторы-слагаемые направлены в одну сторону по обходу контура).

3. Измерить полученные векторы сил и определить их величину, учитывая выбранный масштаб.

4. Для уточнения определить величины векторов (сторон многоугольника) с помощью геометрических зависимостей.

5а

5. Пара сил. Момент силы

Парой сил называется система двух сил, равных по модулю, параллельных и направленных в разные стороны.

Пара сил вызывает вращение тела, и ее действие на тело оценивается моментом. Силы, входящие в пару, не уравновешиваются, так как они приложены к двум точкам.

Действие этих сил на тело не может быть заменено одной равнодействующей силой.

Момент пары сил численно равен произведению модуля силы на расстояние между линиями действия сил **плеча пары**.

Момент считается положительным, если пара вращает тело по часовой стрелке.

$$M(f, f') = Fa; M > 0.$$

Плоскость, проходящая через линии действия сил пары, называется плоскостью действия пары.

Свойства пар сил.

1. Пару сил можно перемещать в плоскости ее действия.

2. Эквивалентность пар. Две пары, моменты которых равны, эквивалентны (действие их на тело аналогично).

3. Сложение пар сил. Систему пар сил можно заменить равнодействующей парой.

Момент равнодействующей пары равен алгебраической сумме моментов пар, составляющих систему:

$$M_{\Sigma} = F_1 a_1 + F_2 a_2 + F_3 a_3 + \dots + F_n a_n;$$

$$M_{\Sigma} = \sum_0^n m_k = 0.$$

6а

6. Плоская система произвольно расположенных сил

Теорема Пуансо о параллельном переносе сил.

Силу можно перенести параллельно линии ее действия, при этом нужно добавить пару сил с моментом, равным произведению модуля силы на расстояние, на которое перенесена сила.

Приведение к точке плоской системы произвольно расположенных сил.

Все силы системы переносят в одну произвольно выбранную точку, называемую **точкой приведения**. При этом применяют теорему Пуансо. При любом переносе силы в точку, не лежащую на линии действия, добавляют пару сил.

Появившиеся при переносе пары называют **присоединенными парами**.

Образующую систему пар сил можно заменить одной эквивалентной парой — **главным моментом системы**.

Главный вектор равен геометрической сумме векторов произвольной плоской системы сил.

$$\sum F_{ГЛX} = \sum_0^n F_{kx}; \sum F_{ГЛY} = \sum_0^n F_{ky}.$$

Главный момент системы сил равен алгебраической сумме моментов системы относительно точки приведения.

$$M_{ГЛ0} = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n;$$

Влияние точки приведения. Точка приведения выбрана произвольно. При изменении положения точки

7а

7. Балочные системы

Балка — это конструктивная деталь в виде прямого бруса, закрепленного на опорах, и изгибаемая приложенными к ней силами.

Высота сечения балки незначительна по сравнению с ее длиной.

Виды нагрузок. По способу приложения нагрузки делятся на сосредоточенные и распределенные. Если реально передача нагрузки происходит на пренебрежимо малой площадке (в точке), нагрузка называется сосредоточенной.

Если нагрузка распределена по значительной площадке или линии (давление воды на плотину, снега на крышу и т. д.), то она является распределенной.

Жесткая заделка (закрепление). Опора не допускает перемещений и поворотов. Заделку заменяют двумя составляющими силы R_{Ax} и R_{Ay} и парой моментов M_R .

Шарнирно-подвижная опора. Опора допускает поворот вокруг шарнира и перемещение вдоль опорной поверхности.

Шарнирно-неподвижная опора. Опора допускает поворот вокруг шарнира и может быть заменена двумя составляющими силы вдоль осей координат.

Неизвестны три силы, две из них — вертикальные, следовательно, для определения неизвестных следует использовать систему уравнений во второй форме:

$$\sum_0^n m_{kA}(F_k) = 0; \quad (1)$$

8а

8. Пространственная сходящаяся система сил

Момент силы относительно оси равен моменту проекции силы на плоскость, перпендикулярную оси, относительно точки пересечения оси с плоскостью.

$$M_{00}(F) = n p F a,$$

где a — расстояние от оси до проекции F ;
 $n p F$ — проекция силы на плоскость, перпендикулярную оси 00 .

Момент считается положительным, если сила вращает тело по часовой стрелке (смотреть со стороны положительного направления оси).

Если линия действия силы пересекает ось или линия действия силы параллельна оси, моменты силы относительно этой оси равны нулю.

Силы и ось лежат в одной плоскости, они не могут повернуть тело вокруг оси.

Вектор в пространстве. В пространстве вектор силы проецируется на три взаимно перпендикулярные оси координат. Проекции вектора образуют ребра прямоугольного параллелепипеда, вектор силы совпадает с диагональю.

Модуль вектора определяется из формулы:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2},$$

где $F_x = F \cos \alpha_x$;

$F_y = F \cos \alpha_y$;

$F_z = F \cos \alpha_z$;

$\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ — угол между вектором F и осями координат.

66 приведения величина главного вектора не изменится.

Величина главного момента при переносе точки приведения изменится, так как меняются расстояния векторов-сил до новой точки приведения.

На основании теоремы Вариньона о моменте равнодействующей можно определить точку на плоскости, относительно которой главный момент равен нулю. Тогда произвольная плоская система может быть заменена одной силой — равнодействующей системы сил.

Численно равнодействующая равна главному вектору системы сил, но приложена к другой точке, относительно которой главный момент равен нулю. Равнодействующая обозначается F_{Σ} .

Численно ее значение определяется так же, как главный вектор системы сил.

Возможно несколько вариантов при приведении системы сил к точке.

1. $F_{\Sigma} = 0$
 $M_{\Gamma O} \neq 0 \Rightarrow$ тело вращается вокруг неподвижной оси.
2. $M_{\Gamma O} = 0$
 $F_{\Sigma} \neq 0; F_{\Sigma} = F_{\Sigma} \Rightarrow$ тело движется прямолинейно ускоренно.
3. $M_{\Gamma O} = 0$
 $F_{\Sigma} = 0 \Rightarrow$ тело находится в равновесии.

86 Пространственная сходящаяся система сил — это система сил, не лежащих в одной плоскости, линии действия которых пересекаются в одной точке. Равнодействующую пространственной системы сил можно определить, построив пространственный многоугольник:

$$F_{\Sigma} = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n.$$

Равнодействующая системы сходящихся сил приложена в точке пересечения линий действия сил системы.

Модуль равнодействующей можно определить аналитически, используя метод проекций — совмещая начало координат с точкой пересечения линий действия сил системы, и, проецируя все силы на оси координат. Суммируем соответствующие проекции, получаем проекции равнодействующей на оси координат.

Модуль равнодействующей системы сходящихся сил:

$$F = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2 + F_{\Sigma z}^2}.$$

Направление вектора равнодействующей определяется углами.

56 **Равновесие пар.** Для равновесия пар необходимо и достаточно, чтобы алгебраическая сумма моментов пар системы равнялась нулю:

$$M_{\Sigma} = 0 \Rightarrow \sum_0^n m_k = 0.$$

Момент силы относительно точки. Сила, не проходящая через точку крепления тела, вызывает вращение тела относительно точки, поэтому действие такой силы на тело оценивается моментом.

Момент силы относительно точки численно равен произведению модуля силы на расстояние от точки до линии действия силы. Перпендикуляр, опущенный из точки на линию действия силы, называется **плечом силы**.

Момент обозначается:

$$M_O = (F) \text{ или } m_O(F).$$

Момент считается положительным, если сила разворачивается по часовой стрелке.

76
$$\sum_0^n m_{kO}(F_k) = 0; \quad (2)$$

$$\sum_0^n F_{kx} = 0; \quad (3)$$

Составляются уравнения моментов относительно точки крепления балки. Поскольку момент силы, проходящей через точку крепления, равен 0, в уравнении остается одна неизвестная сила.

Из уравнения (3) определяется реакция R_{Bx} .

Из уравнения (1) определяется реакция R_{By} .

Из уравнения (2) определяется реакция R_{Ay} .

Для контроля правильности решения используется дополнительное уравнение:

$$0 \sum_0^n F_{ky} = 0.$$

При равновесии твердого тела, где можно выбрать три точки, не лежащие на одной прямой, используется система уравнений в третьей форме.

9a

9. Центр тяжести

Сила тяжести — равнодействующая сил, она распределена по всему объему тела.

Для определения точки приложения силы тяжести (равнодействующей параллельных сил) применим теорему Вариньона о моменте равнодействующей:

«Момент равнодействующей относительно оси равен алгебраической сумме моментов сил системы относительно любой точки».

Тело состоит из нескольких частей, силы тяжести которых g_k приложены в центрах тяжести (ЦТ) этих частей. Равнодействующая (сила тяжести всего тела) приложена в неизвестном пока центре G .

x_C, y_C и z_C — координаты центра тяжести G .
 x_k, y_k и z_k — координаты центров тяжести частей тела.
 Из теоремы Вариньона следует:

$$M_x(F_{\Sigma}) = Gy_C = \sum_0^n g_k y_k; \quad y_C = \frac{\sum_0^n g_k y_k}{G};$$

$$M_y(F_{\Sigma}) = Gx_C = \sum_0^n g_k x_k; \quad x_C = \frac{\sum_0^n g_k x_k}{G};$$

$$M_z(F_{\Sigma}) = Gz_C = \sum_0^n g_k z_k; \quad z_C = \frac{\sum_0^n g_k z_k}{G}.$$

В однородном теле сила тяжести пропорциональна объему V :

$$G = \gamma V,$$

где γ — вес единицы объема.

10a

10. Основные понятия кинематики

Основные кинематические параметры.

Траектория — это линия, которую очерчивает материальная точка при движении в пространстве; траектория может быть прямой и кривой, плоской и пространственной линией.

Пройденный путь. Путь (S) измеряется вдоль траектории в направлении движения.

Уравнение движения точки. Уравнение, которое определяет положение движущейся точки в зависимости от времени, называется уравнением движения точки.

Положение точки в каждый момент времени можно определить по расстоянию, пройденному вдоль траектории от некоторой неподвижной точки, рассматриваемой как начало отсчета. Такой способ задания движения называется **естественным**.

Скорость движения. Это векторная величина, характеризующая в данный момент быстроту и направление движения по траектории. Если точка за равные промежутки времени проходит равные расстояния, то движение называется **равномерным**.

Ускорение точки. Векторная величина, характеризующая быстроту изменения скорости по величине и направлению, называется ускорением точки. Скорость точки при перемещении из одной точки в другую меняется по величине и направлению.

Нормальное ускорение характеризует изменение скорости по направлению и определяется как

$$a_n = \frac{v^2}{r}.$$

11a

11. Кинематика точки

Равномерное движение — это движение с постоянной скоростью:

$$v = \text{const.}$$

Полное ускорение движения точки при этом равно нулю:

$$a = 0.$$

Полное ускорение равно нормальному ускорению:

$$a = a_n.$$

Уравнение движения точки при равномерном движении в общем виде является уравнением прямой:

$$S = S_0 + vt,$$

где S_0 — путь, пройденный до начала отсчета.

Равнопеременное движение — это движение с постоянным касательным ускорением:

$$a_t = \text{const.}$$

Полное ускорение равно касательному ускорению. Закон равнопеременного движения в общем виде, представляющий собой уравнение параболы:

$$S = S_0 + v_0 t + \frac{a_t t^2}{2},$$

12a

12. Простейшие движения твердого тела

Поступательным движением называют такое движение твердого тела, при котором всякая прямая линия на теле при движении остается параллельной своему начальному положению.

При **вращательном** движении все точки тела описывают окружность вокруг общей неподвижной оси.

Неподвижная ось, вокруг которой вращаются все точки тела, называется **осью вращения**.

Для описания вращательного движения вокруг неподвижной оси используются только **угловые параметры**.

Положение тела в любой момент определяется из уравнения:

$$\varphi = f(t).$$

Угловая скорость:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}.$$

Для оценки быстроты вращения используется также угловая частота вращения n , которая оценивается в оборотах в минуту.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}.$$

Это физически близкие величины.

106 где r — радиус кривизны ускорения траектории в данный момент.

Касательное ускорение характеризует изменение скорости по величине и всегда направлено по касательной к траектории; при ускорении его направление совпадает с направлением скорости; при замедлении оно направлено противоположно направлению вектора скорости.

96 Для однородных тел:

$$x_C = \frac{\sum_0^n \gamma V_k x_k}{\gamma V} = \frac{\sum_0^n V_k x_k}{V};$$

$$y_C = \frac{\sum_0^n \gamma V_k y_k}{\gamma V} = \frac{\sum_0^n V_k y_k}{V};$$

$$z_C = \frac{\sum_0^n \gamma V_k z_k}{\gamma V} = \frac{\sum_0^n V_k z_k}{V};$$

где V_k — объем элемента тела;
 V — объем всего тела.

Выражение

$$\sum_0^n A_k x_k.$$

называется статическим моментом площади (S_y).

126 Изменение угловой скорости во времени определяется угловым ускорением ε .

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}.$$

Уравнение равномерного вращения:

$$v = v_0 + \omega e,$$

где v_0 — угол поворота до начала отсчета.

Уравнение равнопеременного вращения:

$$v = v_0 + \varepsilon_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2},$$

где v_0 — начальная угловая скорость.

Угловое ускорение при ускоренном движении — величина положительная; угловая скорость будет все время возрастать.

Угловое ускорение при замедленном движении — величина отрицательная, угловая скорость убывает.

116 где v_0 — начальная скорость движения;
 S_0 — путь, пройденный до начала отсчета;
 a_t — касательное ускорение.

Неравномерное движение. При неравномерном движении численные значения скорости и ускорения меняются.

Кинематические графики представляют собой графики изменения пути, скорости и ускорений в зависимости от времени.

Сложное движение точки. Движение точки можно разделить на абсолютное, относительное и переносное.

Абсолютным движением называется движение точки по отношению к системе отсчета, принимаемой за неподвижную.

Движение точки по отношению к подвижной системе отсчета называется **относительным движением**.

Движение подвижной системы отсчета и всех неизменно связанных с ней точек по отношению к неподвижной системе отсчета называется **переносным движением**.

13а 13. Сложное движение твердого тела

Сложное движение — это такое движение, которое можно разложить на несколько простых. Простыми движениями считаются поступательное и вращательное.

При решении задач на сложное движение используют теорему о сложении скоростей.

При сложном движении точки абсолютная скорость в каждый момент времени равна геометрической сумме переносной (v_e) и относительной (v_r) скоростей.

$$v = \sqrt{v_e^2 + v_r^2 + 2v_e v_r \cos \alpha},$$

где α — угол между векторами v_e и v_r .

Плоскопараллельным, или **плоским** называется такое движение твердого тела, при котором все точки тела перемещаются параллельно некоторой неподвижной в рассматриваемой системе отсчета плоскости.

Плоскопараллельное движение можно изучать, рассматривая любое плоское сечение тела, параллельное неподвижной плоскости, называемой основной.

Все точки тела, расположенные на прямой, перпендикулярной к основной плоскости, движутся одинаково.

Плоскопараллельное движение изучается двумя методами: методом разложения сложного движения на поступательное и вращательное и методом исключения скоростей.

Метод разложения сложного движения на поступательное и вращательное. Плоскопараллельное движение раскладывают на два движения: посту-

14а 14. Основные понятия и аксиомы динамики

Динамика — это раздел теоретической механики, в котором устанавливается соотношение между движением тел и действующими на них связями.

Аксиомы динамики. Законы динамики обобщают результаты многочисленных опытов и наблюдений. Механика, основанная на этих законах, сформулированных как аксиомы, называется классической.

Первая аксиома (принцип инерции). Всякая изолированная материальная точка находится в состоянии покоя или равномерного и прямолинейного движения, пока приложенные силы не выведут ее из этого состояния.

Это состояние называют состоянием инерции. Вывести точку из этого состояния, т. е. сообщить ей некоторое ускорение, может внешняя сила.

Всякое тело (точка) обладает **инертностью**. Мерой инертности является масса тела.

Массой называется количество вещества в объеме тела. В классической механике это величина постоянная.

Вторая аксиома (второй закон Ньютона — основной закон динамики). Зависимость между силой, действующей на материальную точку, и сообщаемым ей ускорением:

$$F = ma,$$

где m — масса тела;

a — ускорение точки.

Ускорение, сообщаемое материальной точке силой, пропорционально величине силы и совпадает с направлением силы.

15а 15. Трение. Виды трения

Трение — это сопротивление, возникающее при движении одного шероховатого тела по поверхности другого.

Трение скольжения. Причиной этого вида трения является механическое зацепление выступов. Сила сопротивления движению при скольжении называется **силой трения скольжения**.

Законы трения скольжения.

1. Сила трения скольжения прямо пропорциональна силе нормального давления:

$$F_{\text{сп}} = F_N = fR,$$

где R — сила нормального давления, направленная перпендикулярно опорной поверхности;

f — коэффициент трения скольжения.

Сила трения всегда направлена в сторону, обратную направлению движения.

2. Сила трения меняется от нуля до некоторого максимального значения, называемого силой трения покоя (статическое трение):

$$0 < F_t \leq F_{t0},$$

где F_{t0} — **статическая сила трения** (сила трения покоя).

3. Сила трения при движении меньше силы трения покоя. Сила трения при движении называется **динамической силой трения** (F_t).

$$F_t \leq F_{t0}.$$

16а 16. Основы кинестатики

Материальная точка, движение которой в пространстве не ограничено какими-нибудь связями, называется **свободной**. Задачи решаются с помощью основного закона динамики.

Материальные точки, движение которых ограничено связями, называются **несвободными**. Для этих точек необходимо определять реакции связей. Они движутся под действием активных сил и ограничивающих движение реакций связей (пассивных сил).

Инертность — это способность тела сохранять свое состояние неизменным, это внутреннее свойство всех материальных тел.

Сила инерции — это сила, возникающая при разгоне или торможении тела (материальной точки) и направленная в обратную сторону от ускорения. Силу инерции можно измерить, она приложена к «связям» — телам, связанным с разгоняющимся или тормозящим телом.

Сила инерции определяется по формуле:

$$F_{\text{ин}} = |ma|.$$

При вращательном движении (криволинейном) возникающее ускорение принято представлять в виде двух составляющих: нормального a_n и касательного a_t . Поэтому при рассмотрении вращательного движения возникают две составляющие силы инерции: нормальная и касательная.

$$a = a_t + a_n;$$

146 На все тела на Земле действует сила тяжести, она сообщает телу ускорение свободного падения, направленное к центру Земли:

$$G = mg,$$

где g — ускорение свободного падения.

Третья аксиома (третий закон Ньютона). Силы взаимодействия двух тел равны по величине и противоположны по направлению (направлены по одной прямой в противоположные стороны).

При взаимодействии ускорения обратно пропорциональны массам тел.

Четвертая аксиома (закон независимости действия сил). Каждая сила системы сил действует так, как она действовала бы одна.

Ускорение, сообщаемое точке системой сил, равно геометрической сумме ускорений, сообщаемых точке каждой силой в отдельности.

166

$$a_t = \frac{dv}{dt} = v'; \quad na_t = \varepsilon r; \quad F_{ин}^t = m\varepsilon r;$$

$$a_n = \frac{v^2}{r}; \quad F_{ин}^n = \frac{mv^2}{r}.$$

При равномерном движении по дуге всегда возникает нормальное ускорение, касательное ускорение равно нулю, поэтому действует только нормальная составляющая силы инерции, направленная по радиусу из центра дуги.

Принцип Даламбера. Материальная точка под действием активных сил, реакций связей и условно приложенной силы инерции находится в равновесии:

$$\sum_0^n F_k + \sum_0^n F_k + F_{ин} = 0;$$

$$F_{ин} = vma.$$

136 пательное вместе с некоторым полюсом и вращательное относительно этого полюса.

Разложение используют для определения скорости любой точки тела, применяя теорему о сложении скоростей.

Тело A движется вместе с точкой B , а затем поворачивается вокруг B с угловой скоростью ω , тогда абсолютная скорость точки A будет равна:

$$v_A = v_B + v_{AB}; \quad v_{AB} = \omega r \quad (r = AB).$$

Метод определения мгновенного центра скоростей. Скорость любой точки тела можно определить с помощью мгновенного центра скоростей. При этом сложное движение представляют в виде цепи вращений вокруг разных центров.

Мгновенным центром скоростей (МЦС) является точка на плоскости, абсолютная скорость которой в данный момент равна нулю.

Вокруг этой точки тело совершает поворот со скоростью ω .

Скорость точки A в данный момент равна:

$$v_A = \omega r_A,$$

где r — линейная скорость точки A , вращающейся вокруг МЦС.

156 Коэффициент трения скольжения зависит от следующих факторов:

- 1) от материала тела. Все материалы по этому параметру делятся на **фрикционные** (с большим коэффициентом трения) и **антифрикционные** (с малым коэффициентом трения);
- 2) от наличия смазки;
- 3) от скорости взаимного перемещения.

Трение качения. Сопротивление при качении связано с взаимной деформацией грунта и колеса и значительно меньше трения скольжения.

Обычно считают грунт мягче колеса, тогда в основном деформируется грунт, и в каждый момент колесо должно перекачиваться через выступ грунта. Для равномерного качения колеса необходимо прикладывать силу $F_{ДВ}$.

Условие качения колеса состоит в том, что движущий момент должен быть не меньше момента сопротивления.

17а

17. Работа

Работа постоянной силы на прямолинейном пути. В общем случае работа силы равна произведению модуля силы на длину пройденного пути и на косинус угла между направлением силы и направлением перемещения:

$$W = FScos\alpha.$$

Частные случаи работы.

1. Силы, совпадающие с направлением перемещения, называются **движущими силами**. Направление вектора силы совпадает с направлением перемещения.

2. Силы, перпендикулярные направлению перемещения, работы не производят.

Сила F перпендикулярна направлению перемещения.

3. Силы, направленные в обратную от направления перемещения сторону, называются **силами сопротивления**.

Сила F направлена в обратную от перемещения S сторону.

Следовательно, работа может быть положительной и отрицательной, в зависимости от направления силы и скорости.

Произведение окружной силы на радиус называется вращающим моментом:

$$M_{вр} = F_t r.$$

Работа силы, приложенной к вращающемуся телу, равна произведению вращающего момента на угол поворота:

$$W(F) = M_{вр} \nu.$$

18а

18. Мощность.
Коэффициент полезного действия

Мощность — это работа, выполняемая в единицу времени:

$$P = \frac{W}{t}.$$

Мощность при поступательном движении:

$$P = Fv_{ср}cos\alpha,$$

где F — модуль силы, действующей на тело;

$v_{ср}$ — средняя скорость движения тела.

Средняя мощность при поступательном движении равна произведению модуля силы на среднюю скорость перемещения и на косинус угла между направлением силы и скорости.

Мощность при вращении.

$$P = M_{вр}\omega_{ср},$$

где $\omega_{ср}$ — средняя угловая скорость;

$M_{вр}$ — вращающий момент.

Мощность силы при вращении равна произведению вращающего момента на среднюю угловую скорость.

Коэффициент полезного действия. Любая машина и механизм, совершая работу, тратит часть энергии на преодоление сопротивлений. Кроме полезной работы, машина совершает еще и дополнительную работу.

Отношение полезной работы к полной работе или полезной мощности ко всей затраченной мощности

19а

19. Общие теоремы динамики

Теорема об изменении количества движения. **Количеством** движения материальной точки называется векторная величина, равная произведению массы точки на ее скорость mv . Вектор количества движения совпадает по направлению с вектором скорости.

Произведение постоянного вектора силы на некоторый промежуток времени, в течение которого действует эта сила, называется **импульсом силы** Ft . Вектор импульса силы по направлению совпадает с вектором силы.

Согласно основному уравнению динамики, после некоторых преобразований можно получить соотношение между количеством движения и импульсом силы:

$$Ft = m(v - v_0).$$

Это соотношение выражает теорему об изменении количества движения точки.

Теорема об изменении кинетической энергии. Энергией называется способность тела совершать механическую работу. Существуют две формы механической энергии: потенциальная энергия, или энергия положения, и кинетическая энергия, или энергия движения.

Потенциальная энергия (П) определяет способность тела совершать работу при опускании с некоторой высоты до уровня моря. Потенциальная энергия численно равна работе силы тяжести.

Кинетическая энергия (К) определяется способностью движущегося тела совершать работу.

$$K = \frac{mv^2}{2}.$$

20а

20. Виды расчетов в сопротивлении материалов

К основным **механическим свойствам** материалов относятся.

Прочность — это способность материала не разрушаться под нагрузкой.

Жесткость — способность незначительно деформироваться под нагрузкой.

Выносливость — способность длительное время выдерживать переменные нагрузки.

Устойчивость — способность сохранять первоначальную форму упругого равновесия.

Вязкость — способность воспринимать ударные нагрузки.

В соответствии с механическими свойствами материалов применяются следующие виды расчетов:

Расчет на прочность обеспечивает стойкость конструкции к разрушению.

Расчет на жесткость обеспечивает деформации конструкции под нагрузкой в пределах допустимых норм.

Расчет на выносливость обеспечивает необходимую долговечность элементов конструкции.

Расчет на устойчивость обеспечивает сохранение необходимой формы равновесия и предотвращает внезапное искривление длинных стержней.

Для обеспечения прочности конструкций, работающих при ударных нагрузках (при ковке, штамповке и т. д.), производятся **расчеты на удар**.

1. Материалы являются **однородными**, т. е. в любой точке материалы имеют одинаковые физико-химические свойства.

186 называется коэффициентом полезного действия (КПД):

$$\eta = \frac{P_{\text{пол.}}}{P_{\text{затр.}}}$$

Полезная работа (мощность) расходуется на движение с заданной скоростью и определяется по формулам:

$$\begin{aligned} W &= FS \cos \alpha; \\ P &= Fv \cos \alpha; \\ W &= M_{\text{вр}} \nu, \quad P = M_{\text{вр}} \omega. \end{aligned}$$

Затраченная мощность больше полезной на величину мощности, идущей на преодоление трения в звеньях машины, на утечки и подобные потери. Чем выше КПД, тем совершеннее машина.

206 2. Материалы представляют **сплошную среду** — кристаллическое строение и микроскопические дефекты не учитываются.

3. Материалы **изотропны** — механические свойства не зависят от направления нагружения.

4. Материалы обладают **идеальной упругостью** — полностью восстанавливают форму и размеры после снятия нагрузки.

Допущения о характере деформации.

Все материалы под нагрузкой деформируются, т. е. меняют форму и размеры.

Характер деформации можно проследить при испытании материалов на растяжение.

Перед испытанием цилиндрический образец закрепляется в захватах разрывной машины, растягивается и доводится до разрушения. При этом фиксируется зависимость между приложенным усилием и деформацией. Получают график, называемый **диаграммой растяжения**.

176 **Работа силы тяжести.** Эта работа зависит только от изменения высоты и равна произведению модуля силы тяжести на вертикальное перемещение:

$$W(G) = G(h_1 - h_2) = G\Delta h,$$

где Δh — изменение высоты.

При опускании работа положительна, при подъеме отрицательна.

Работа равнодействующей силы. В случае движения под действием системы сил пользуются теоремой о работе равнодействующей. Работа равнодействующей на некотором перемещении равна алгебраической сумме работ системы сил на том же перемещении.

$$F_{\Sigma x} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4;$$

Работа равнодействующей силы:

$$W(F_{\Sigma}) = \sum_0^n W(F_k).$$

196 Кинетическая энергия — это скалярная величина.

Изменение кинетической энергии на некотором пути равно работе всех действующих на точку сил на том же пути.

Центр масс системы — это условная точка, в которой сосредоточена вся масса тела. Обычно считают, что в центре масс приложены все внешние силы. В поле земного притяжения центр масс совпадает с центром тяжести.

Основное уравнение динамики вращающегося тела.

Рассматривая твердое тело как механическую систему, разобьем ее на множество материальных точек с массами Δm_k . Каждая точка движется по окружности радиуса r с касательным ускорением.

Основное уравнение динамики вращающегося тела:

$$M_z = J_z \varepsilon,$$

где M_z — сумма моментов внешних сил относительно оси.

Момент инерции тела в этом выражении определяет меру инертности тела при его вращении.

21а 21. Внешние и внутренние нагрузки. Метод сечений

Внешние силы определяются методами теоретической механики, а **внутренние** — основным методом сопротивления материалов — методом сечений. При определении сил используется система координат, связанная с телом. Чаще продольную ось детали обозначают z , начало координат совмещают с левым краем и размещают в центре тяжести сечения.

Метод сечений заключается в мысленном рассечении тела плоскостью и рассмотрении равновесия любой из отсеченных частей.

Если все тело находится в равновесии, то и каждая его часть находится в равновесии под действием внешних и внутренних сил. Внутренние силы определяются из уравнений равновесия, составленных для рассматриваемой части тела.

Рассечем тело плоскостью и рассмотрим его правую часть. На нее действуют внешние силы F_4, F_5, F_6 и внутренние силы упругости qk , распределенные по сечению. Систему распределенных сил можно заменить главным вектором R_0 , помещенным в центр тяжести сечения, и суммарным моментом сил M_0 .

Разложив главный вектор R_0 по осям, получим три составляющие.

$$R_0 = N_z + Q_y + Q_x,$$

где N_z — продольная сила;

Q_x — поперечная сила по оси x ;

Q_y — поперечная сила по оси y .

Главный момент также можно представить в виде моментов пар сил в трех плоскостях проекции.

22а 22. Деформация растяжения, сжатия

Растяжением или **сжатием** называют вид нагружения, при котором в поперечном сечении бруса возникает только один внутренний силовой фактор — продольная сила.

Если продольная сила направлена **от сечения** бруса, то брус растянут. Растяжение считают положительной деформацией.

Если продольная сила направлена **к сечению** бруса, то брус сжат. Сжатие считают отрицательной деформацией.

Гипотеза плоских сечений. Поперечное сечение бруса, плоское и перпендикулярное продольной оси, после деформации остается плоским и перпендикулярным продольной оси.

Принцип смягчения граничных условий. В точках тела, удаленных от мест приложения нагрузки, модуль внутренних сил мало зависит от способа закрепления. Поэтому при решении задач не уточняют способ закрепления.

При растяжении и сжатии в сечении действует только нормальное напряжение.

Напряжения в поперечных сечениях рассматриваются как силы, приходящиеся на единицу площади.

Направление и знак напряжения в сечении совпадают с направлением и знаком силы в сечении.

По гипотезе плоских сечений, можно допустить, что напряжение при растяжении и сжатии в пределах каждого сечения не меняется. Исходя из этого, напряжение можно рассчитать по формуле:

$$\sigma = \frac{N_z}{A},$$

23а 23. Характеристики прочности и пластичности. Диаграммы растяжения

Механические характеристики.

При построении диаграммы рассчитываются величины, имеющие условный характер, усилия в каждой из точек делят на величину начальной площади поперечного сечения, хотя в каждый момент идет деформация, и площадь образца уменьшается. Диаграмма растяжения не зависит от абсолютных размеров образца.

Основные характеристики прочности:

- 1) предел пропорциональности $\sigma_{пл} = F_1 / A_0$;
- 2) предел упругости $\sigma_y = F_2 / A_0$;
- 3) предел текучести $\sigma_T = F_3 / A_0$;
- 4) предел прочности, или временное сопротивление разрыву

$$\sigma_B = F_{max} / A_0,$$

где $A_0 = (\pi d_0^2) / 4$ — начальная площадь сечения.

Характеристики пластичности материала.

$$\delta = \frac{\Delta l_{max}}{l_0} \times 100\%,$$

где Δl_{max} — максимальное остаточное удлинение;
 δ — максимальное удлинение в момент разрыва.

$$\psi = \frac{A_0 - A_{ш}}{A_0} \times 100\%,$$

24а 24. Предельные и допустимые напряжения. Условие прочности

Предельным напряжением считают напряжение, при котором в материале возникает опасное состояние (разрушение или опасная деформация).

Для **пластичных** материалов предельным напряжением считают предел текучести, при котором пластические деформации не исчезают после снятия нагрузки:

$$\sigma_{пред} = \sigma_T.$$

Для **хрупких** материалов, где пластические деформации отсутствуют, а разрушение возникает по хрупкому типу (шейки не образуется), за предельное напряжение принимают предел прочности:

$$\sigma_{пред} = \sigma_B.$$

Для **пластично-хрупких** материалов предельным напряжением считают напряжение, соответствующее максимальной деформации 0,2% ($\sigma_{0,2}$):

$$\sigma_{пред} = \sigma_{0,2}.$$

Допускаемое напряжение — максимальное напряжение, при котором материал должен нормально работать.

Допускаемый коэффициент запаса прочности зависит от материала, условий работы детали, назначения детали, точности обработки и расчета и т. д.

Различные материалы при испытаниях на растяжение и сжатие ведут себя неодинаково.

226 где N_z — продольная сила в сечении;
 A — площадь поперечного сечения.
 Величина напряжения прямо пропорциональна продольной силе и обратно пропорциональна площади поперечного сечения.

Нормальные напряжения действуют при растяжении от сечения, а при сжатии — к сечению.

При определении напряжений брус разбивают на участки нагружений, в пределах которых продольные силы не изменяются, и учитывают места изменений площади поперечных сечений.

В пределах упругости нормальные напряжения пропорциональны относительному удлинению.

При прочих равных условиях, чем жестче материал, тем меньше он деформируется.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

246 1. Пластичные материалы одинаково работают при растяжении и сжатии. Механические характеристики при растяжении и сжатии одинаковы.
 2. Хрупкие материалы обычно обладают большей прочностью при сжатии, чем при растяжении: $\sigma_{сж} < \sigma_{ра}$.
 Существуют три вида расчета прочности.

1. **Проектировочный расчет** — задана расчетная схема и нагрузки; **материал или размеры детали подбираются**.

2. **Проверочный расчет** — известны нагрузки, материал, размеры детали; необходимо проверить, обеспечена ли прочность.

Проверяется неравенство:

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma].$$

3. **Определение нагрузочной способности** (максимальной нагрузки):

$$[N] = [\sigma]A.$$

216 Полученные составляющие сил упругости называются внутренними силовыми факторами. Величина внутренних силовых факторов определяется из уравнений.

Из этих уравнений следует, что:

1) N_z — продольная сила, равная алгебраической сумме проекций на ось O_z внешних сил, действующих на отсеченную часть бруса, вызывает растяжение или сжатие;

2) Q_x — поперечная сила, равная алгебраической сумме проекций на ось O_x внешних сил, действующих на отсеченную часть;

3) Q_y — поперечная сила, равная алгебраической сумме проекций на ось O_y внешних сил, действующих на отсеченную часть.

Силы Q_x и Q_y вызывают сдвиг сечения.

M_z — крутящий момент, равный алгебраической сумме моментов внешних сил относительно продольной оси Oz ; вызывает скручивание бруса.

M_x — изгибающий момент, равный алгебраической сумме моментов внешних сил относительно оси Ox .

M_y — изгибающий момент, равный алгебраической сумме моментов внешних сил относительно оси Oy .

Моменты M_x и M_y вызывают изгиб бруса в соответствующей плоскости.

236 где A_w — площадь образца в месте разрыва;
 ψ — максимальное сужение при разрыве.

Характеристики пластичности определяют способность материала к деформированию, чем выше значения δ и ψ , тем материал пластичнее.

Виды диаграмм растяжения.

Различные материалы по-разному ведут себя под нагрузкой, характер деформаций и разрушения зависит от типа материала.

Материалы принято делить по типу их диаграмм растяжения на три группы.

К первой группе относят **пластичные материалы**, эти материалы имеют на диаграмме растяжения площадку текучести (диаграммы первого типа).

Ко второй группе относятся **хрупкие материалы**, эти материалы мало деформируются, разрушаются по хрупкому типу. На диаграмме нет площадки текучести.

К третьей группе относят материалы, не имеющие площадки текучести, но значительно деформирующиеся под нагрузкой, их называют **пластично-хрупкими**.

Пластично-хрупкие материалы значительно деформируются, этого нельзя допустить в работающей конструкции. Поэтому их деформации обычно ограничивают. Максимально возможная относительная деформация $\varepsilon = 0,2\%$.

25а

25. Деформации сдвига

Сдвигом называется нагружение, при котором в поперечном сечении бруса возникает только один силовой фактор — поперечная сила.

Рассмотрим брус, на который действуют равные по величине, противоположные по направлению, перпендикулярные продольной оси силы.

Применим метод сечений и определим внутренние силы упругости из условия равновесия каждой части бруса:

$$\Sigma F_y = 0; F - Q = 0; F = Q,$$

где Q — поперечная сила.

Исходя из условий равновесия точки поперечного сечения, внутри бруса при возникновении касательного напряжения τ на правой вертикальной площадке такое же напряжение должно возникнуть и на левой площадке. Они образуют пару сил.

Такое напряжение называется **чистым сдвигом**. Здесь действует закон парности касательных напряжений.

При сдвиге выполняется закон Гука, который в данном случае записывается как

$$\tau = G\gamma,$$

где τ — напряжение;

G — модуль упругости сдвига;

γ — угол сдвига.

Для упрощения расчетов деталей на сдвиг принимается ряд допущений:

1) при расчете на сдвиг изгиб деталей не учитывается, хотя силы, действующие на деталь, образуют пару;

26а

26. Геометрические характеристики плоских сечений

Статический момент площади сечения.

Если разбить сечение на бесконечно малые площадки dA , умножить каждую площадку на расстояние до оси координат и проинтегрировать полученное выражение, получим статический момент площади сечения.

Относительно оси O_x :

$$S_x = \int_A yAd.$$

Относительно оси O_y :

$$S_y = \int_A xAd.$$

Для симметричного сечения статические моменты каждой половины площади равны по величине и имеют разный знак. Следовательно, **статический момент относительно оси симметрии равен нулю**.

Статический момент используется при определении положения центра тяжести сечения.

Центробежным моментом инерции называется взятая по всей площади сумма произведений элементарных площадок на обе координаты:

$$J_{xy} = \int xyAd.$$

27а

27. Деформации при кручении

Кручение круглого бруса происходит при нагружении его парами сил с моментами в плоскостях, перпендикулярных продольной оси. При этом образующие бруса искривляются и разворачиваются на угол γ , называемый **углом сдвига** (угол поворота образующей). Поперечные сечения разворачиваются на угол φ , называемый **углом закручивания** (угол поворота сечения).

Длина бруса и размеры поперечного сечения при кручении не изменяются.

При кручении принимаются следующие гипотезы.

1. Плоских сечений: поперечное сечение бруса, плоское и перпендикулярное продольной оси, после деформации остается плоским и перпендикулярным продольной оси.

2. Радиус, проведенный из центра поперечного сечения бруса, после деформации остается прямой линией (не искривляется).

3. Расстояние между поперечными сечениями после деформации не меняется. Ось бруса не искривляется, диаметры поперечных сечений не меняются.

Кручением называется нагружение, при котором в поперечном сечении бруса возникает только один внутренний силовой фактор — крутящий момент.

Внешними нагрузками также являются две противоположно направленные пары сил.

Внутренние силовые факторы при кручении рассмотрим на примере круглого бруса. Брус рассечем плоскостью и рассмотрим равновесие отсеченной части. Сечение рассматривается со стороны отсеченной части.

28а

28. Напряжения при кручении

Напряжение в любой точке поперечного сечения.

Рассмотрим поперечное сечение круглого бруса. Под действием внешнего момента в каждой точке поперечного сечения возникают силы упругости dQ :

$$dQ = \tau dA,$$

где τ — касательное напряжение;

dA — элементарная площадка.

Суммарный момент сил упругости получается при сложении (интегрировании) элементарных моментов:

$$M_k = \int_A dm = \int_A \rho dQ = \int_A \tau \rho dA,$$

После некоторых преобразований получим формулу для определения напряжений в точке поперечного сечения:

$$\tau_r = \frac{M_k \rho}{J_p},$$

где $J_p = \int_A \rho^2 dA$.

Полученный интеграл J_p называется полярным моментом инерции сечения и является геометрической характеристикой сечения при кручении.

Анализ полученной формулы для J_p показывает, что слои, расположенные дальше от центра, испытывают большие напряжения.

266 Центробежный момент инерции может быть положительным, отрицательным и равным нулю. Центробежный момент инерции относительно осей, проходящих через центр тяжести сечения, равен нулю.

Оси, относительно которых центробежный момент равен нулю, называются главными. Главные оси, проходящие через центр тяжести, называются **главными центральными осями сечения**.

Осевым моментом инерции сечения относительно некоторой оси, лежащей в этой же плоскости, называется взятая по всей площади сумма произведений элементарных площадок на квадрат их расстояния до этой оси.

Полярным моментом инерции сечения относительно некоторой точки (полюса) называется взятая по всей площади сумма произведений элементарных площадок на квадрат их расстояния до этой точки:

$$J_p = \int_A \rho^2 dA,$$

где ρ — расстояние до полюса (центра поворота);

$$\rho^2 = x^2 + y^2.$$

Полярный момент инерции сечения равен сумме осевых:

$$J_p = J_x + J_y.$$

286 Максимальное напряжение при кручении возникает на поверхности, поэтому:

$$\tau_k^{\max} = \frac{M_k d / 2}{J_p}.$$

J_p / ρ_{\max} обозначают W_p и называют **моментом сопротивления при кручении**, или **полярным моментом сопротивления сечения**:

$$W_p = \frac{J_p}{\rho_{\max}}.$$

Максимальное напряжение на поверхности круглого бруса:

$$\tau_k^{\max} = \frac{M_k}{W_p},$$

где τ_k — допускаемое напряжение кручения.

256 2) при расчете считается, что силы упругости распределены по сечению равномерно;

3) если для передачи нагрузки используют несколько деталей, считается, что внешняя сила распределяется между ними равномерно.

Исходя из этих условий, формула для расчета напряжений принимает вид:

$$\tau_c = \frac{Q}{A_c}; Q = \frac{F}{z},$$

где τ — касательное напряжение;

Q — поперечная сила;

A — площадь сдвига;

F — внешняя сдвигающая сила;

z — количество деталей.

Условие прочности при сдвиге (срезах).

$$\tau_c = \frac{Q}{A_c} \leq [\tau_c],$$

где $[\tau_c]$ — допускаемое напряжение сдвига;

$$[\tau_c] = (0,25 - 0,35)\tau_{\sigma},$$

276 С помощью интегрирования получим суммарный момент сил упругости, называемый **крутящим моментом**:

$$M_n = \int_A dm = \int_a pdQ.$$

Крутящий момент в сечении равен сумме моментов внешних сил, действующих на отсеченную часть:

$$\Sigma m_z = 0,$$

т. е. $-m + M_z = 0$;

$$M_z = m = M_z.$$

Крутящие моменты могут меняться вдоль оси бруса. После определения величин моментов по сечениям строится график — эпюра крутящих моментов вдоль оси бруса.

Крутящий момент считается **положительным**, если моменты внешних сил направлены по часовой стрелке, в этом случае момент внутренних сил упругости направлен против часовой стрелки.

Порядок построения эпюры. Ось эпюры параллельна оси бруса, значения моментов откладывают от оси вверх или вниз, масштаб построения выдерживают обязательно.

29а

29. Основные понятия

Изгибом называется такой вид нагружения, при котором в поперечном сечении бруса возникает внутренний силовой фактор — **изгибающий момент**.

Брус, работающий на изгиб, называется **балкой**. Плоскость, в которой расположены внешние силы и моменты, называют **силовой плоскостью**.

Если все силы лежат в одной плоскости, изгиб называют **плоским**.

Плоскость, проходящая через продольную ось бруса и одну из главных центральных осей его поперечного сечения, называется **главной плоскостью бруса**.

Если силовая плоскость совпадает с главной плоскостью бруса, изгиб называется **прямым**.

Если силовая плоскость не проходит через главную плоскость бруса, изгиб называют **косым**.

При изгибе на брус действуют **внутренние силовые факторы**.

Линия пересечения нейтрального слоя с плоскостью поперечного сечения бруса называется **нейтральной осью**.

Нейтральный слой проходит через центр тяжести сечения.

Величина изгибающего момента в сечении определяется из уравнения равновесия:

$$\sum m_{x_{i-1}} = m - M_{x_1} = 0$$

$$M_{x_1} = m.$$

Изгиб, при котором в поперечном сечении бруса возникает только изгибающий момент, называется **чистым изгибом**.

30а

30. Поперечные силы и изгибающие моменты

Поперечная сила в сечении бруса считается положительной, если она стремится повернуть сечение по часовой стрелке, если против — отрицательной. Если действующие на участке внешние силы стремятся изогнуть балку выпуклостью вниз, то изгибающий момент считается положительным, если наоборот — отрицательным.

Основные положения.

При чистом изгибе в поперечном сечении балки возникает только изгибающий момент, постоянный по величине.

При поперечном изгибе в сечении возникают изгибающий момент и поперечная сила.

Изгибающий момент в произвольном сечении балки численно равен алгебраической сумме моментов всех внешних сил, приложенных к отсеченной части, относительно рассматриваемого сечения.

Поперечная сила в произвольном сечении балки численно равна алгебраической сумме проекций всех внешних сил, действующих на отсеченной части на соответствующую ось.

Например, на балку действует пара сил с моментом m и распределенная нагрузка интенсивностью g . Балка зашпелена справа (рис. 9).

Рассечем балку на участке 1 на расстоянии z_1 от левого края.

Рассмотрим равновесие отсеченной части. Из уравнения:

$$\sum m_{x_1} = 0 \Rightarrow m - M_{x_1} = 0;$$

$$M_{x_1} = m = \text{const.}$$

31а

31. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов

Последовательность построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

1. Под нагруженной балкой строим расчетно-графическую схему.

2. Используя три уравнения:

$$\sum F_x = 0,$$

$$\sum F_y = 0,$$

$$\sum M(F) = 0,$$

определяем реакции опор балки (обязательно выполнить проверку решения).

3. Используя метод сечений, определяем значения поперечных сил в характерных точках, т. е. точках, в которых приложены внешние нагрузки (необходимо учитывать знаки моментов).

4. По полученным значениям поперечных сил строим эпюру Q_y ; под балкой проводим прямую, параллельную ее оси, и от этой прямой в характерных точках откладываем перпендикулярные поперечным силам отрезки, соответствующие выбранному масштабу.

5. Используя метод сечений, определяем величину M_x в тех же характерных точках и по полученным значениям строим эпюру изгибающих моментов.

Характерные особенности построения эпюр Q_y , M_x .

1. На участке балки, где действуют сосредоточенные силы, эпюра Q_y очерчивается прямой, параллельной оси балки, а эпюра M_x — наклонной прямой.

32а

32. Условие прочности при изгибе

Рабочее напряжение должно быть меньше или равно допускаемому напряжению.

Оевой момент сопротивления определяется по формулам:

1. Для круга:

$$W_x = 0,1d^3,$$

где d — диаметр круга.

2. Для кольца:

$$W_x = 0,1d_n(1 - a^4)$$

$$a = d_{вн}/d_n,$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр кольца;

d_n — наружный диаметр кольца.

3. Для прямоугольника:

$$W_x = \frac{bh^2}{6},$$

$$W_y = \frac{hb^2}{6},$$

где b и h — длина и ширина прямоугольника.

По условию прочности при изгибе **проводят проверочные** расчеты после окончания конструирования балок.

Для балок из хрупких материалов расчеты ведут по растянутой и сжатой зоне одновременно.

306 Участок 1 является участком чистого изгиба. Рассечем балку на участке 2 на расстоянии $z_2 > a$ от края; z_2 — расстояние сечения от начала координат.
Из уравнения

$$\sum F_y = 0$$

найдем поперечную силу Q_2 . Заменяем распределенную нагрузку на рассматриваемом участке равнодействующей силой $q(z_2 - a)$.

На втором участке возникает поперечный изгиб.

$$M_{x_2} = m - \frac{q(z_2 - a)^2}{2}.$$

При действии распределенной нагрузки возникает поперечная сила, линейно зависящая от координаты сечения.

Изгибающий момент на участке с распределенной нагрузкой меняется в зависимости от координаты сечения по параболическому закону.

296 Уравнение равновесия для участка бруса:

$$\sum F_y = 0;$$

$$-F + Q_2 = 0;$$

$$Q_2 = F = \text{const.}$$

Изгибающий момент в сечении:

$$M_{x_2} = m - F(z_2 - 0),$$

где z_2 — расстояние от сечения 2 до начала координат. Изгибающий момент зависит от расстояния сечения до начала координат.

Изгиб, при котором в поперечном сечении бруса возникают изгибающий момент и поперечная сила, называется **поперечным изгибом**.

326 При проектировочном расчете определяют потребные размеры поперечных сечений балки или подбирают материал. Схема нагружения и действующие нагрузки известны.

По условию прочности можно определить нагрузочную способность балки:

$$M_u = W_p [\sigma].$$

При прямом поперечном изгибе в поперечных сечениях бруса возникают изгибающий момент M_u , который обуславливает возникновение нормального напряжения σ_u , и поперечная сила Q_y , которая обуславливает возникновение в этом же сечении касательного напряжения σ_s .

Под действием внешних сил ось бруса испытывает линейное перемещение u и угловое перемещение φ .

Существует несколько методов определения перемещений сечений при изгибе. Один из них основан на дифференцировании уравнения упругой линии, более рациональный способ — использование интегралов Мора. Метод Мора — универсальный способ определения линейных и угловых перемещений в любых системах. Для практических расчетов линейные и угловые перемещения определяются по формулам, которые составлены с учетом вида нагрузок, направления их к оси и места приложения к брусу. Эти формулы внесены в специальные таблицы.

316 2. На участке балки, где действует распределенная нагрузка, эпюра Q_y очерчивается наклонной прямой, а эпюра M_u — выпуклостью навстречу распределенной нагрузке.

3. В точке балки, где приложена сосредоточенная сила, на эпюре Q_y наблюдается скачок на величину этой силы, а на эпюре M_u — излом.

4. В точке балки, где приложен внешний момент, на эпюре Q_y не наблюдается никаких изменений, а на эпюре M_u наблюдается скачок на величину внешнего момента.

33а 33. Теория напряженного состояния

Положения теории напряженного состояния.

1. Напряженное состояние в данной точке полностью определено, если известны напряжения по любым взаимно перпендикулярным площадкам.

2. Среди множества площадок, которые можно провести через данную точку, есть три такие взаимно перпендикулярные площадки, на которых отсутствуют касательные напряжения, эти площадки называются **главными**, а нормальные напряжения, возникающие в них, называются главными напряжениями: σ_1 ; σ_2 ; σ_3 .

Одно из этих напряжений — максимальное σ_1 , одно — минимальное σ_3 .

Классификация видов напряженного состояния проводится по главным напряжениям:

- 1) если три главных напряжения равны нулю, то напряженное состояние называется объемным (трехосным);
- 2) если одно из главных напряжений равно нулю, напряженное состояние называют плоским (двухосным);
- 3) если два из главных напряжений ($\sigma_2 = 0$) противоположны по знаку, напряженное состояние называется упрощенным плоским состоянием;
- 4) если лишь одно из главных напряжений не равно нулю, напряженное состояние называется линейным.

Совокупность простых деформаций (сжатие, срез, смятие, кручение, изгиб) относятся к простым деформациям.

Сложное деформированное состояние возникает если деталь одновременно подвергается нескольким простейшим нагружениям.

34а

34. Расчет круглого бруса на изгиб с кручением

Расчет ведется по теории прочности, заменяя сложное напряженное состояние равноопасным простым. Максимальное напряжение кручения в сечении:

$$\tau_x = \frac{M_k}{W_p}$$

Максимальное напряжение изгиба в сечении:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_x}$$

Для круглого бруса моменты сопротивления сечения следующие: при кручении:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 0,2d^3;$$

$$W_x = \frac{W_p}{2},$$

при изгибе:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{32} = 0,1d^3.$$

35а 35. Устойчивость сжатых стержней

Продольным изгибом называется деформация стержня большой длины от сжимающей нагрузки в результате потери жесткости или потери упругости.

Нагрузка, при которой стержень теряет устойчивость, называется **критической силой**. Она определяется по формуле Эйлера:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{(\mu l)^2},$$

где E — модуль упругости первого рода (модуль Юнга); J_{\min} — минимальный осевой момент инерции сечения;

μ — коэффициент приведения длины, который характеризует зависимость критической силы от способа закрепления конца стержня.

Для того чтобы стержень сохранял устойчивую форму равновесия, величина сжимающей силы должна быть меньше критической:

$$F_{сж} < F_{кр}.$$

Величина, которая показывает, во сколько раз сжимающая сила должна быть меньше критической силы, называется рабочим коэффициентом устойчивости:

$$n_y = \frac{F_{кр}}{F_{сж}}.$$

36а

36. Основные понятия

Машиной называется агрегат, производящий полезную работу. Машины различаются по назначению, размерам и конструкции, но все состоят из одинаковых по форме и назначению элементов — деталей.

Деталью называется элементарная часть машины, не подлежащая разборке, например, вал, гайка, болт. Деталь, к которой крепятся остальные детали, называется базовой.

Несколько деталей, соединенных между собой, называются **узлом**. Несколько соединенных узлов представляют собой **сборочную единицу**, или **машину**.

Любая машина всегда состоит из трех механизмов:

- 1) рабочий орган, или исполнительный механизм;
- 2) двигатель;
- 3) передача.

Рабочий орган выполняет определенную производственную функцию. Например, экскаватор должен копать землю, его рабочим органом является ковш, стрела, напорный механизм. Чтобы он работал, нужен источник энергии — **двигатель**. Чтобы передать энергию к рабочему органу, нужна **передача**.

Механизмом называется устройство, совершающее строго закономерные движения. Как правило, механизм является составной частью машины.

Ко всем деталям машин предъявляются следующие требования:

- 1) прочность;
- 2) экономичность (высокий КПД);
- 3) низкая стоимость;
- 4) простота управления и безопасность обслуживания;
- 5) эстетичность.

346 При расчете по третьей теории прочности эквивалентное напряжение рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{\text{эквIII}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_d^2}.$$

Теория применима для пластичных и хрупких материалов.

При расчете по пятой теории прочности эквивалентное напряжение рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{\text{эквV}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_k^2}.$$

Эквивалентное напряжение при расчете по теории прочности III:

$$\sqrt{\sigma_{\text{эквIII}}^2} = \sqrt{\left(\frac{M_u}{W_x}\right)^2 + 4\left(\frac{M_k}{2W_x}\right)^2}.$$

$$\sigma_{\text{эквIII}} = \frac{M_{\text{эквIII}}}{W_x},$$

где $M_{\text{эквIII}} = \sqrt{M_u^2 + M_k^2}$ — эквивалентный момент.

366 **Выбор допускаемых напряжений.** На выбор допускаемых напряжений оказывают влияние точность формул, достоверность механических качеств материалов, правильная оценка величины и характера действующих нагрузок.

Аналитический способ — это расчет по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{n}.$$

Для хрупких материалов:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{гх}}}{n},$$

где n — коэффициент запаса;

$\sigma_{\text{гх}}$ — предел прочности.

Выбор материалов зависит от назначения машины, назначения деталей, способа изготовления и ряда других факторов. Правильный выбор материалов в значительной мере влияет на качество деталей и машины в целом.

Детали машин изготавливают из металлических и неметаллических материалов.

336 Такие состояния возникают в заклепочных соединениях (срез и смятие), в болтовых соединениях (растяжение и скручивание), при поперечном изгибе бруса (изгиб и сдвиг). Часто одним из видов нагружений (незначительным) пренебрегают. Например, длинные балки рассчитываются только на изгиб.

Для упрощения расчетов в этом случае применяют **теории прочности**, смысл которых заключается в том, что реальные сложные деформированные состояния заменяют равноопасным простым.

Опасное состояние при этом может быть вызвано различными факторами: **нормальные напряжения** могут достигнуть предела текучести или предела прочности, касательные напряжения могут достигнуть опасного значения или накопленная энергия деформирования может стать слишком большой и вызвать разрушение.

Универсального критерия, позволяющего рассчитать предельное состояние для любого материала, нет. Разработано несколько гипотез предельных состояний, при расчетах используют наиболее подходящую гипотезу. Это позволяет избежать дорогостоящих испытаний конструкций.

356 Условие устойчивости сжатых стержней: рабочий коэффициент устойчивости должен быть больше или равен допустимому коэффициенту устойчивости:

$$n_y = \frac{F_{\text{кр}}}{F_{\text{сж}}} \geq [n_y].$$

Под действием критической силы в поперечных сечениях стержня возникает критическое напряжение, которое определяется по формуле:

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{кр}}}{A} = \frac{\pi^2 E J_{\text{мин}}}{(\mu l)^2 A} = \frac{\pi^2 E i^2}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2},$$

где $i = \sqrt{\frac{J_{\text{мин}}}{A}}$ — радиус инерции стержня;

$\lambda = \frac{\mu l}{i}$ — геометрическая гибкость стержня.

Вторая форма условия устойчивости: критическое напряжение должно быть меньше или равно пределу пропорциональности.

37а

37. Разъемные соединения

Соединения в машинах делятся на две основные группы — подвижные и неподвижные. **Подвижные** соединения служат для обеспечения относительного вращательного, поступательного или сложного движения деталей. **Неподвижные** соединения предназначены для жесткого скрепления деталей между собой или для установки машин на основаниях и фундаментах. Неподвижные соединения, в свою очередь, могут быть разъемными и неразъемными.

Разъемные соединения (болтовые, шпоночные, зубчатые и др.) допускают многократную сборку и разборку без разрушения соединительных деталей.

Неразъемные соединения (заклепочные, сварные, клеевые и др.) могут быть разобраны лишь путем разрушения соединяющих элементов (заклепок, сварного шва и т. д.).

К **резьбовым** относятся соединения деталей с помощью болтов, винтов, гаек, шпилек, стяжек, резьбовых муфт и т. д.

Резьбой называется винтовая линия, нанесенная на цилиндрическую или коническую поверхность.

К **крепежным резьбам** относятся:

1. **Основная метрическая** — характеризуется наружным диаметром d , шагом p и углом профиля 60° .

2. **Мелкая метрическая** — характеризуется точно так же, как основная, но имеет более мелкий шаг.

Преимущества мелкой резьбы следующие: лучшее сопротивление самоотвинчиванию; выше прочность, меньше ослабление тела болта резьбой.

3. **Дюймовая** — характеризуется наружным диаметром d (в дюймах), углом профиля 55° и количеством ниток K на один дюйм длины резьбы.



38а

38. Расчет резьбовых соединений

Соединение бывает **напряженное** и **ненапряженное**. Ненапряженным называется такое соединение, когда гайка закручена, но не затянута (например, хвостовой крюк подъемного крана). При отсутствии внешней нагрузки в резьбе нет напряжений. **Напряженным** называется такое соединение, когда гайка затянута и при отсутствии внешней нагрузки в резьбе действует напряжение, вызванное затяжкой гайки.

Расчет резьбового соединения при действии нагрузки вдоль оси болта. Проверка прочности болтов на растяжение при осевом усилии проводится по формуле:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

где $[\sigma_p] = 20-90$ МПа — для напряженного соединения;

$[\sigma_p] = 90$ МПа — для ненапряженного соединения.

Из этой формулы можно поределить d .

Расчет резьбового соединения при действии нагрузки перпендикулярно оси болта.

В этом случае возможны два варианта:

1) постановка болта с зазором;

2) постановка чистого болта без зазора.

При постановке болта с **зазором** болт работает на **растяжение**. Между деталями создается сила трения:

$$F_{тр} = 1,3F;$$

$$F_{тр} = f[\sigma_p] \frac{\pi d_1^2}{4} z \times 1,3,$$



39а

39. Шпоночные, шлицевые и штифтовые соединения

Шпонка служит для относительно неподвижного соединения зубчатого колеса, шкива или полумуфты с валом.

Шпонка бывает: **на лыске**; **фрикционная**; **врезная** (наиболее распространенная шпонка); тангенциальная (применяется при больших мощностях, хорошо работает только в одном направлении).

Если работа реверсивная, устанавливают две шпонки под углом 120° ; **сегментная** — применяется при небольших мощностях, очень удобна в монтаже.

Врезные шпонки бывают **призматические** (с прямыми и скругленными торцами) и **клиновые** (без головки и с головкой).

Уклон должен быть не более $1/5$, иначе шпонка не будет держаться. Головка служит для демонтажа.

Достоинства шпонок: простота изготовления; низкая стоимость.

Недостатки: ослабление вала; недостаточное центрирование.

Шлицевые соединения. Шлицевые зубья бывают **прямоугольные**, **эвольвентные** и **треугольные**.

Центрирование может быть осуществлено по наружной или внутренней поверхности, для эвольвентных зубьев — по боковым поверхностям. Зубья нарезаются на фрезерных, зуборезных или долбежных станках.

Шлицевые соединения широко применяются в коробках передач. Соединения с треугольными зубьями применяются для различных рукояток и фиксируются болтами.



40а

40. Неразъемные соединения

Заклепочное соединение — это один из древнейших способов соединения.

Заклепки применяют для скрепления деталей, изготовленных из листового или полосового материала или из фасонных прокатных профилей. В связи с развитием сварки, применение заклепочных соединений сокращается. В настоящее время заклепочные соединения широко применяют в авиации, кораблестроении. Обладают своими достоинствами и недостатками.

К достоинствам заклепочных соединений относятся: простота технологии, высокая прочность, подвижность соединения, что предотвращает появление трещин.

Недостатки: очень низкая производительность клепки, большой расход материала, ослабление детали отверстием, недостаточная герметичность.

Заклепочное соединение образуется **расклепыванием** стержня длиной l и диаметром d заклепки, вставляемой в отверстие диаметром d_0 соединяемых деталей.

Замыкающая головка образуется вследствие пластической деформации выступающей из отверстия части стержня заклепки, а остальная часть стержня заполняет отверстие.

Отверстия в деталях сверлят либо продавливают. Клепка бывает ручная и машинная (пневматическими молотками, прессами и т. д.), холодная или горячая (при $d > 12$ — только горячая). Нагрев перед клепкой облегчает формирование головки и улучшает качество соединения.



386 где f — коэффициент трения;
 z — количество болтов.

Уравнение прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{4 \times 1,3F}{\pi d_1^2 z} \leq [\sigma_p].$$

Из этой формулы можно определить F , z или d_1 .

При постановке чистого болта **без зазора** болт работает **на срез**.

Условие прочности на срез:

$$\tau_{ссп} = \frac{4F}{\pi d^2 z i},$$

где d — диаметр болта;

i — число срезов.

Резьба в этом случае не работает, а служит для предотвращения выпадения болта и принимается конструктивно.

406 Заклепки общего назначения нормальной точности стандартизованы. Из них преимущественное применение имеют заклепки с **полукруглой головкой, с потайной головкой**. Также бывают заклепки с **круглой, трапециевидальной головкой**.

По назначению различают две основные группы заклепочных соединений: прочные, применяемые в металлоконструкциях, и **плотные**, применяемые в котлах и резервуарах для жидкостей и газов под давлением и обеспечивающие необходимую прочность соединения.

Соединение деталей несколькими заклепками называют заклепочным швом. Заклепочные швы различают по характеру стыка соединяемых деталей, количеству рабочих (срезаемых) сечений заклепок и их расположению.

Заклепка работает на срез и смятие, иногда — на острие головки. Диаметр заклепки выбирается по таблице в зависимости от толщины склепываемых листов или по их соотношению:

$$d = \delta + 6 \text{ мм.}$$

Сначала проводится проверка заклепки на срез:

$$\tau_{ссп} = \frac{4F}{v d^2 n i} [\tau_{ссп}],$$

где F — усилие;

d — диаметр заклепки;

n — число заклепок;

i — количество срезов.

376 Крепежная резьба бывает **правая и левая**. К **специальным** резьбам относятся.

1. **Грузовая** — бывает прямоугольная, упорная и трапециевидальная.

2. **Трубная дюймовая**.

3. **Коническая**.

4. **Круглая**.

5. **Часовая** — диаметр меньше 1 мм.

6. **Многоходовая**.

7. **Модульная** (червяк).

8. **Питчевая**.

Болты бывают **черные** (допуски не нормируются), **получистые** (имеют определенные допуски) и **чистые** (специально подогнанные).

Средства против самоотвинчивания. Самоотвинчиванием называется произвольное отвинчивание болта или гайки в результате вибрации.

Против самоотвинчивания применяются:

1) прорезная или коробчатая гайка со шплинтом;

2) шайбы-проверы;

3) контргайки;

4) различные стопоры;

5) сопряжение по конической поверхности.

396 **Достоинства** шлицевых соединений:

1) высокая прочность соединения;

2) хорошее центрирование;

3) меньшее, чем при других способах соединения, ослабление вала.

Недостатки: сложность изготовления, высокая стоимость.

Штифтовые соединения. Эти соединения являются разъемными и служат для соединения различных плоских деталей, для их фиксации и центровки.

Штифты работают на срез. Проверка прочности на срез проводится по формуле:

$$\tau_{ссп} = \frac{F}{A_{ссп}} \leq [\tau_{ссп}],$$

или

$$\tau_{ссп} = \frac{4F}{\pi d^2 z i} \leq [\tau_{ссп}],$$

$$\tau_{ссп} = 30 \div 50 \text{ МПа.}$$

Требуемый диаметр штифта:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi [\tau_{ссп}]}}.$$

41а

41. Сварные соединения

Сваркой называется технологический процесс соединения металлических деталей путем местного нагрева зоны их соприкосновения до расплавленного (сварка плавлением) или пластического состояния с применением механического усилия (сварки давлением).

Сварка имеет ряд **преимуществ** по сравнению с заклепочными и литыми соединениями:

- 1) высокая прочность и плотность соединения;
- 2) высокая производительность сварки;
- 3) небольшой расход металла;
- 4) возможность ремонта и реставрации деталей;
- 5) возможность соединения деталей криволинейной формы.

Недостатки сварных соединений: сложное оборудование для сварки; высокие требования к квалификации рабочего.

Сварные швы бывают **стыковые** и **угловые** (валиковые).

Шов может быть **одно-** и **многослойным**.

Сварочный ток:

$$\tau_{св} = (30 \div 50)d_{эл},$$

где $d_{эл}$ — диаметр электрода.

Расчет стыкового шва. Стыковой шов работает на растяжение. Нагрузка, которую может нести шов:

$$F = [V_{св}]A,$$

где A — площадь сварного шва.

42а

42. Передачи. Основные понятия

Передачей называется устройство, предназначенное для передачи вращающего момента от двигателя к рабочему органу. Передачи позволяют передавать энергию на расстояние, как правило, с преобразованием вращающих моментов (или сил), скоростей, а иногда и характера движения (например, вращательное движение преобразуется в поступательное).

Передачи, в общем случае, бывают **механические, гидравлические, пневматические и электрические**.

Во всех механических передачах вал и насаженные на него детали (зубчатые колеса, шкивы, катки и т. п.), передающие вращающий момент, называются **ведущими**, а детали, приводимые во вращение от ведущих — **ведомыми**. Между ведущими и ведомыми валами в многоступенчатых передачах располагаются **промежуточные** валы.

Кинематические и силовые соотношения в передачах. Вращающий момент на валу:

$$M = \frac{1000P}{\omega},$$

где P — передаваемая мощность;

$$\omega = \frac{\pi}{n30},$$

ω — угловая скорость;

n — частота вращения.

Передачным отношением (или передаточным числом) называется отношение угловых скоростей ведущего и ведомого валов (или частот вращения).

43а

43. Зубчатые передачи

Зубчатой называется передача с помощью зубчатых колес. Это наиболее распространенный вид передачи.

Обладают следующими **достоинствами**:

- 1) большая передаваемая мощность (практически неограниченная);
- 2) высокая надежность работы;
- 3) постоянство передаточного отношения;
- 4) долговечность;
- 5) простота в обслуживании;
- 6) возможность преобразования вращательного движения в поступательное;
- 7) высокий КПД.

Недостатки:

- 1) малая технологичность (сложность изготовления);
- 2) изменение при работе.

В большинстве случаев зуб имеет профиль эвольвенты, поэтому зацепление называется эвольвентным.

Зацепление бывает внешним и внутренним.

Зубчатые колеса бывают:

- 1) цилиндрические прямозубые;
- 2) цилиндрические косозубые;
- 3) шевронные;
- 4) шевронные с дорожкой, или раздвоенные. Отличаются простотой изготовления;
- 5) цилиндрические с винтовым зубом. Применяются в перекрещивающихся валах;
- 6) конические прямозубые;
- 7) конические косозубые;

44а

44. Прямозубая передача

Расчет параметров зубчатого колеса. При вращении зубчатых колес имеют место окружности, которые катятся друг по другу без скольжения с угловыми скоростями, обратно пропорциональными их диаметрам. Такие окружности называются **начальными**, или **делительными**. Физически они не существуют, понятие о них введено для построения теории зацепления. В основе расчета зубчатых колес лежит модуль.

Модулем называется отношение диаметра делительной окружности d к числу зубьев z :

$$m = \frac{d}{z}.$$

Окружность, проходящая через вершину зубьев, называется **окружностью выступов**, а проходящая через основание зубьев — **окружностью впадин**.

Расстояние между серединами двух зубьев на начальной окружности называется **шагом p** . Зависимость между шагом и модулем:

$$p = m\pi, \text{ или } m = p/\pi.$$

Размер b называется **длиной зуба**, размер s — **толщиной зуба**:

$$b = m\psi,$$

где $\psi = 6 \div 12$ — коэффициент ширины зуба.

426 Если механизм состоит из одной передаточной пары, он называется **простым**. Механизм, состоящий более чем из одной передаточной пары, называется **сложным**.

Передаточное отношение каждой пары в отдельности называется **частным**, всего механизма — **общим**.
Общее передаточное отношение равно произведению частных передаточных отношений.

Коэффициент полезного действия передачи (КПД) — это отношение отводимой энергии к подводимой:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_1}{M_2}$$

Классификация механических передач. Передачи классифицируются по двум признакам:

- 1) по способу передачи движения:
 - а) трением — фрикционные, ременные, канатные;
 - б) зацеплением — зубчатые, червячные, винтовые, цепные;
- 2) по способу соединения ведущего и ведомого звеньев:
 - а) непосредственным соприкосновением — фрикционные, зубчатые, червячные, винтовые;
 - б) с дополнительной связью — ременные, цепные.

446 Размер S_1 называется шириной впадины:

$$S_1 = \frac{19}{80}P.$$

для литых колес $S_1 = \frac{19}{40}P$.

Размеры S и S_1 получаются сами при нарезании.
Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

Линия и угол зацепления. Точка соприкосновения зубьев от начала зацепления до выхода перемещается по прямой, которая называется линией зацепления.

Угол, под которым линия зацепления наклонена к общей касательной начальных окружностей, называется углом зацепления. Стандартный угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

416 Допускаемое напряжение сварного шва:

$$[\sigma_{св}] = (0,7 \div 0,9)[\sigma_p].$$

Расчет валикового шва. Валиковый шов работает на срез. Срез проходит через биссектрису.
Уравнение прочности шва:

$$\tau = \frac{F}{0,7Kl} \leq [\tau_{св}],$$

где K — высота катета;

l — общая длина шва.

Допускаемое напряжение среза сварного шва:

$$[\tau_{св}] = (0,5 \div 0,7)[\sigma_p].$$

Шов, направленный параллельно нагрузке, называется **фланговым**. Шов, направленный перпендикулярно нагрузке, называется **лобовым**. Лобовые швы делать не рекомендуется.

436 8) конические с винтовым зубом;

9) с зацеплением Новикова. Дают возможность при тех же размерах передавать мощность в 2—2,5 раза больше;

10) с винтовым зацеплением. Обладают очень большим передаточным числом, плавностью, но срок службы очень мал.

45a 45. Корректирование и подрезание. Сила взаимодействия в зубчатой паре

Корректированием называется изменение высоты или профиля зуба. Корректирование бывает **высотное и угловое**.

Корректирование делается в целях усиления прочности, создания компактности, корректирования межосевого расстояния. При высотном корректировании:

$$h_s = 0,8m, \quad h_r = m.$$

Если $\alpha = 20^\circ$, зуб будет с угловым корректированием. При $\alpha > 20^\circ$ зуб толще, при $\alpha < 20^\circ$ — зуб тоньше.

Для того чтобы не было заклинивания при большом передаточном отношении, иногда делается подрезание зуба.

Сила взаимодействия в зубчатой паре. Сила взаимодействия между зубьями F_t всегда направлена по линии зацепления.

Перенесем эту силу на ось симметрии зуба в точку O и разложим на две составляющие F_t и F_r . Таким образом, сила взаимодействия между зубьями дает две составляющие — окружную F_t и радиальную F_r силы:

$$F_t = \frac{2T}{d};$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

46a 46. Расчет на изгиб

Исходные данные всегда P, ω_1 и ω_2 , или n_1 и n_2 , или i .
1. Определяется передаточное отношение:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

2. Выбирается материал и допускаемое напряжение:

$$\sigma_{F0} = 1,8HB,$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F};$$

где $HB = 250—300$ — твердость по Бринеллю;
 $S_F = 2$ — требуемый запас прочности на изгиб.

3. Задается число зубьев z_1 :
 $z_1 \geq 17$.

4. Определяется модуль:

$$m = \sqrt[3]{\frac{Y_F \times 2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha}}{\psi_{ba} z_1 [\sigma_F]^2}},$$

где Y_F — коэффициент формы зуба;

$$T_1 = \frac{1000P_1}{\omega} \text{ — вращающий момент;}$$

$K_{F\beta} = 1,1—1,4$ — коэффициент неравномерности нагрузки;

47a 47. Расчет на контактную прочность

1. Определяется передаточное отношение:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

2. Выбирается материал, термообработка и допускаемое напряжение:

$$\sigma_{H0} = 2HB + 70, \quad HB = 250 \div 400,$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H}, \quad S_H = 1,1.$$

3. Определяется требуемое межосевое расстояние:

$$a_w = 490(i+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2}},$$

где $\psi_{ba} = 0,2 \div 0,40$;
 $K_{H\beta} = 1,02$.

4. Округляется a_w до стандартного и определяется модуль:

$$m = (0,01 \div 0,02)a_w.$$

5. Определяется суммарное число зубьев:

$$Z_\Sigma = \frac{2a_w}{m}.$$

48a 48. Коническая передача

Коническая передача применяется при пересекающихся валах для изменения направления оси вала.

Передаточное отношение:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1, \quad u = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Достоинства конической передачи: возможность передачи движения между скрещивающимися и пересекающимися осями валов.

Недостатки: повышенный уровень шума; более низкая плавность работы; меньше КПД, чем у прямозубой и косозубой передачи ($\eta = 0,92$).

Модуль по длине зуба неодинаков. За стандартный принимается максимальный модуль, который называется производственным.

Вместо межосевого расстояния в конической передаче применяется конусное расстояние R_e (длина образующей конуса):

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1},$$

где d_{e1} — внешний делительный диаметр шестерни.

Максимальный модуль обозначается m_e (или m), средний — m_{cp} .

Углы при вершинах равны:

$$\delta_1 = \operatorname{arcc} \operatorname{tg} i,$$

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} i,$$

$$\delta = \delta_1 + \delta_2.$$

466 $K_{Fv} = 1,4$ — коэффициент динамичности;
 $\psi_{ba} = 0,2-1$ — коэффициент длины зуба.

5. Округляется модуль до стандартного, определяются геометрические размеры колес и усилия в зацеплении:

$$d_1 = mz_1, \quad d_2 = mz_2,$$

$$b_1 = \psi_{ba}d_1,$$

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2},$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1},$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

6. Выполняется проверочный расчет:

$$\sigma_F = \frac{Y_{Ft} F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{b m} \leq [\sigma_F].$$

486 Угол между пересекающимися осями может быть любой, но чаще всего 90° . Этот угол всегда задается.

Размеры колес:

$$\begin{aligned} d_{e1} &= m z_1, \\ d_{ae1} &= d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1, \\ d_{re1} &= d_{e1} - 2,5m_e \cos \delta_1, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{e2} &= m z_2, \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2, \\ d_{re2} &= d_{e2} - 2,5m_e \cos \delta_2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{ae} &= m_e, \\ h_{re} &= 1,2m_e, \\ R_e &= \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}. \end{aligned}$$

Длина зуба:

$$b = R_e \psi_{bd},$$

где $\psi_{bd} \approx \frac{1}{3}$ — коэффициент длины зуба.

456 **Передаточное число** — это отношение параметров колес:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}, \quad u = i.$$

КПД прямозубой передачи $\eta = 0,98$.

Расчет прямозубой передачи.

При работе зубчатой пары в зубе возникают два вида напряжений: **напряжение изгиба** от окружной силы F_t и **контактное местное напряжение** от давления одного зуба на другой. Если передача **открытая**, на зубе появляются задиры, и он разрушается от напряжения изгиба. Поэтому открытые передачи рассчитываются только на изгиб.

В **закрытых** передачах абразивного износа не происходит. Зубы работают дольше. Длительная работа приводит к усталости материала — образованию микротрещин. На зубьях появляются пятна, затем раковины, происходит выкрашивание материала. И зуб разрушается от контактных напряжений. Поэтому закрытые передачи рассчитываются на контактную прочность, представляющую собой расчет на усталость, с последующей проверкой на изгиб.

476 6. Определяется число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_2}{i}, \quad z_2 = z_1 \times i.$$

7. Уточняется передаточное число:

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

8. Определяются размеры колес и усилия в зацеплении.

9. Выполняется проверочный расчет:

$$\sigma_H = 436 \times 10^3 \sqrt{\frac{F_t(u+1)K_{H\beta}K_{Hv}}{d_1 b_2 u}} \leq [\sigma_H],$$

где $K_{H\beta} = 1,2$;
 $K_{Hv} = 1,1$.

49a

49. Сила взаимодействия в конической передаче

В конической передаче действуют три составляющие силы взаимодействия: окружная F_T , радиальная F_r и осевая F_a .

Осевая сила шестерни является радиальной для колеса ($F_{a_1} = F_{r_2}$):

$$F_{a_1} = F_{r_2} = F_T \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1,$$

$$F_{r_1} = F_{a_2} = F_T \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1.$$

Окружные силы шестерни и колеса одинаковы:

$$F_T = F_{T_1} = F_{T_2} = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Осевые силы F_{a_1} и F_{a_2} всегда направлены к основанию конуса и стремятся вывести колесо из зацепления.

При расчете зубьев на изгиб вначале определяет- ся средний модуль:

$$m_{cp} = 1,4 \sqrt[3]{\frac{Y_F T_1 K_{F\beta}}{0,85 \psi_{bd} Z_1 [\sigma_F]}}.$$

Все коэффициенты для конических передач выбираются по тем же таблицам, что и для прямозубых.

50a

50. Передача винт—гайка

Передача винт—гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное. Применяется в домкратах, прессах, тисках. Вращаться может либо гайка, тогда винт совершает поступательное движение (например, домкрат), либо винт, тогда гайка с закрепленной деталью совершает поступательное движение (например, тиски).

Достоинства передачи винт—гайка: простота конструкции; компактность; надежность; плавность и бесшумность работы; большой выигрыш в силе; высокая точность перемещений.

Недостатки: сильный износ резьбы; низкий КПД.

Винты бывают **грузовые** (тиски, домкраты), **ходовые** (токарные станки), **установочные** (микрометр).

Существует также передача для преобразования поступательного движения во вращательное (например, юла). При этом должен быть очень большой шаг резьбы.

Скорость поступательного движения:

$$v = \frac{pn}{60 \times 1000},$$

где p — шаг резьбы;

n — частота вращения.

За один оборот штурвала гайка переместится поступательно на величину шага резьбы p , следовательно, передаточное отношение:

$$i = \frac{2\pi n}{p}.$$

51a

51. Червячная передача

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса и применяется между скрещающимися осями валов. Принцип работы — зубчато-винтовая передача. В червячной паре действует трение скольжения.

Червяк изготавливают из стали с последующей закалкой и шлифованием, для изготовления червячного колеса или его венца используются бронза или чугун.

Достоинства червячной передачи: плавность и бесшумность работы; компактность; большое передаточное число (от 8 до 80); возможность самоторможения.

Недостатки: низкий КПД (не более 0,8); сильный нагрев; малая передаваемая мощность (до 50 кВт); сильный износ.

Червяки бывают однозаходные и многозаходные.

Число заходов обозначается z_1 , число зубьев червячного колеса — z_2 . Для определения заходов нужно смотреть с торца.

Передаточное число:

$$u = \frac{z_1}{z_2},$$

где z_1 — число зубьев колеса;

z_2 — число зубьев червяка.

Червяк представляет собой винт с модульной нарезкой. Нарезка бывает левая и правая. В червячной паре имеются нормальный и торцовый шаг, нормальный и торцовый модуль. В основе расчета лежит **торцовый модуль m** .

52a

52. Фрикционная передача

Фрикционная передача работает за счет трения между двумя катками (например, швейная машина, магнитофон).

Достоинства фрикционной передачи: простота конструкции; плавность и бесшумность работы; возможность регулирования частоты вращения.

Недостатки: малая передаваемая мощность; проскальзывание (непостоянство передаточного отношения); сильный износ; большая сила нажатия Q ; низкий КПД ($\eta = 0,88-0,9$).

Катки могут быть стальные, обрешиненные, текстолитовые.

Передача может быть цилиндрической с гладкими катками, клиновыми или коническими. Клиновые катки применяются для уменьшения силы нажатия, но при этом уменьшается КПД.

Расчет фрикционной передачи.

1. Определяется передаточное отношение:

$$i = \frac{n_1}{n_2}.$$

2. Определяются диаметры катков и окружная сила:

$$D_1 \approx 3d,$$

где d — диаметр ведущего вала, или

$$D_1 = \frac{2q_a}{i+1}.$$

506 Так как радиус штурвала R можно сильно увеличить, то передаточное отношение i будет очень большим. Следовательно, во много раз увеличится сила, она будет равна:

$$F_r = F_f.$$

Винт обычно изготавливают из стали, гайку — из чугуна или бронзы.

КПД передачи:

$$\eta = 0,5 \div 0,7,$$

Чем меньше трение между винтом и гайкой, тем выше КПД. Число витков резьбы гайки должно быть не более 10.

496 Производственный модуль:

$$m_e = m_{cp} + \frac{b \sin \delta_1}{Z_1}.$$

Далее определяются все размеры. При расчете на **контактную прочность** определяется диаметр шестерни:

$$d_1 = 7700 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{i^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} [\sigma_H]^2}},$$

$$b = \psi_{bd} d_1,$$

$$d_{e1} = \frac{d_1 + b}{\sqrt{i^2 + 1}}, \quad d_{e2} = i d_{e1},$$

$$m_e = \frac{d_{e2}}{(18 + 28)i}.$$

Далее модуль округляется до стандартного и определяются все размеры колес.

526 если задано q_{av} ,

$$D_2 = D_1 i,$$

$$F_1 = \frac{2T_1}{D_1}.$$

3. Определяется сила нажатия:

$$Q = \frac{2T_2}{f},$$

где $f = 0,2-0,3$ — коэффициент трения.

4. Определяется ширина катка:

$$b = \frac{Q}{[q]},$$

где $[q]$ — удельное допускаемое давление, которое зависит от материала и определяется по таблице.

516 Размеры червячной пары:

$$d_1 = qm,$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m,$$

$$d_2 = mz_2,$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m,$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m,$$

$$d_{a2\max} = d_{a2} + 1,5m,$$

$$b_2 \approx 0,7d_1.$$

КПД червячной передачи:

$$\eta = (0,95 \div 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')},$$

где $\rho' = 1,5 \div 3^\circ$ — приведенный угол трения, зависящий от материала и чистоты обработки поверхности зубьев.

53а

53. Ременная передача

Ременная передача работает за счет трения и относится к передаче с гибкой связью. Гибкой связью является ремень. Ремни бывают плоские, клиновые, зубчатые и круглые (последние называются пассиками).

Плоские ремни бывают кожаные, прорезиненные, текстильные и цельнотканые). Пассики бывают кожаные, резиновые, из шпагата, стальные.

Достоинства ременной передачи: простота конструкции; большое межосевое расстояние; плавность и бесшумность работы; сглаживание толчков.

Недостатки: малая передаваемая мощность; громоздкость; проскальзывание; ненадежность; большие нагрузки на валы.

В зависимости от расположения ремня, передача бывает: открытая; перекрестная; полуперекрестная, с натяжным роликом.

Концы ремней соединяются склеиванием, сшиванием или скобками.

Передаточное число:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} = \frac{T_2}{T_1}$$

где $\varepsilon = \frac{\omega_1' - \omega_2}{\omega_2}$ — коэффициент проскальзывания катков;

(ω_1' — теоретическая угловая скорость ведомого вала;

ω_2 — реальная угловая скорость).
КПД ременной передачи $\eta = 0,95-0,97$.

54а

54. Цепная передача

Цепная передача относится к передаче зацеплением с гибкой связью (цепью). Цепи бывают **втулочно-роликовые** и **зубчатые**. Зубчатые цепи лучше, бесшумнее, но они дороги и тяжелы. Применяются зубчатые цепи при больших скоростях.

Достоинства цепной передачи: большое межосевое расстояние (до 8 мм); отсутствие проскальзывания; передача больших мощностей (до 3000 кВт); компактность.

Недостатки: шум при работе; сильный износ цепи; удлинение цепи.

Передача состоит из цепи и звездочек. Для работы передачи необходимо натяжное устройство. Концы цепи соединяются специальным замком. Цепи характеризуются **шагом цепи**.

Передаточное число:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1 \eta}$$

где z_1, z_2 — число зубьев звездочек.

Расчет цепной передачи.

1. Определяется передаточное число.

2. Определяется z_2 .

3. Определяется вращающий момент T_1 :

$$T_1 = \frac{1000P}{\omega_1}$$

55а

55. Валы и оси

Валом называется вращающаяся деталь, предназначенная для поддержания насаженных на нее деталей и передачи вращающего момента.

Осью называется неподвижная или вращающаяся деталь, служащая для поддержания насаженных деталей. Ось вращающего момента не передает.

Классификация валов. В зависимости от назначения, валы бывают:

- 1) коренные — воспринимают работу машины (валы двигателей, шпиндели);
- 2) передаточные — передают момент;
- 3) трансмиссионные — распределяют момент между отдельными потребителями.

Валы, от которых передается момент, называются **ведущими**, а валы, к которым передается — **ведомыми**. Передаточные валы являются одновременно и ведущими, и ведомыми.

В зависимости от конструкции, валы бывают **гладкие**, **ступенчатые**, **фасонные**, а также **сплошные** и **полые**.

Валы делаются полыми по конструктивной необходимости (подача масла, охлаждение воды, электропривода, один вал расположен внутри другого).

$$\frac{d}{D} \geq 0,7.$$

Элементы вала. Часть вала, находящаяся в подшипнике, называется цапфой. Цапфа на конце вала называется шипом, на середине вала — **шейкой**.

56а

56. Подшипники

Подшипником называется опора вращающейся детали (оси, вала, ролика, блока). Подшипник расположен под шипом вала, отсюда и название — подшипник.

В зависимости от **рода трения** различают **подшипники скольжения** и **подшипники качения**. В зависимости от воспринимаемой нагрузки, подшипники бывают: **радиальные** — несут только радиальную нагрузку; **радиально-упорные** — воспринимают радиальную и осевую нагрузки; **упорные** — воспринимают осевую нагрузку.

Подшипники скольжения. В подшипнике скольжения действует трение скольжения. Подшипник состоит из корпуса и антифрикционного вкладыша или втулки. Между вкладышем и цапфой обязательно должен быть масляный слой.

Достоинства подшипников скольжения: большая допустимая нагрузка; большая частота вращения; бесшумность; небольшие радиальные размеры; возможность установки на коленвалы.

Недостатки: низкий КПД, большие потери на трение; сложность эксплуатации и смазки; большой расход смазки; ограниченная взаимозаменяемость (только в пределах однотипных машин); применение дорогостоящих антифрикционных материалов.

Корпус подшипника — чугунный, вкладыш — антифрикционный. Материалом для подшипника служит бронза, баббит, антифрикционный чугун, пластмасса, дерево, графит, металлографит, фторопласт, капралон.

Смазка подшипников бывает периодическая, кольцевая, капельная, смазка под давлением, циркулярная. КПД равен 0,95—0,96.

546 По таблице определяется допускаемое давление в шарнирах $[P_u]$, определяется коэффициент эксплуатации K :

$$K = 2-3.$$

4. Определяется шаг цепи:

$$p = 2,83 \sqrt{\frac{T_1 R}{m z_1 [P_u]}},$$

где R — коэффициент, учитывающий условия монтажа передачи и ее эксплуатации;

m — число рядов цепи.

5. Определяется скорость цепи.

6. Определяется окружная сила.

7. Проверяется давление в шарнирах цепи:

$$P_u = \frac{F_t K}{S} \leq [P_u],$$

где $S = d_0 b$ — площадь давления (d_0 — диаметр оси; b — длина втулки цепи).

536 Для работы передачи необходимо натяжное устройство, так как обычно двигатель устанавливается на салазках. Не допускается смазывание ремня смолой и канифолью. Предварительное натяжение ремня принимается равным окружной силе F_0 .

Усилия в ветвях ремня.

В ведущей ветви:

$$F_1 = F_t + F_0,$$

где $F_t = \frac{1000 P}{v}, H.$

Если $F_0 = F_t$, тогда:

$$F_1 = 2F_t.$$

В ведомой ветви:

$$F_2 = F_0 = F_t.$$

Сила давления на вал:

$$Q = 3F_t.$$

566 Допускаемые значения $[P]$ и $[P_u]$ зависят от материала, из которого изготовлен подшипник.

Подшипники качения. В подшипниках качения действует трение качения. Подшипник состоит из наружного кольца, внутреннего кольца, тел качения и сепаратора.

В зависимости от тел качения, подшипники бывают шариковые и роликовые.

Достоинства подшипников качения: высокий КПД ($\eta = 0,99\%$); низкая стоимость; хорошая взаимозаменяемость; простота обслуживания.

Недостатки: шум при работе; ограниченная нагрузка и частота вращения; большие радиальные размеры.

Расчет подшипников качения. Тип подшипника выбирается в зависимости от характера нагрузки, номер подшипника — в зависимости от диаметра вала.

Составляется расчетная схема, и проводится проверка подшипника на долговечность.

Определяется реакция подшипников R_A и R_B . Далее определяется эквивалентная нагрузка на подшипник.

При частоте вращения $n < 10$ об/мин подшипник на долговечность не проверяется.

Кроме долговечности, подшипник проверяется на статическую грузоподъемность:

$$R_s \leq C_0,$$

где C_0 — статическая грузоподъемность подшипника.

556 Если цапфа воспринимает осевую нагрузку, она называется **пятой**, а подшипник — **подпятником**.

Пяты бывают **сплошные** и **кольцевые**, иногда **ребенчатые**.

Местное увеличение диаметра для восприятия осевой нагрузки называется **буртом**, плавный переход сечения — **галтелью**. На валах бывает **проточка** или **наплавка** для установки стопора.

Расчет оси. Ось работает только на изгиб. Диаметр оси определяется по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_y}{0,1[\sigma]}},$$

где M_y — изгибающий момент;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение.

Расчет вала. Расчет состоит из четырех стадий.

1. Ориентировочный расчет.
2. Эскизная компоновка (создание конструкции вала).
3. Проверка на совместное действие изгиба и кручения.

4. Уточненный расчет (проверка на усталость).

При ориентировочном расчете определяется диаметр выходного конца вала из условия прочности на кручение:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}},$$

где T — вращающий момент;

$[\tau_{кр}]$ — допускаемое напряжение кручения.

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

шпаргалка

Завредакцией:
Редактор:

ООО «Издательство «ЭКСМО»
127299, Москва, ул. Клары Цеткин, д. 18/5. Тел.: 411-68-86, 956-39-21
Home page: www.eksmo.ru E-mail: info@eksmo.ru

Формат 60×90 1/16.