

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 19.09.2024 19:15:36
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb1377d426d39e5f1e11eabbf73e943df4e4851fda5cd888

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго - Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра механики, мехатроники и робототехники

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова
« 13 » 10 (ЮЗГУ) 2022 г.


ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ, РОБОТОВ И ИХ КОНСТРУИРОВАНИЕ

Методические указания по выполнению самостоятельной работы
для студентов направления подготовки
15.03.06 «Мехатроника и робототехника»

Курск 2022

УДК 621.(076.1)

Составитель: Е.Н. Политов

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент Юго-Западного
государственного университета *А.Н. Рукавицын*

**Детали мехатронных модулей, роботов и их
конструирование:** методические указания по выполнению
самостоятельной работы для студентов направления подготовки
15.03.06 Мехатроника и робототехника / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.
Е.Н. Политов. Курск, 2022. 97 с.

Изложены теоретические предпосылки, описание и
конкретные методические указания к практическим работам по
курсу «Детали мехатронных модулей, роботов и их
конструирование», а примеры решения задач и задания для
самостоятельного выполнения.

Методические указания соответствуют требованиям
Федерального государственного образовательного стандарта.

Предназначены для студентов направления подготовки
15.03.06 «Мехатроника и робототехника» всех форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Усл. печ. л. . Уч.-изд. л . Тираж экз. Заказ *21040*
Бесплатно.

Юго - Западный государственный университет
305040, г. Курск, ул.50 лет Октября, 94.

СОДЕРЖАНИЕ

1 Основные требования по выполнению и защите расчётных (самостоятельных) работ	4
2 Расчёт деталей мехатронных модулей на растяжение-сжатие	9
3 Расчёт валов мехатронных модулей на кручение	21
4. Расчёт звена манипулятора на плоский изгиб	30
5. Расчёт направляющей манипулятора на плоский изгиб	41
6. Геометрические характеристики плоских сечений. Сортамент материалов	48
7 Тестовые задания для самоконтроля по теме «Основы расчета и проектирования деталей и узлов роботов»	50
8 Преобразователи движения (передаточные механизмы)	54
8.1 Расчет кинематических и силовых параметров передаточных механизмов	54
8.2. Решение задач об определении передаточного отношения зубчатых механизмов	68
9 Валы и оси. Расчет на прочность валов мехатронных модулей	70
10 Расчетно-конструкторская документация проекта мехатронного модуля	92
Список рекомендуемой литературы	96

1 ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ И ЗАЩИТЕ РАСЧЁТНЫХ (САМОСТОЯТЕЛЬНЫХ) РАБОТ

При изучении дисциплины «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование» наибольшие трудности у студентов возникают при решении практических задач.

Вместе с тем, именно решение задач в значительной степени способствует развитию инженерного мышления у студентов, приобретение ими необходимых навыков прочностных расчётов элементов мехатронных модулей, роботов и инженерных конструкций.

В настоящей методической разработке подробно рассмотрено решение типовых задач расчета и конструирования простейших элементов мехатронных модулей и роботов, а также изложены требования по выполнению и оформлению индивидуальных расчётно-графических работ по дисциплине «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование».

Все расчётно-графические работы выполняются на стандартных листах формата А4, скреплённых в тетрадь. Титульный лист оформляется в соответствии с требованиями ЕСКД. Пример оформления титульного листа приведен на рис. 1.1

МИНОБРНАУКИ РОССИИ		
Федеральное государственное образовательное учреждение высшего образования «Юго-Западный государственный университет» (ЮЗГУ)		
<i>Кафедра механики, мехатроники и робототехники</i>		
Расчётная работа <i>Расчёт на прочность типовых элементов мехатронных модулей и роботов</i>		
<i>Вариант 10</i>		
Выполнил:	ст. гр. МТ-216	Иванов А.С.
Проверил:	к.т.н., доц.	Петров Е.Н.
Курск 2023		

Рис. 1.1. Пример оформления титульного листа

Расчётно-пояснительная записка должна быть достаточно краткой, без лишних подробных пояснений и теоретических выводов, имеющих в учебниках и других учебных пособиях, но не слишком краткой, содержащей одни только формулы и вычисления.

Формулы, приводимые в записке, должны быть, как правило, записаны сначала в общем виде, а затем уже должна быть произведена подстановка исходных данных и выполнены необходимые вычисления. При подстановке исходных данных нужно внимательно следить за соблюдением одинаковой размерности.

Все записи в расчётно-пояснительной записке ведутся чернилами синего или чёрного цвета на одной стороне писчей бумаги чётким разборчивым почерком, с расстоянием между строками 10-12 мм. Более предпочтительным является оформление записки с применением ЭВМ в любом текстовом редакторе (MS

Word, Open Office и др.), при этом желательно применение шрифтов 12 или 14 кегля и полуторный интервал между строками.

Изложение текстового материала записки следует вести от первого лица или в безличной форме. Текст всей записки должен быть выдержан в едином стиле.

Графическая часть работы выполняется на бумаге формата А4 карандашом или гелевой ручкой чёрного цвета с применением необходимых чертёжных инструментов. Приветствуется использование компьютерных графических редакторов (Компас, AutoCad, MS Word, Corel Draw и др.).

В соответствии с заданной схемой по числовым данным вычерчивается в масштабе схема элемента конструкции, на которой проставляются исходные данные (размеры), а также наносится заданная нагрузка. Эпюры внутренних усилий (напряжений, деформаций) должны вычерчиваться строго под расчётной схемой (бруса, балки, вала) или рядом с ней. На расчётной схеме должны быть отмечены все сечения, для которых определяются внутренние усилия, на эпюрах обязательно проставляются значения вычисленных характерных ординат.

Каждым студентом все задачи расчётно-графической работы должны выполняться и отдаваться преподавателю на проверку в сроки, предусмотренные графиком работы студентов в текущем семестре. После исправления всех ошибок, отмеченных преподавателем при проверке, каждая задача расчётно-графической работы должна быть защищена.

На защиту студент получает задание на решение задачи по соответствующему разделу курса. Если студент решил задачу, и у преподавателя нет никаких дополнительных замечаний по расчётно-графической работе, то защита считается законченной. В случае если студент при защите не справляется с решением типовых задач, то преподавателем назначается дополнительная защита (не более двух раз).

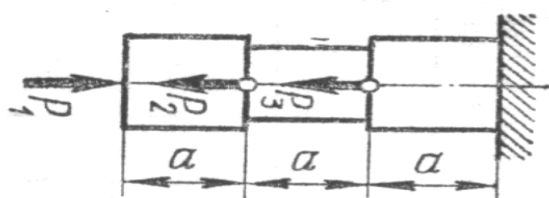
2. РАСЧЁТ ДЕТАЛЕЙ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ НА РАСТЯЖЕНИЕ-СЖАТИЕ

2.1 Условие задачи

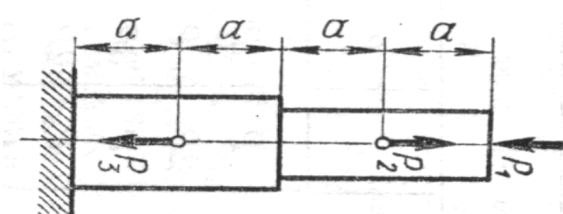
Для заданной схемы (рис.2.1) требуется:

1. Построить эпюру осевых нагрузок.
2. Определить размер *квадратного* сечения стержня исходя из условий прочности.
3. Для выбранного размера сечения построить эпюру деформаций стержня. При этом принять: модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа

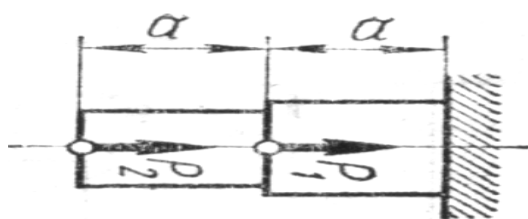
Данные для расчёта взять из таблицы 2.1.



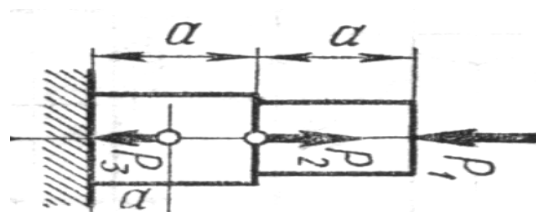
1



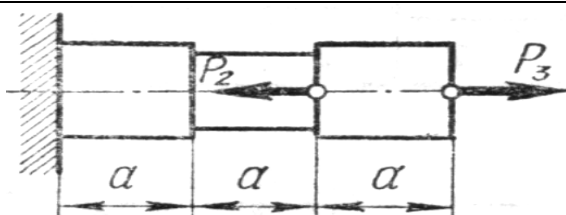
2



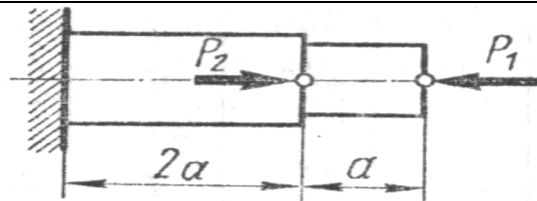
3



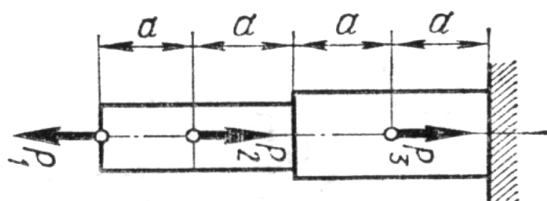
4



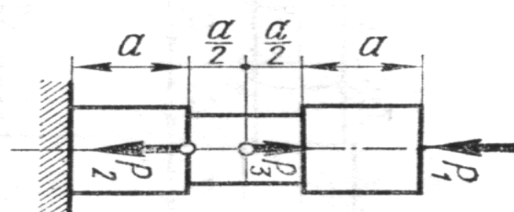
5



6



7



8

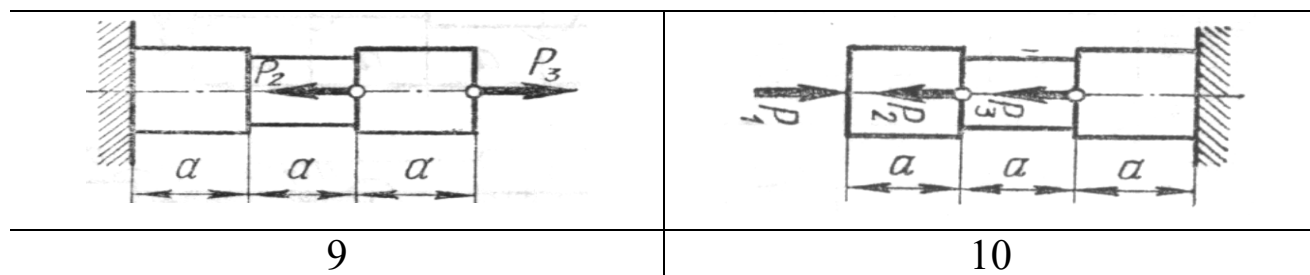


Рис. 2.1. Варианты расчётных схем стержней

Табл. 2.1 - Исходные данные для расчетов

Вариант	Сила, кН			Продольный размер a , м	Допускаемое нормальное напряжение $[\sigma]$, МПа
	P_1	P_2	P_3		
1	10	20	30	1	100
2	8	16	24	1,5	110
3	6	12	18	2	120
4	3	10	6	0,8	90
5	15	4	9	1,2	130
6	12	7	8	1,6	95
7	10	7	20	1	105
8	12	14	5	1,5	140
9	6	9	12	2	125
10	12	9	6	0,8	120

2.2 Общие теоретические сведения

Исполнительные звенья и органы манипуляторов в процессе выполнения технологических операций испытывают различные по характеру и величине воздействия со стороны обрабатываемых деталей и сред.

Форма исполнительного органа может быть разной в зависимости от его функционального назначения, однако, в ряде случаев его можно представить в виде стержня определенных размеров, к которому приложены разные силы. Весом стержня во многих случаях можно пренебречь.

При решении задач на прочность вводятся следующие допущения:

- материал однороден – обладает во всех точках одинаковыми свойствами;
- материал имеет сплошное строение;
- материал изотропен – обладает во всех направлениях одинаковыми свойствами
- деформации элемента конструкции существенно меньше размеров элемента

Внутренние силы.

Под действием внешних сил элементы конструкции и сами конструкции могут испытывать смещения и изменять свою форму. При этом взаимодействие между частями внутри элемента конструкции характеризуется внутренними силами. На практике внутренние силы могут характеризовать прочностную надежность детали или конструкции и их определение имеет важное значение.

Для нахождения внутренних сил используется метод сечений, при котором тело мысленно рассекается на две части и рассматривается равновесие какой-то части, а действие отброшенной части заменяется действием реакции. На рис. 2.2 показаны основные типы сил, действующих в сечениях.

Составляющая \bar{N} называется нормальной или продольной силой и вызывает деформацию растяжения или сжатия. Составляющие \bar{Q} , \bar{Q}_x , \bar{Q}_y называются поперечными, перпендикулярны нормалю и стремятся сдвинуть одну часть тела относительно другой. Составляющая $M_z = T$ называется крутящим моментом и скручивает тело. Моменты M , M_y , M_x называются изгибающими моментами и изгибают тело.

Для определения внутренних силовых факторов составляются уравнения равновесия отсеченной части тела.

Растяжением (сжатием) называется такой вид деформации, при котором в любом поперечном сечении стержня возникает только продольная растягивающая (сжимающая) сила.

Такая нагрузка возникает, например, при сверлении отверстий, обработке деталей давлением, сварке и т.п.

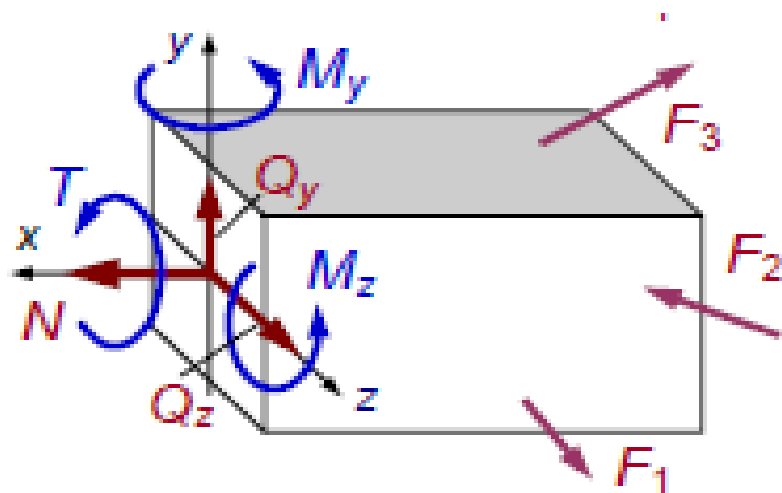


Рис. 2.2. Схемы внутренних и внешних сил

При такой деформации вводятся следующие допущения: поперечные сечения стержня плоские и нормальные к его оси до деформации остаются плоскими и нормальными после деформации – гипотеза плоских сечений, или *гипотеза Бернулли*.

В соответствии с этой гипотезой в поперечном сечении возникают только нормальные напряжения, равномерно распределенные по сечению:

$$\sigma = N/F,$$

где N – продольная сила; F – площадь поперечного сечения.

Для наглядного изображения изменения нормальных напряжений в поперечных сечениях стержня (по его длине) строится эпюра нормальных напряжений. При этом считают, что продольная сила при растяжении имеет знак «плюс», а при сжатии – знак «минус».

Осью этой эпюры является отрезок прямой, равный длине стержня и параллельный его оси. При стержне постоянного сечения эпюра нормальных напряжений имеет такой же вид, как и эпюра продольных сил (она отличается от нее лишь принятым масштабом). При стержне же переменного сечения вид этих двух эпюр различен; в частности, для стержня со ступенчатым законом изменения поперечных сечений эпюра нормальных напряжений имеет скачки не только в сечениях, в которых приложены сосредоточенные осевые нагрузки (где имеет скачки эпюра продольных сил), но и в местах изменения размеров поперечных сечений.

Под действием силы P брус удлиняется на некоторую величину Δl , которая называется полным (или абсолютным) удлинением (абсолютной продольной деформацией):

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}.$$

Брусья из различных материалов удлиняются различно. Для случаев, когда напряжения в бруске не превышают предела пропорциональности, опытом установлена следующая зависимость:

$$\varepsilon = \frac{N}{EF},$$

где N – продольная сила в поперечных сечениях бруса; F – площадь поперечного сечения бруса; E – коэффициент, зависящий от физических свойств материала.

Учитывая, что нормальное напряжение в поперечном сечении бруса $\sigma = N/F$, получаем $\varepsilon = \sigma/E$. Откуда $\sigma = \varepsilon E$.

Абсолютное удлинение бруса выражается формулой:

$$\Delta l = \varepsilon l = \frac{Nl}{EF}.$$

Более общей является следующая формулировка *закона Гука*: относительная продольная деформация прямо пропорциональна нормальному напряжению. В такой формулировке закон Гука используется не только при изучении растяжения и сжатия брусков, но и в других разделах курса.

Величина E называется *модулем упругости первого рода*. Это физическая постоянная материала, характеризующая его жесткость. Чем больше значение E , тем меньше при прочих равных условиях продольная деформация. Модуль упругости выражается в тех же единицах, что и напряжение, т.е. в паскалях (Па).

Произведение EF называется *жесткостью* поперечного сечения бруса при растяжении и сжатии.

Кроме продольной деформации, при действии на брус сжимающей или растягивающей силы наблюдается также поперечная деформация. При сжатии бруса поперечные размеры его увеличиваются, а при растяжении – уменьшаются. Если поперечный размер бруса до приложения к нему сжимающих сил P обозначить B , а после приложения этих сил $B - \Delta B$, то величина ΔB будет обозначать абсолютную поперечную деформацию бруса.

Отношение $\varepsilon' = \Delta B / B$ является *относительной поперечной деформацией*.

Опыт показывает, что при напряжениях, не превышающих предела упругости, относительная поперечная деформация прямо пропорциональна относительной продольной деформации, но имеет обратный знак: $\varepsilon' = -\mu\varepsilon$.

Коэффициент пропорциональности μ зависит от материала бруса. Он называется *коэффициентом поперечной деформации* (или коэффициентом Пуассона) и представляет собой отношение относительной поперечной деформации к продольной, взятое по абсолютной величине, т.е. коэффициент Пуассона наряду с модулем упругости E характеризует упругие свойства материала.

Коэффициент Пуассона определяется экспериментально. Для различных материалов он имеет значения от нуля (для пробки) до величины, близкой к 0,50 (для резины и парафина). Для стали коэффициент Пуассона равен 0,25...0,30; для ряда других металлов (чугуна, цинка, бронзы, меди) он имеет значения от 0,23 до 0,36.

Определение величины поперечного сечения стержня выполняется на основании условия прочности:

$$\sigma_{\max} = NF \leq [\sigma],$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Прочность конструкции, выполненной из хрупкого металла, считается обеспеченной, если во всех поперечных сечениях всех ее элементов фактические напряжения меньше предела прочности материала.

Поэтому необходимо, чтобы наибольшие напряжения, полученные в результате расчета конструкции (*расчетные напряжения*), не превышали некоторой величины, меньшей предела прочности, называемой *допускаемым напряжением*. Значение допускаемого напряжения устанавливается путем деления предела прочности на величину, большую единицы, называемую *коэффициентом запаса*. В соответствии с изложенным *условие прочности* конструкции, выполненной из хрупкого материала, выражается в виде:

$$\sigma_p \leq [\sigma_p]; \sigma_c \leq [\sigma_c],$$

где σ_p и σ_c – наибольшие расчетные растягивающие и сжимающие напряжения в конструкции; $[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$ – допускаемые напряжения при растяжении и сжатии, соответственно. (В случае, когда

решающими для прочности конструкции являются не нормальные, а касательные напряжения, условие прочности имеет вид $\tau \leq [\tau]$.)

Допускаемые напряжения $[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$ зависят от пределов прочности материала на растяжение $\sigma_{р}$ и сжатие $\sigma_{с}$ и определяются выражениями

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{\hat{a}\delta}}{[n_{\hat{a}}]}; \quad [\sigma_{\hat{n}}] = \frac{\sigma_{\hat{a}\hat{n}}}{[n_{\hat{a}}]},$$

где $[n_{\hat{a}}]$ – нормативный (требуемый) коэффициент запаса прочности по отношению к пределу прочности.

Для конструкций из пластичных материалов (у которых пределы прочности на растяжение и сжатие одинаковы) используется следующее условие прочности:

$$\sigma \leq [\sigma],$$

где σ – наибольшее по абсолютной величине сжимающее или растягивающее расчетное напряжение в конструкции.

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ для пластичных материалов определяется по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_T]},$$

где $[n_T]$ – нормативный (требуемый) коэффициент запаса прочности по отношению к пределу текучести.

Расчет прочности, выполняемый с использованием условий прочности, называется расчетом по допускаемым напряжениям. Нагрузка, при которой наибольшие напряжения в конструкции равны допускаемым напряжениям, называется допускаемой.

При расчете конструкций на прочность встречаются три вида задач, различающихся формой использования условий прочности:

- а) проверка напряжений (проверочный расчет);
- б) подбор сечений (проектный расчет);
- в) определение грузоподъемности (определение допускаемой нагрузки).

При проверке напряжений площади поперечных сечений F и продольные силы N известны и расчет заключается в вычислении расчетных (фактических) напряжений σ в характерных сечениях элементов. Полученное при этом наибольшее напряжение сравнивают затем с допускаемым:

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

При подборе сечений определяют требуемые площади $[F]$ поперечных сечений элемента (по известным продольным силам N и допускаемому напряжению $[\sigma]$). Принимаемые площади сечений F должны удовлетворять условию прочности, выраженному в следующем виде:

$$F \geq [F] = \frac{N}{[\sigma]}.$$

При определении грузоподъемности по известным значениям F и допускаемому напряжению $[\sigma]$ вычисляют допускаемые величины $[N]$ продольных сил: $[N] = F \cdot [\sigma]$. По полученным значениям $[N]$ затем определяются допускаемые величины внешних нагрузок $[P]$.

Более подробно об основных принципах расчета стержней на прочность при растяжении (сжатии) и о процессах, происходящих при таком виде деформации, можно ознакомиться в соответствующей литературе [2-4].

2.3 Пример выполнения задания

Для заданной схемы (рис.2.3) требуется:

Построить эпюру осевых нагрузок.

Определить размер квадратного сечения стержня исходя из условий прочности.

Для выбранного размера сечения построить эпюру деформаций стержня. Принять: модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, линейные размеры $AB = BC = CD = DE = 1$ м.

Основные данные следующие.

Силы: $P_1 = 6$ кН, $P_2 = 8$ кН, $P_3 = 10$ кН

Допускаемое нормальное напряжение $[\sigma] = 200$ МПа.

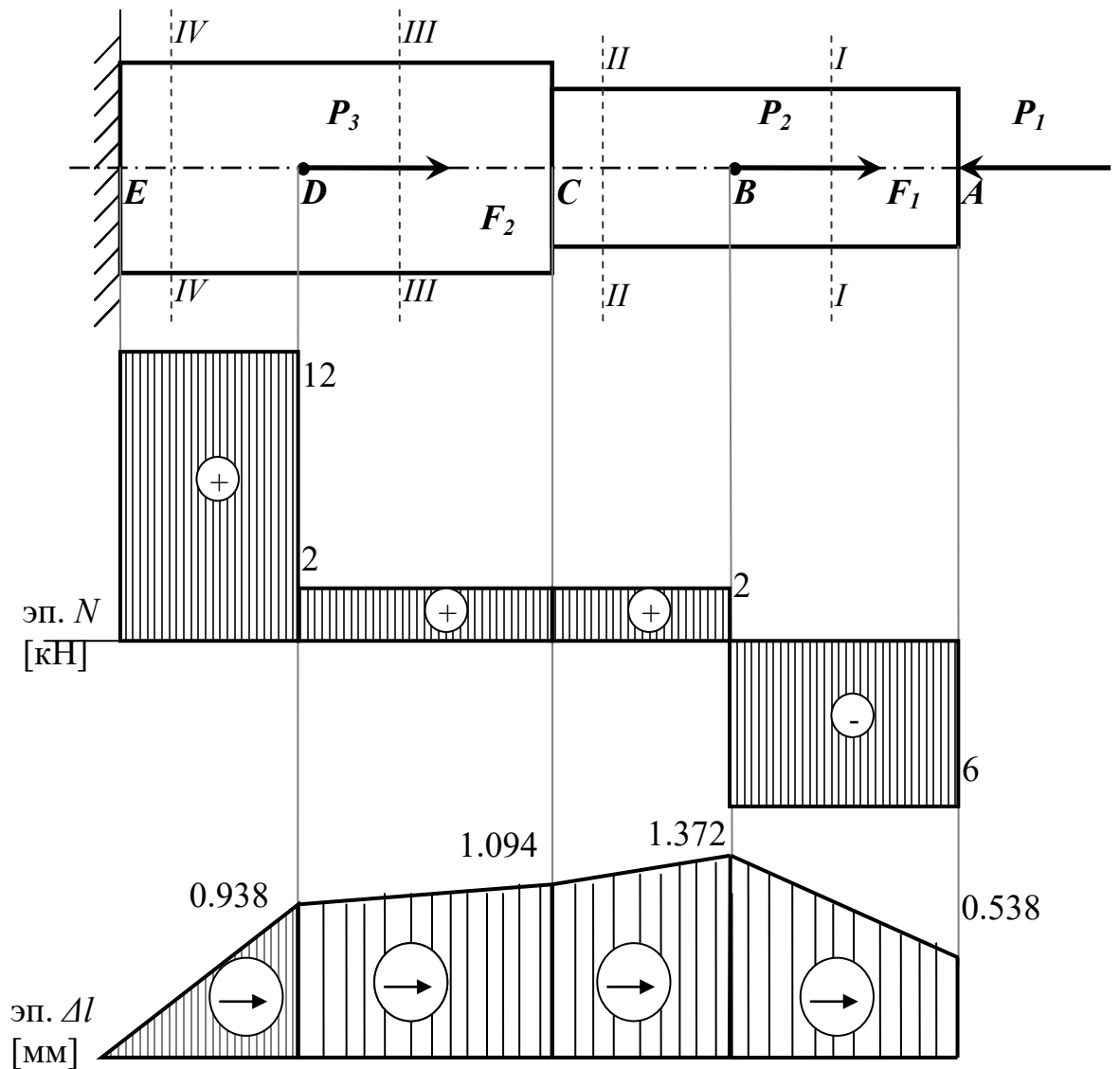


Рис. 2.3. Расчётная схема, эпюры внутренних продольных сил и эпюра перемещений сечений стержня

На рис. 2.3 обозначено: F_1 , F_2 – площадь поперечного сечения ступеней бруса.

Решение.

Расставим характерные точки (сечения) – те, в которых приложены нагрузки или изменяется характер поперечного сечения (форма, размер).

В данном случае таких характерных точек 5: A , B , C , D , E . В точках A , B , D и E приложены нагрузки: соответственно сосредоточенные силы P_1 , P_2 , P_3 и реакция заделки, вообще говоря, подлежащая определению из условия равновесия бруса.

В данном случае, когда стержень (брус) имеет опору в виде жёсткого защемления с одной стороны и является статически

определимой конструкцией, продольную реакцию связи (заделки) можно не определять, если при этом начинать решение задачи с конца, наиболее удалённого от заделки и продвигаться в решении в направлении опоры.

В точке C сечение стержня согласно схеме меняет площадь поперечного сечения.

Таким образом, необходимо рассмотреть 4 характерных участка стержня, начиная с правого конца его, т.е. с точки A .

Рассмотрим характерный участок AB .

Мысленно проведём поперечное сечение стержня $I-I$ между точками A и B , отбросим левую часть бруса, оставив в рассмотрении правую, действие отброшенной части заменив реакцией.

Направив реакцию N в сторону от сечения, т.е. считая внутреннее усилие растягивающим, получим следующую картину приложенных к ней сил (рис. 11).

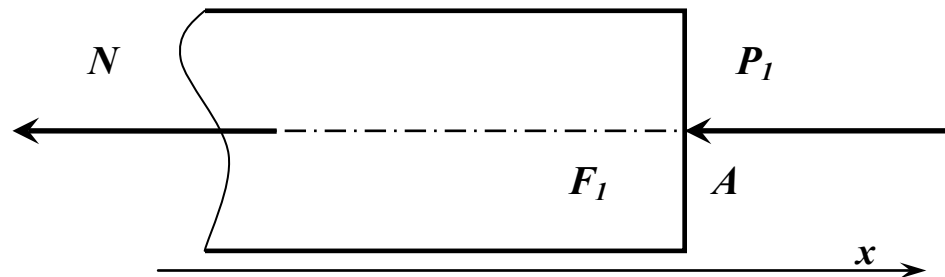


Рис. 2.4. Баланс сил, действующих в сечении $I-I$ стержня

Из условия равновесия (равенство проекций сил на ось x , получим:

$$N = - P_1 = - 6 \text{ кН},$$

т.е. внутренняя продольная сила в сечении $I-I$ является не растягивающей, а сжимающей.

Для определения знака внутренней силы при растяжении (сжатии) стержня можно пользоваться правилом: если приложенная к брусу внешняя продольная нагрузка направлена в сторону его сжатия, то внутренняя сила также будет сжимающей и иметь знак «-».

Не сложно установить, что значение внутренней силы N неизменно на всём участке AB .

Выбирая масштаб, строим соответствующий участок эпюры продольных сил (в размерности кН), сила N на участке AB постоянна.

Далее рассмотрим участок BC .

Проведем сечение $II-II$ в произвольном месте между точками B и C . Отбросим левую часть, её действие заменим реакцией, направим реакцию в сторону от сечения, считая её растягивающей силой.

Получим баланс сил, показанный на рис. 2.5.

Из условия равновесия имеем:

$$N = -P_1 + P_2 = -6 + 8 = 2 \text{ кН},$$

т.е. внутренняя продольная сила в сечении $II-II$ является растягивающей.

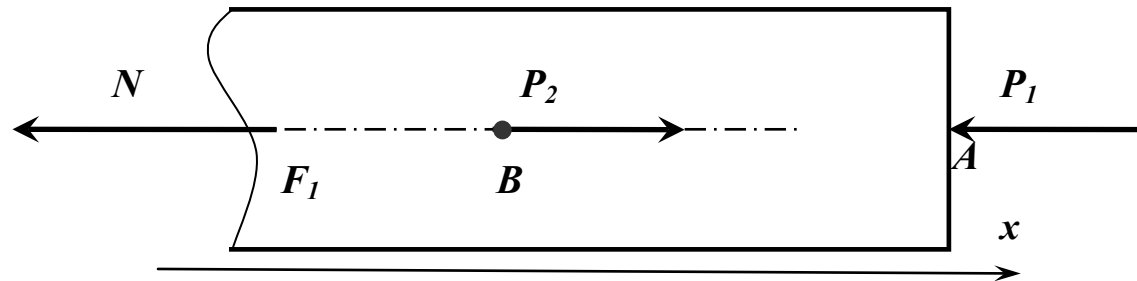


Рис. 2.5. Баланс сил, действующих в сечении $II-II$ стержня

Строим соответствующий участок эпюры продольных сил, сила N на участке BC постоянна.

Аналогично рассматриваем остальные участки стержня, проводя сечения $III-III$ и $IV-IV$ соответственно и вновь отбрасывая левую часть бруса.

Участок CD :

$$N = -P_1 + P_2 = -6 + 8 = 2 \text{ кН}$$

Участок DE :

$$N = -P_1 + P_2 + P_3 = -6 + 8 + 10 = 12 \text{ кН}$$

Строим соответствующие участки эпюры продольных сил.

Условие прочности при растяжении (сжатии) стержня имеет вид:

$$\sigma_{\max} = \left| \frac{N}{A} \right|_{\max} \leq [\sigma], \quad (2.1)$$

где σ_{max} – наибольшее по модулю нормальное напряжение на соответствующей ступени стержня, N – продольное усилие в сечении стержня, A – площадь поперечного сечения соответствующей ступени бруса, $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение, зависящее от материала стержня.

Поскольку поперечные сечения стержня квадратные, то сторона квадрата h определится как: $h = \sqrt{A}$.

В данном случае брус имеет две ступени, соответственно необходимо рассмотреть условия равновесия (2.1) для каждой из ступеней.

Для ступени 1:

$$\sigma_{max} = \left| \frac{N_{II}}{F_1} \right|_{max} \leq [\sigma],$$

где N_{II} – продольная внутренняя сила в сечении II (наибольшая по модулю для участка AC), F_1 – площадь поперечного сечения ступени 1

Тогда размер сечения для ступени 1 определится из выражения:

$$h_1 \geq \sqrt{\frac{N_{II}}{[\sigma]}} \quad (2.2)$$

Для ступени 2:

$$\sigma_{max} = \left| \frac{N_{IV}}{F_2} \right|_{max} \leq [\sigma],$$

где N_{IV} – продольная внутренняя сила в сечении IV (наибольшая по модулю для участка CE), F_2 – площадь поперечного сечения ступени 2

Тогда размер сечения для ступени 2 определится из выражения:

$$h_2 \geq \sqrt{\frac{N_{IV}}{[\sigma]}} \quad (2.3)$$

Подставляя числовые данные в выражения (2.2) и (2.3), определим размеры поперечных сечений стержня, при которых прочность бруса будет обеспеченной.

$$h_1 \geq \sqrt{\frac{6 \cdot 10^3 \text{ Н}}{200 \cdot 10^6 \text{ Па}}} = 0,0055 \text{ (м)} \text{ или } 6 \text{ мм}$$

$$h_2 \geq \sqrt{\frac{12 \cdot 10^3 \text{ Н}}{200 \cdot 10^6 \text{ Па}}} = 0,0077 \text{ (м)} \text{ или } 8 \text{ мм}$$

Теперь определим деформацию характерных сечений стержня.

Деформация участка стержня с неизменными площадью и модулем упругостью определяется по формуле:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot F} \quad (2.4)$$

где N – продольная сила, действующая на данном участке (алгебраическое её значение), Н

l – длина участка, м

E – модуль упругости материала стержня, Па

F – площадь поперечного сечения стержня на данном участке, м².

Определение деформаций стержня начнем с точки E , т.к. жесткая заделка препятствует перемещению стержня вдоль продольной оси, т.е. точка E не изменит своего положения под действием приложенных сил.

Следовательно, $\Delta l_E = 0$

Найдем перемещение точки D относительно точки E по формуле (2.4).

Для данного участка $N = N_{IV} = 12$ кН (см. эпюру N), а площадь поперечного сечения равна $F_2 = h_2^2$

$$\text{Получим } \Delta l_{DE} = \frac{12 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0.008^2} = 0.0009375 \text{ м} = 0,9375 \text{ мм},$$

$$\text{тогда } \Delta l_D = \Delta l_E + \Delta l_{DE} = 0 + 0,9375 = 0,9375 \text{ мм}$$

Аналогично найдем перемещения остальных характерных точек.

$$\Delta l_{CD} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0.008^2} = 0.0001563 \text{ м} = 0,1563 \text{ мм},$$

$$\text{тогда } \Delta l_C = \Delta l_D + \Delta l_{CD} = 0,9375 + 0.1563 = 1,0938 \text{ мм}$$

Для участка CA размер поперечного сечения равен h_1 , и это необходимо учитывать в расчетах.

$$\Delta l_{CB} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0.006^2} = 0.000278 \text{ м} = 0,278 \text{ мм},$$

$$\text{тогда } \Delta l_B = \Delta l_C + \Delta l_{BC} = 1.0938 + 0.278 = 1,3716 \text{ мм}$$

$$\Delta l_{AB} = \frac{-6 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0.006^2} = -0.000834 \text{ м} = -0,834 \text{ мм},$$

(знак «-» соответствует знаку для силы по эпюре N на данном участке).

$$\text{тогда } \Delta l_A = \Delta l_B + \Delta l_{AB} = 1.3716 - 0.834 = 0,5376 \text{ мм}$$

Таким образом, общее удлинение стержня составляет 0,538 мм. Эпюра деформаций показана на рисунке 2.4.

2.4 Контрольные вопросы

1. Что такое растяжение (сжатие) стержня
2. Как определяются внутренние силы?
3. Условие прочности при растяжении
4. Как определяются деформации стержня при растяжении?

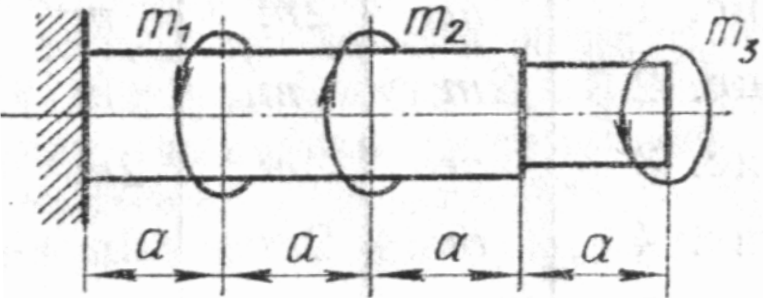
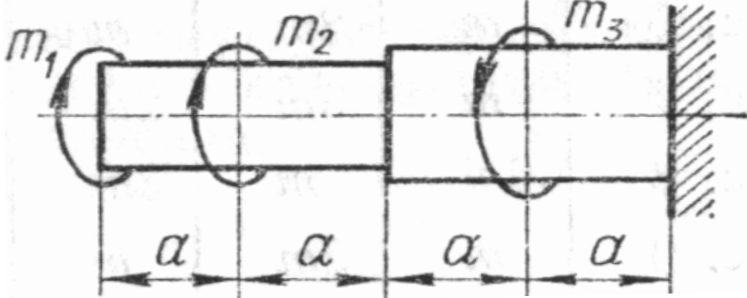
3. РАСЧЁТ ВАЛОВ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ НА КРУЧЕНИЕ

3.1 Условие задачи

К ступенчатому валу (рис. 3.1), имеющему сплошное поперечное сечение, приложено несколько крутящих моментов. Один конец вала жёстко закреплён в опоре, а противоположный конец – свободен и его торец имеет угловые перемещения относительно заделки. Требуется:

- 1) построить эпюру крутящих моментов по длине вала;
- 2) при заданном значении допускаемого напряжения на кручение определить диаметры d_1 и d_2 вала из расчёта на прочность, полученные значения округлить по ГОСТ 6636–69 до ближайшего значения из ряда Ra40: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160 мм.
- 3) построить эпюру действительных напряжений кручения по длине вала.

Данные для расчета взять из таблицы 3.1.

1	
2	

3	<p>Diagram 3 shows a shaft with four segments of length a. The segments are labeled with moments m_1, $3m_2$, m_3, and a fixed support at the right end.</p>
4	<p>Diagram 4 shows a shaft with four segments of length a. The segments are labeled with moments $2m_1$, m_2, m_3, and a fixed support at the left end.</p>
5	<p>Diagram 5 shows a shaft with four segments of length a, $2a$, a, and a. The segments are labeled with moments $3m_1$, m_2, m_3, and a fixed support at the right end.</p>
6	<p>Diagram 6 shows a shaft with four segments of length $2a$, a, a, and a. The segments are labeled with moments $2m_1$, m_1, m_2, and a fixed support at the left end.</p>
7	<p>Diagram 7 shows a shaft with four segments of length a, $2a$, $2a$, and a. The segments are labeled with moments m_1, m_2, m_3, and a fixed support at the right end.</p>

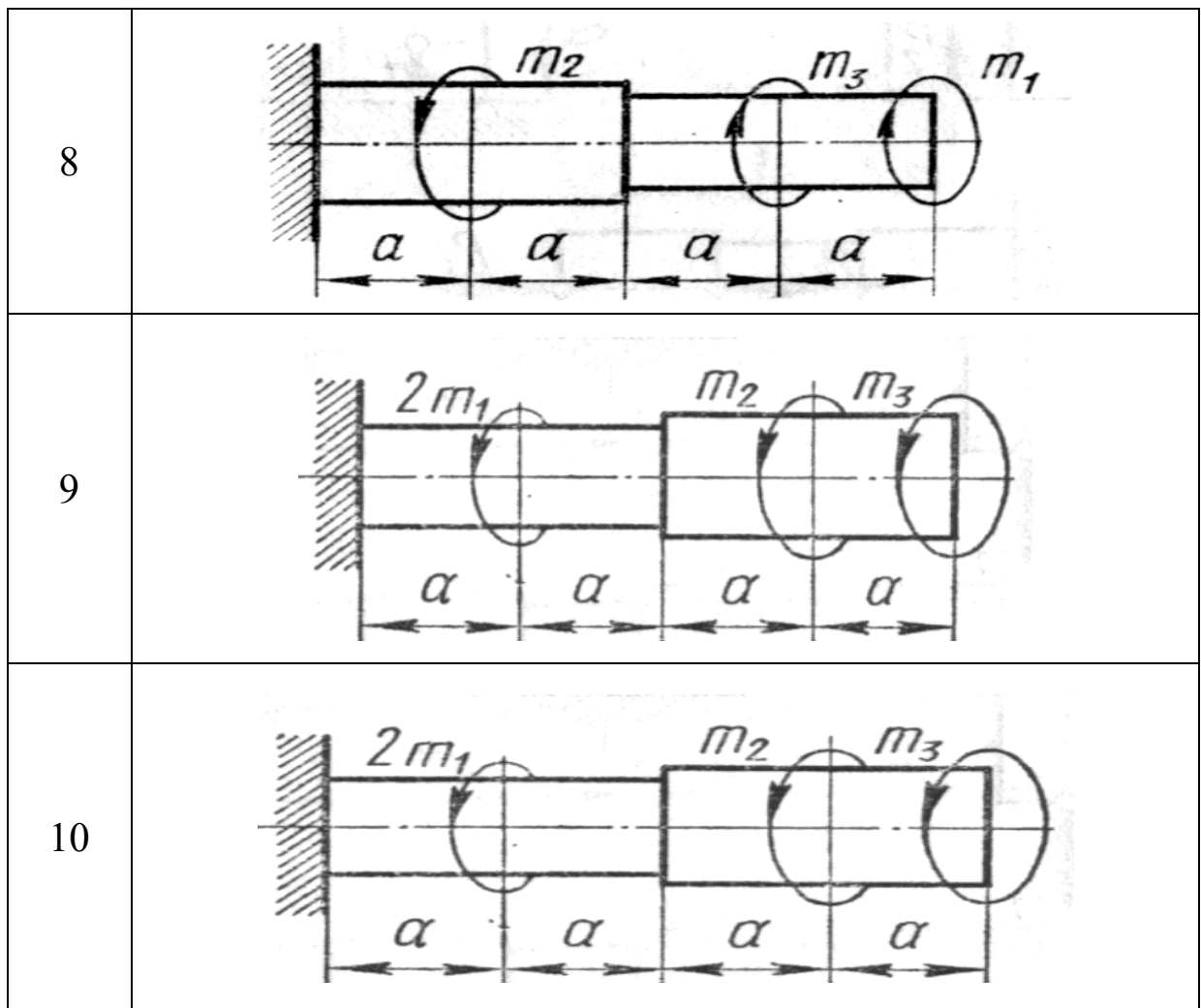


Рис. 3.1. Варианты расчётных схем валов

Таблица 3.1 - Исходные данные для расчёта вала

Вариант	Крутящий момент, Н·м			Допускаемое касательное напряжение $[\tau]$, МПа
	m_1	m_2	m_3	
1	10	20	30	10
2	10	20	40	12
3	10	30	50	15
4	20	10	30	14
5	30	20	10	11
6	20	30	10	13
7	14	22	10	10
8	12	18	30	12
9	15	11	3	15
10	12	4	16	14

3.2 Общие теоретические сведения

Кручением называется такой вид деформации, при котором в поперечных сечениях действует только крутящий момент, а остальные силовые факторы отсутствуют.

Вращающиеся и работающие на кручение стержни называются *валами*.

Для определения значений крутящих моментов по длине вала строится эпюра крутящих моментов. Знак «плюс» у крутящего момента выбирается в том случае, если наблюдатель смотрит на поперечное сечение со стороны внешней нормали и видит момент направленным по часовой стрелке. В противном случае момент считается отрицательным.

При кручении стержня происходит поворот одного сечения относительно другого на некоторый угол φ , называемый *углом закручивания* (рис. 3.2, 3.3, а).

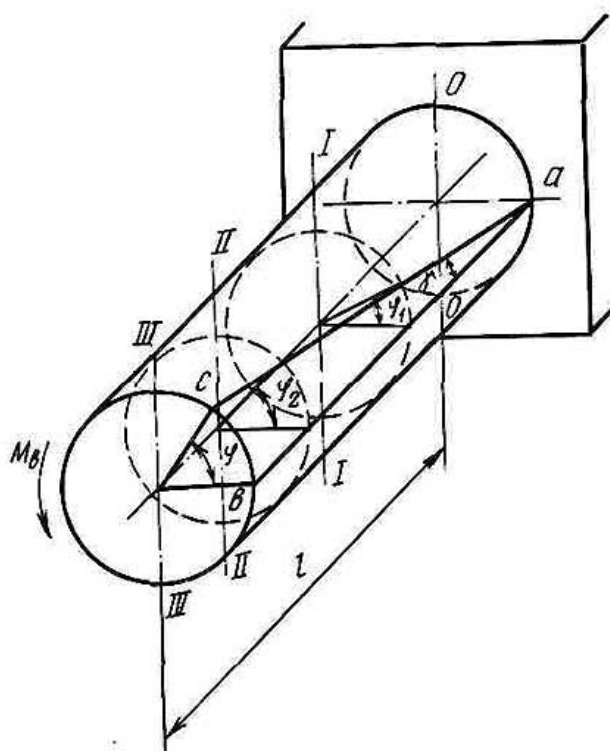


Рис. 3.2. Схема деформации вала при кручении

Относительным углом закручивания называется отношение угла закручивания на единицу длины стержня

$$\Theta = \frac{d\varphi}{dx}.$$

В поперечных сечениях стержня возникают касательные напряжения, различные в разных точках поперечного сечения [2-4], значение которых пропорционально расстоянию от точки до центра сечения (рис. 3.3, б)

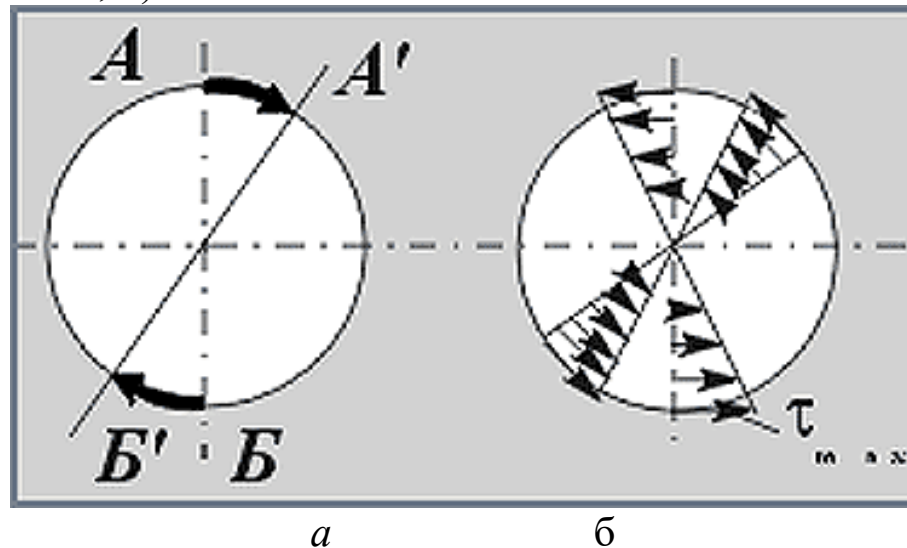


Рис. 3.3. Касательные напряжения и деформации при кручении:

а – поворот сечений при кручении; б – эпюра касательных напряжений по сечению

Наибольшее касательное напряжение τ в сечении определяется по формуле:

$$\tau = T/W_p, \quad (3.1)$$

где T – крутящий момент в сечении, W_p – полярный момент сопротивления или момент сопротивления при кручении (геометрическая характеристика); $W_p = 0,2d^3$ – для круглого сплошного сечения.

Условие прочности при кручении имеет вид:

$$\tau_{\max} = \frac{|T_{\max}|}{W_p} \leq [\tau], \quad (3.2)$$

где τ_{\max} – максимальное касательное напряжение в сечении вала, T_{\max} – наибольший по модулю крутящий момент по длине вала, $[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение материала вала.

При известном значении крутящего момента в сечении и заданном материале вала можно подобрать диаметр вала сплошного сечения:

$$d = 1,72 \sqrt[3]{\frac{T}{[\tau]}}. \quad (3.3)$$

На работоспособность элементов конструкций существенное влияние оказывает их жесткость – способность сопротивляться деформированию. Для валов ее оценивают путем сопоставления расчетных абсолютных или относительных углов закручивания и допускаемых:

$$\varphi \leq [\varphi].$$

Условие жесткости вала имеет вид

$$\varphi = \frac{Tl}{GI_p} \leq [\varphi], \quad (3.4)$$

где l – длина вала;

G – модуль упругости 2 рода (механическая характеристика материала);

I_p – полярный момент инерции поперечного сечения; для круглого сечения $I_p = 0,1d^4$

или:

$$\Theta_{\max} = \frac{T_{\max}}{GI_p} \leq [\Theta], \quad (3.5)$$

Более подробно об основных принципах расчета стержней на прочность при кручении и о процессах, происходящих при таком виде деформации, можно ознакомиться в соответствующей литературе [2-4].

3.3 Пример выполнения задания

К стальному ступенчатому валу, имеющему сплошное поперечное сечение, приложены четыре момента (рис. 3.3). Левый конец вала жёстко закреплен в опоре, а правый конец – свободен и его торец имеет угловые перемещения относительно левого конца. Требуется:

- 1) построить эпюру крутящих моментов по длине вала;
- 2) при заданном значении допускаемого напряжения на кручение определить диаметры d_1 и d_2 вала из расчёта на прочность, полученные значения округлить;
- 3) построить эпюру действительных напряжений кручения по длине вала.

Дано:

$$T_1 = 5,9 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad T_2 = 2,9 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad T_3 = 1,9 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad T_4 = 0,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$[\tau] = 50 \text{ МПа}$$

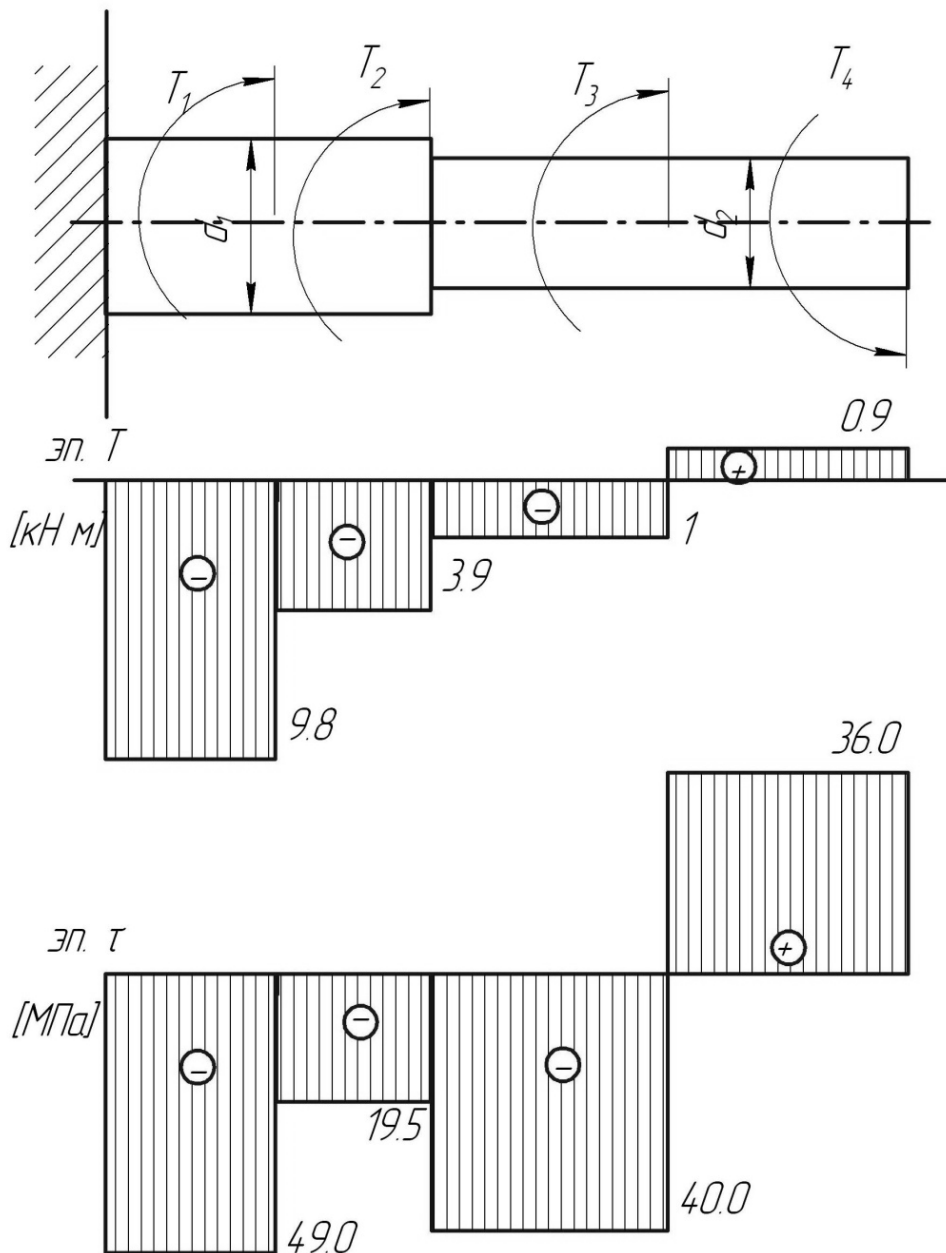


Рис. 3.3. Расчётная схема вала и эпюры крутящих моментов и касательных напряжений

Решение.

Реактивный момент в заделке можно не определять, если при этом начинать решать задачу со свободного конца, двигаясь справа налево.

Рассмотрим 4 характерных участка.

Используем метод сечений.

Участок I (1-2):

Проведем сечение между точками 1 и 2, отбросим левую часть вала, оставим в рассмотрении правую, действие отброшенной части заменим реактивным крутящим моментом. Уравновесив вырезанный участок бруса, получим:

$$T = T_4 = 0,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Аналогично рассмотрим остальные участки.

Участок II (2-3)

$$T = T_4 - T_3 = 0,9 - 1,9 = -1 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Участок III (3-4)

$$T = T_4 - T_3 - T_2 = 0,9 - 1,9 - 2,9 = -3,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Участок IV (4-5)

$$T = T_4 - T_3 - T_2 - T_1 = 0,9 - 1,9 - 2,9 - 5,9 = -9,8 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

По полученным данным строим эпюру крутящих моментов, соответствующие участки прямолинейны.

Диаметры соответствующих участков вала определим исходя из условия прочности (3.2).

где $[\tau] = 50 \text{ МПа}$ – допускаемое касательное напряжение;

T_{max} – максимальный по модулю крутящий момент соответствующий участку вала;

Тогда получим

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_{4-5}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{9,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 50 \cdot 10^6}} = 0,099 \text{ м}$$

Округлив, принимаем стандартное значение $d_1 = 100 \text{ мм}$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{T_{2-3}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 50 \cdot 10^6}} = 0,046 \text{ м}$$

Округлив, принимаем значение $d_2 = 50 \text{ мм}$

Действительное напряжение кручения в сечении определим по формуле (3.1):

Получим для каждого участка:

$$\tau_{1-2} = \frac{T_{1-2}}{0,2d_2^3} = \frac{0,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 0,050^3} = 36 \cdot 10^6 \text{ Па} = 36,0 \text{ МПа}$$

$$\tau_{2-3} = \frac{T_{2-3}}{0,2d_2^3} = \frac{-1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 0,050^3} = -40 \cdot 10^6 \text{ Па} = -40,0 \text{ МПа}$$

$$\tau_{3-4} = \frac{T_{3-4}}{0,2d_1^3} = \frac{-3,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 0,1^3} = -19,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = -19,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{4-5} = \frac{T_{4-5}}{0.2d_1^3} = \frac{-9.8 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 0.1^3} = -49 \cdot 10^6 \text{ Па} = -49,0 \text{ МПа}$$

Строим эпюру касательных напряжений (рис. 3.3).

Из анализа эпюры касательных напряжений следует, что наименьший коэффициент запаса имеют поперечные сечения на участках 2 и 4.

3.4 Контрольные вопросы

1. Что такое кручение стержня ?
2. Как определяются внутренние моменты?
3. Условие прочности при кручении
4. Касательные напряжения

4. РАСЧЁТ ЗВЕНА МАНИПУЛЯТОРА НА ПЛОСКИЙ ИЗГИБ

4.1 Условие задачи

Для заданной расчетной схемы руки манипулятора, которая представлена в виде консольной балки (рис. 4.1), требуется: написать выражения Q и M для каждого участка в общем виде, построить эпюры Q и M , найти M_{max} и подобрать диаметр стальной балки круглого поперечного сечения при допуске нормальном напряжении $[\sigma] = 100$ МПа.

При определении диаметра сплошного вала сечения полученные значения округляют по ГОСТ 6636–69 до ближайшего значения из ряда $Ra40$ (см. п. 12.1).

Параметр длины a во всех вариантах принять равным 0,2 м

Табл. 4.1 - Исходные данные для расчетов

№ варианта	Линейные размеры		Момент пары сил	Сосредоточенная сила	Распределенная нагрузка
	a_1 , м	a_2 , м	M , Н·м	P , Н	q , Н/м
1	0,1	0,8	20	80	100
2	0,2	0,8	40	120	200
3	0,3	0,6	30	180	300
4	0,2	0,8	40	240	400
5	0,5	0,5	50	200	250
6	0,6	1,2	60	260	150
7	0,7	0,5	70	300	350
8	0,4	0,8	80	340	450
9	0,4	0,6	90	160	150
10	0,5	0,8	10	100	100

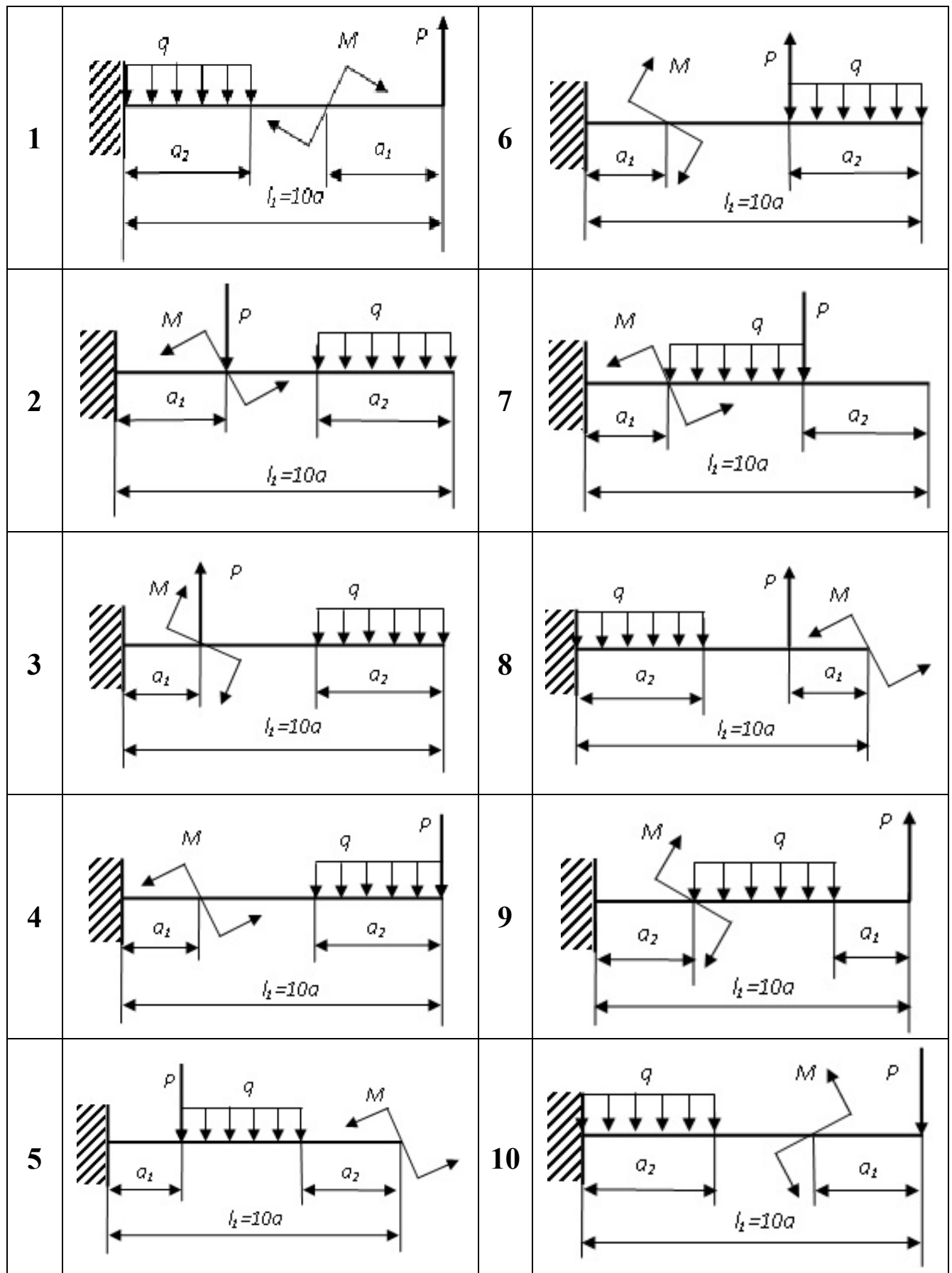


Рис. 4.1 Варианты расчётных схем консольных балок

4.2 Общие теоретические сведения

Манипулятор – техническое устройство, автоматически воспроизводящее функции руки человека.

Звенья манипуляторов в процессе выполнения технологических операций испытывают различные по характеру и величине воздействия со стороны обрабатываемых деталей и сред.

Форма звеньев, в частности, руки манипулятора, может быть разной в зависимости от их функционального назначения, конструктивных особенностей, однако, во многих случаях руку манипулятора можно представить в виде стержня определенных размеров, к которому приложены разные силы. Форма поперечного сечения руки также может быть разной: круглой, прямоугольной, двутавровой и т.д.

Для расчета руки манипулятора на прочность и жесткость необходимо определить все действующие на неё силы. Это, прежде всего, вес самой руки или её части (на рис. 4.1 это распределенная нагрузка с интенсивностью q), силы тяжести закрепляемых на ней деталей и узлов, например, схвата с грузом (на рис. 4.1 это сила P , направленная вниз), силы и моменты сил, возникающие в результате взаимодействия схвата с обрабатываемыми деталями и средами (силы полезного сопротивления, на рис. 4.1 – сила P , направленная вверх, и момент пары сил M), а также реакции опор самой руки. При этом рука, как правило, представляется в виде консольной балки с одной опорой в виде жесткой заделки.

Под *изгибом* понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях бруса возникают изгибающие моменты. Если изгибающий момент в сечении является единственным силовым фактором, а поперечные и нормальные силы отсутствуют, изгиб называется *чистым*. Большею частью, однако, в поперечных сечениях бруса наряду с изгибающими моментами возникают также и поперечные силы. В этом случае изгиб называют *поперечным*. Классификация видов изгиба производится и по другим признакам, некоторые из которых будут рассмотрены в дальнейшем. Брус (стержень), работающий в основном на изгиб, часто называют *балкой*.

Деформации изгиба весьма характерны для таких элементов мехатронных и робототехнических систем, как руки манипулятора, направляющие, валы и т.п.

Для того чтобы правильно ориентироваться в вопросах, связанных с расчетом бруса на изгиб, необходимо, прежде всего, научиться определять законы изменения внутренних силовых факторов, т.е. научиться строить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

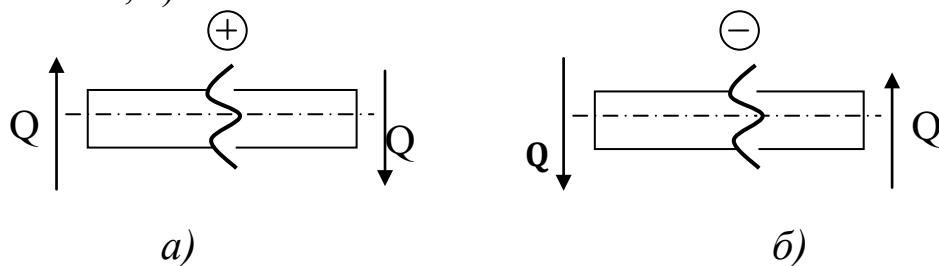
Для нахождения внутренних силовых факторов используется метод сечений, при котором стержень мысленно разрезается на две части и рассматривается равновесие какой-то одной части.

При оценке прочностной надежности стержня следует установить сечения, в которых внутренние силовые факторы максимальны. Для этого строятся эпюры поперечных сил и изгибающих моментов вдоль центральной оси стержня.

Во всех случаях поперечная сила для прямого бруса равна сумме проекций на плоскость сечения всех внешних сил, лежащих по одну сторону от сечения. Отсюда устанавливается *правило знаков для поперечных сил*. Если сумма внешних сил, лежащих по левую сторону от сечения, дает равнодействующую, направленную вверх, то поперечная сила в сечении считается *положительной* (рис. 4.2, а), вниз – *отрицательной* (рис.4.2, б). Справа вниз – знак "плюс", справа вверх – знак "минус". Иначе: если равнодействующая внешних сил «закручивает» элемент балки относительно точки разреза по часовой стрелке, то внутренняя поперечная сила считается *положительной*, если наоборот - *отрицательной*.

Изгибающий момент в сечении может рассматриваться как сумма моментов относительно поперечной оси сечения всех сил, расположенных по одну сторону от этого сечения. Эпюра моментов строится на оси бруса и ордината момента откладывается в сторону вогнутости упругой линии, т.е., как говорят, эпюра моментов строится на сжатом волокне.

Момент считается *положительным*, если изгибает стержень выпуклостью вниз (рис. 4.2, в), *отрицательным* – выпуклостью вверх (рис. 4.2, г).



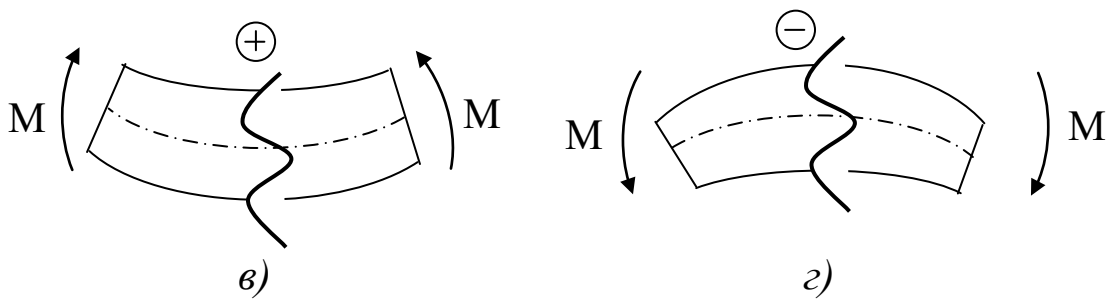


Рис.4.2. Правило знаков при изгибе:

а – поперечная сила положительна; б – поперечная сила отрицательна; в – изгибающий момент положительный; г – изгибающий момент отрицательный

Основные свойства эпюры поперечной силы Q .

На участках балки, где нет распределенной нагрузки, эпюра ограничивается прямой линией, параллельной оси балки.

На участках, где имеется распределенная нагрузка, эпюра ограничивается прямой линией, наклонной к оси. В случае неравномерно распределенной нагрузки (треугольной, произвольной и т.д.) эпюра ограничивается параболой.

Там, где приложена сосредоточенная нагрузка, на эпюре наблюдается скачок на величину и по направлению силы.

Основные свойства эпюры изгибающего момента M .

На участках балки, где нет распределенной нагрузки, эпюра ограничивается прямой линией (параллельной или наклонной к оси).

На участках балки, где имеется равномерно распределенная нагрузка, эпюра изгибающего момента ограничивается кривой – параболой второго порядка, выпуклостью навстречу нагрузке. В случае неравномерно распределенной нагрузки, эпюра ограничивается кривыми более высокого порядка.

В сечении, где приложена сосредоточенная пара сил, на эпюре наблюдается скачок на величину и по направлению знака момента пары. В сечении, где приложена сосредоточенная сила, на эпюре изгибающего момента будет излом.

Там, где поперечная сила равна нулю, на эпюре M будет экстремум.

Для установления связи между изгибающим моментом и поперечной силой очень часто используется теорема Журавского.

Поперечная сила представляет собой *производную* от изгибающего момента по длине бруса. Производная же от поперечной силы дает интенсивность внешней распределенной нагрузки q .

$$\frac{dQ}{dz} = q; \quad \frac{dM}{dz} = Q. \quad (4.1)$$

С помощью данных дифференциальных зависимостей проверяют правильность построения эпюр.

Более подробно об основных принципах расчета балок на прочность при изгибе и о процессах, происходящих при таком виде деформации, можно ознакомиться в соответствующей литературе [2-7].

4.3 Пример расчёта руки манипулятора на изгиб

Для заданной схемы консольной балки руки манипулятора (рис. 4.3) требуется написать выражения для поперечных сил Q и изгибающего момента M на каждом участке, построить эпюры Q и M , найти M_{max} подобрать диаметр стальной балки круглого поперечного сечения, удовлетворяющей условиям прочности.

Дано: $a = 3$ м; $b = 4$ м; $c = 2$ м; $M_1 = 8$ Н·м; $M_2 = 6$ Н·м; $P_1 = 11$ Н; $P_2 = 7$ Н; $q_1 = 3$ Н/м; $q_2 = 5$ Н/м $[\sigma] = 180$ МПа.

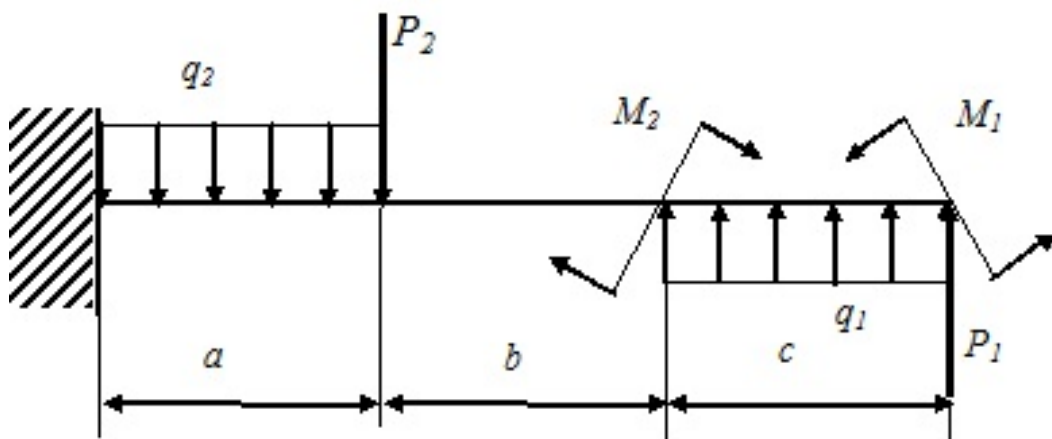


Рис.4.3. Схема консольной балки

Решение.

Для данной схемы консольной балки реакции в заделке можно не определять, если при этом начинать решение задачи с наиболее удалённого от заделки конца.

Расставим характерные точки (рис.4.3): A – точка приложения сосредоточенной силы P_1 , сосредоточенного момента пары сил M_1 , начало распределённой нагрузки q_1 , B – точка приложения сосредоточенного момента пары сил M_2 , конец распределённой нагрузки q_1 , C – точка приложения сосредоточенной силы P_2 , начало распределённой нагрузки q_2 , D – конец распределённой нагрузки q_2 , конечная точка (заделка).

Таким образом, необходимо рассмотреть 3 характерных участка, начиная с правого конца балки.

Используем метод сечений.

Рассмотрим участок AB .

Проведем сечение $I-I$ в произвольном месте балки между точками A и B , зададим положение сечения координатой x_1 , отсчитываемой от правого конца балки, отбросим левую часть балки, оставив в рассмотрение правую от сечения часть, а действие отброшенной части заменим реакцией.

В случае плоского изгиба возникают два внутренних силовых фактора: поперечная сила Q и изгибающий момент M .

Вычисляем значения Q на участке AB :

$$x_1 \in [0; c];$$

$$Q(x_1) = -P_1 - q_1 \cdot x_1;$$

$$Q(x_1) = -11 - 3x_1;$$

Определим значение поперечной силы в крайних точках участка AB ; при этом, поскольку сечение проводили в произвольном месте на участке AB , необходимо рассмотреть всю совокупность возможных положений сечений, т.е.

$$Q(x_1 = 0) = -P = -11 \text{ Н};$$

$$Q(x_1 = c = 2) = -P_1 - q_1 \cdot 2 = -17 \text{ Н};$$

Вычисляем значение M на участке AB :

$$M(x_1) = M_1 + P_1 \cdot x_1 + q_1 \cdot x_1 \frac{x_1}{2};$$

$$M(x_1) = 8 + 11 \cdot x_1 + 3 \cdot x_1 \frac{x_1}{2};$$

Изгибающий момент на участке AB определяется квадратичной зависимостью.

График изгибающего момента на участке AB можно построить по 3 точкам, используя основные свойства эпюр Q и M : на данном участке эпюра изгибающего момента представляет собой параболу, выпуклостью направленной к распределённой нагрузке.

$$M(x_1 = 0) = 8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M(x_1 = 1) = 20,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M(x_1 = 2) = 36 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Проверка:

$$\frac{dM(x_1)}{dx_1} = P_1 + q_1 \cdot x_1;$$

$$\frac{dM(x_1)}{dx_1} = Q(x_1);$$

Далее аналогично рассмотрим остальные участки.

Участок BC.

Проводим сечение II-II, на расстоянии x_2 от правого края балки, отбрасываем правую часть, заменив её действие реакцией.

$$\text{При этом} \quad (c + b) \geq x_2 \geq c$$

Запишем уравнения для поперечной силы Q и изгибающего момента M для данного сечения.

$$Q(x_2) = -P_1 - q_1 \cdot c = -11 - 3 \cdot 2 = -17 \text{ Н}.$$

Т.е. на участке BC значение силы Q не зависит от положения сечения.

Изгибающий момент:

$$M(x_2) = M_1 + P_1 \cdot x_2 + q_1 \cdot c \cdot \left(x_2 - \frac{c}{2}\right) - M_2;$$

$$M(x_2) = 8 + 11x_2 + 6 \cdot (x_2 - 1) - 6 = 17x_2 - 4,$$

линейно зависит от координаты поперечного сечения.

$$M(x_2 = 2) = 30 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M(x_2 = 6) = 98 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Участок CD.

Проводим сечение III-III, на расстоянии x_3 от правого края балки, отбрасываем правую часть, заменив её действие реакцией.

$$\text{При этом} \quad (c + b + a) \geq x_3 \geq (c + b)$$

Запишем уравнения для поперечной силы Q и изгибающего момента M для данного сечения.

$$Q(x_3) = -P_1 - q_1 \cdot c + P_2 + q_2 \cdot (x_3 - c - b)$$

$$Q(x_3) = -11 - 3 \cdot 2 + 7 + 5 \cdot (x_3 - 6) = 5x_3 - 40.$$

На участке BC значение силы Q зависит от положения сечения.

$$Q(x_3 = 6) = -10 \text{ Н}.$$

$$Q(x_3 = 9) = 5 \text{ Н}.$$

Эпюра поперечных сил представляет собой наклонную прямую, пересекающую нулевую линию. Определим эту точку:

$$Q(x_3) = 0; \text{ при } x_3 = \frac{40}{5} = 8 \text{ м.}$$

Изгибающий момент:

$$M(x_3) = M_1 + P_1 \cdot x_3 + q_1 \cdot c \cdot \left(x_3 - \frac{c}{2}\right) - M_2 - \\ - P_2(x_3 - c - b) - q_2 \cdot (x_3 - c - b) \cdot \frac{(x_3 - c - b)}{2};$$

$$M(x_3) = 8 + 11x_3 + 6(x_3 - 1) - 6 - 7(x_3 - 6) - 5 \frac{(x_3 - 6)^2}{2} = \\ = 38 + 10x_3 - 2,5(x_3 - 6)^2 = -2,5x_3^2 + 40x_3 - 52$$

на данном участке эпюра изгибающего момента представляет собой параболу, выпуклостью направленной к распределённой нагрузке.

$$M(x_3 = 6) = 98 \text{ Н·м;}$$

$$M(x_3 = 9) = 105,5 \text{ Н·м.}$$

Экстремум функции M на данном участке возникает в момент пересечения эпюры Q нулевой линии, т.е. при $x_3 = 8$:

$$M(x_3 = 8) = 108 \text{ Н·м.}$$

По найденным значениям строим эпюры Q и M (рис.13.4).

Проверяем построение в соответствии с основными свойствами эпюр (рис.4.4) [2-5]:

- на участке AB и CD , где приложена распределённая нагрузка, эпюра Q имеет линейную зависимость, эпюра M – парабола, направленная выпуклостью к нагрузке;

- на участке BC нет распределенной нагрузки, эпюра Q – прямая, параллельная нулевой линии, эпюра M – линейная зависимость;

- в точке A и B приложен сосредоточенный изгибающий момент, на эпюре Q без изменений, на эпюре M – скачок на величину и по знаку приложенного момента;

- в точке A и C приложена сосредоточенная сила, на эпюре Q скачок по величине и знаку данной силы, на эпюре M – перегиб графика (изменение угла наклона).

Подбор сечения. Для балки постоянного сечения опасным является сечение, для которого коэффициент запаса прочности наименьший, т.е. сечение, в котором действует максимальный по абсолютному значению изгибающий момент. В нашем случае это место находится на расстоянии 8 м от свободного конца балки и $M_{max} = 108 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Условие изгибной прочности балки записывается выражением:

$$\sigma_{max} = \frac{|M_{max}|}{W} \leq [\sigma] \quad (4.2)$$

где M_{max} – максимальный изгибающий момент (в опасном сечении), Н·м; W – осевой момент сопротивления поперечного сечения балки, м³, для круглого сечения $W = 0,1d^3$ (d – диаметр балки, м); $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение, Па.

Тогда из формулы (13.2) выразим диаметр круглого сечения:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10|M_{max}|}{[\sigma]}} \quad (4.3)$$

Подставляя числовые данные, получим:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 108}{180 \cdot 10^6}} = 0,0184 \text{ м.}$$

Принимаем $d = 19 \text{ мм}$.

4.4 Контрольные вопросы

1. Как определяются внешние силы, действующие на руку манипулятора?
2. Что такое изгиб балки?
3. Правила знаков для построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.
4. Какой внутренний силовой фактор влияет на прочность при изгибе?
5. Как определяются внутренние силы и моменты при изгибе?
6. Условие прочности при изгибе

5. РАСЧЁТ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ МАНИПУЛЯТОРА НА ПЛОСКИЙ ИЗГИБ

5.1 Условие задачи

Для заданной расчетной схемы направляющей манипулятора, которая представлена в виде двухопорной балки (рис. 5.1), требуется: построить эпюры поперечных сил Q и изгибающих моментов M на каждом участке. По требуемому моменту сопротивления W_x , из условия изгибной прочности, подобрать номер двутавра, если допустимое напряжение $[\sigma]=50$ МПа (см. табл.6.1).

Примечание: сосредоточенный момент пары сил M (см. рис. 5.1) на схеме приложен либо в опоре (схема 7), либо на краю консоли (схемы 5, 9), либо ровно посередине между указанными на схеме силовыми факторами (сила P , нагрузка q или опора) – для всех остальных схем.

Данные для расчёта взять из таблицы 5.1

Таблица 5.1- Исходные данные для расчёта балки

Вариант	Распределенная нагрузка q , Н/м	Сосредоточенная сила P , Н	Момент пары сил M , Н·м	Линейные размеры, м		
				a_1	a_2	a
1	5000	2000	1000	0.4	0.2	0.1
2	7000	4000	500	0.2	0.4	0.1
3	8000	3000	1000	0.3	0.3	0.1
4	6000	1000	500	0.1	0.2	0.1
5	6000	6000	1000	0.4	0.2	0.1
6	8000	2000	500	0.3	0.5	0.1
7	4000	3000	1000	0.5	0.2	0.1
8	12000	6000	1000	0.4	0.2	0.1
9	14000	8000	500	0.3	0.2	0.1
10	8000	2000	1000	0.3	0.3	0.1

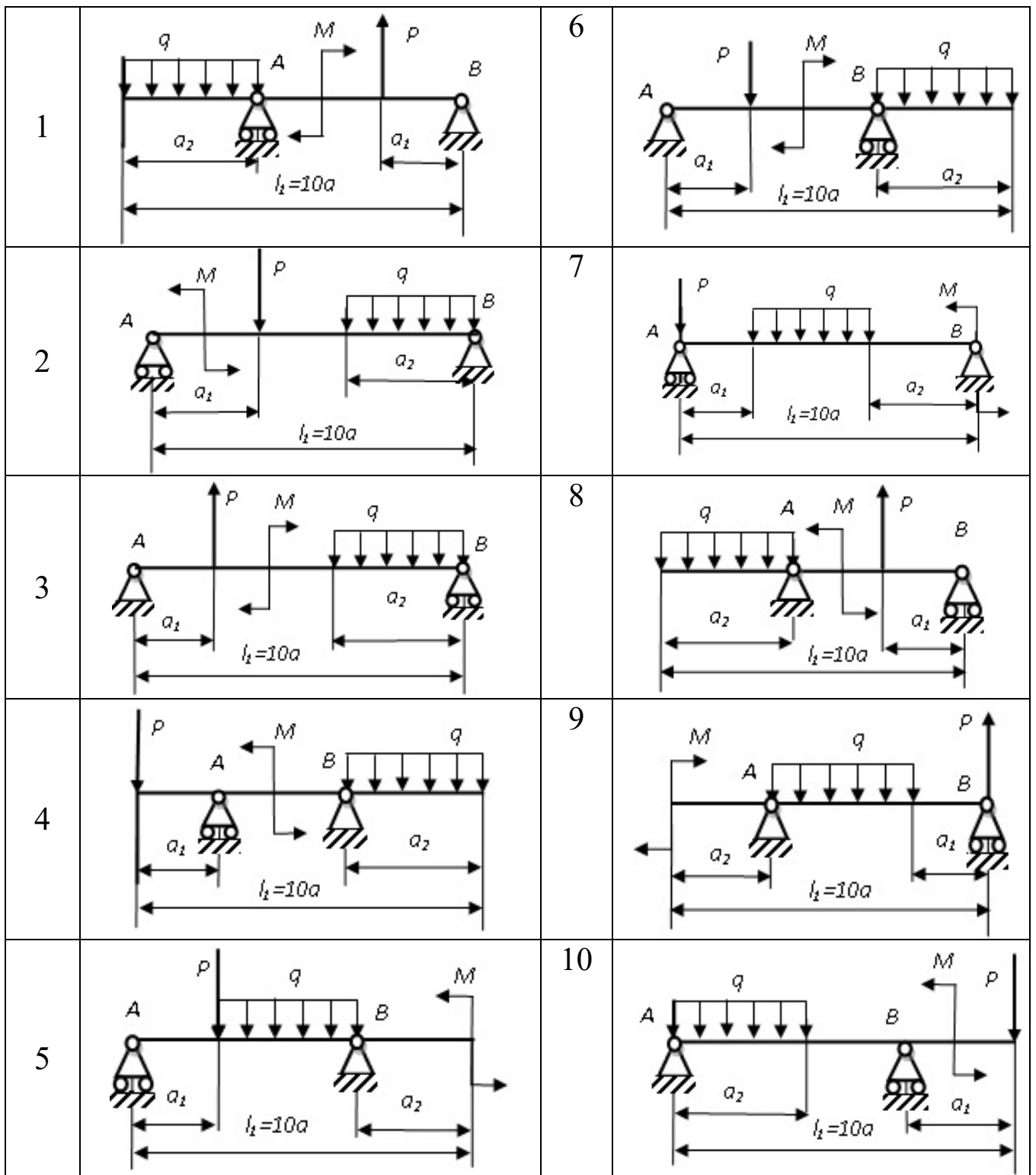


Рис. 5.1 Варианты расчётных схем балок

5.2 Общие теоретические сведения

Направляющие предназначены для поддержки двигающихся вдоль них органов и деталей манипулятора, например захватного устройства или других приводов.

Для расчета направляющей на прочность необходимо определить все действующие на неё силы. Это, прежде всего, вес самой направляющей (на рис. 5.1 это распределенная нагрузка с интенсивностью q), силы тяжести закрепляемых на ней деталей и узлов (на рис. 5.1 сила P , направленная вниз), силы и моменты сил, возникающие в результате взаимодействия подвижных органов с обрабатываемыми деталями и средами (силы полезного сопротивления, на рис. 5.1 – момент пары сил M и сила P , направленная вверх), а также реакции опор самой направляющей. При этом направляющая, как правило, представляется в виде балки с одной опорой (жесткая заделка) или двумя (шарнирные опоры).

Основные сведения о расчете балок на поперечный изгиб приведены в п. 4.2

Способы определения опорных реакций рассматриваются в теоретической механике [6].

Более подробно об основных принципах расчета балок на прочность при изгибе и о процессах, происходящих при таком виде деформации, можно ознакомиться в соответствующей литературе [2-8].

5.3 Пример расчёта однопролётной балки на плоский изгиб

Для двухопорной однопролётной балки (рис.5.2) требуется написать выражения для Q и M на каждом участке в общем виде, построить эпюры Q и M , найти M_{max} и подобрать двутавровое сечение балки.

Дано: $a = 3\text{ м}$; $b = 4,2\text{ м}$; $c = 2,3\text{ м}$; $l = 12,5\text{ м}$; $M = 8\text{ кН}\cdot\text{м}$; $P = 11\text{ кН}$; $q = 13\text{ кН/м}$; $[\sigma] = 160\text{ МПа}$

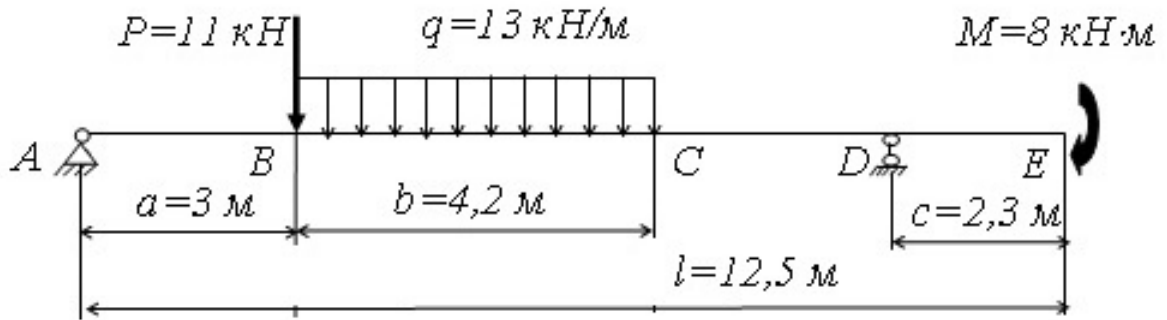


Рис. 5.2 Расчетная схема балки

Решение.

Покажем и вычислим реакции опор:

$$\sum m_A = 0;$$

$$R_D(a + b + d) - Pa - qb \left(a + \frac{b}{2} \right) - M = 0;$$

$$R_D(3 + 4,2 + 3) - 11 \cdot 3 - 13 \cdot 4,2 \cdot 5,1 - 8 = 0;$$

$$R_D = 31,32 \text{ кН.}$$

$$\sum m_D = 0;$$

$$R_A(a + b + d) - P(b + d) - qb \left(d + \frac{b}{2} \right) + M = 0;$$

$$R_A(3 + 4,2 + 3) - 11 \cdot (4,2 + 3) - 13 \cdot 4,2 \cdot 5,1 + 8 = 0;$$

$$R_A = 34,28 \text{ кН.}$$

Проверка определения реакций опор:

$$\sum y = 0;$$

$$R_A - P - qb + R_D = 0;$$

$$34,28 - 11 - 13 \cdot 4,2 + 31,32 = 65,6 - 65,6 = 0$$

Реакции опор найдены верно.

Вычисляем значения Q и M на участках.

Участок AB: $x_1 \in [0; 3];$

$$Q(x_1) = R_A;$$

$$Q(x_1) = 34,28 \text{ кН;}$$

$$M(x_1) = R_A \cdot x_1;$$

$$M(x_1) = 34,28 x_1;$$

$$M(0) = 0;$$

$$M(3) = 102,84 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Проверка:

$$\frac{dM(x_1)}{dx_1} = R_A;$$

$$\frac{dM(x_1)}{dx_1} = Q(x_1);$$

Участок BC: $x_2 \in [0; 4,2];$

$$Q(x_2) = R_A - P - qx_2;$$

$$Q(x_2) = 34,28 - 11 - 13x_2;$$

$$Q(0) = 23,28 \text{ кН};$$

$$Q(4,2) = -31,32 \text{ кН};$$

$$Q(x_2) = 0 \text{ при } x_2 = \frac{34,28 - 11}{13} = 1,79 \text{ м};$$

$$M(x_2) = R_A(a + x_2) - Px_2 - qx_2 \frac{x_2}{2};$$

$$M(x_2) = 34,28(3 + x_2) - 11x_2 - 13x_2 \frac{x_2}{2};$$

$$M(0) = 102,84 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M(1,79) = 123,68 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M(4,2) = 85,96 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

Проверка:

$$\frac{dM(x_2)}{dx_2} = R_A - P - qx_2;$$

$$\frac{dM(x_2)}{dx_2} = Q(x_2).$$

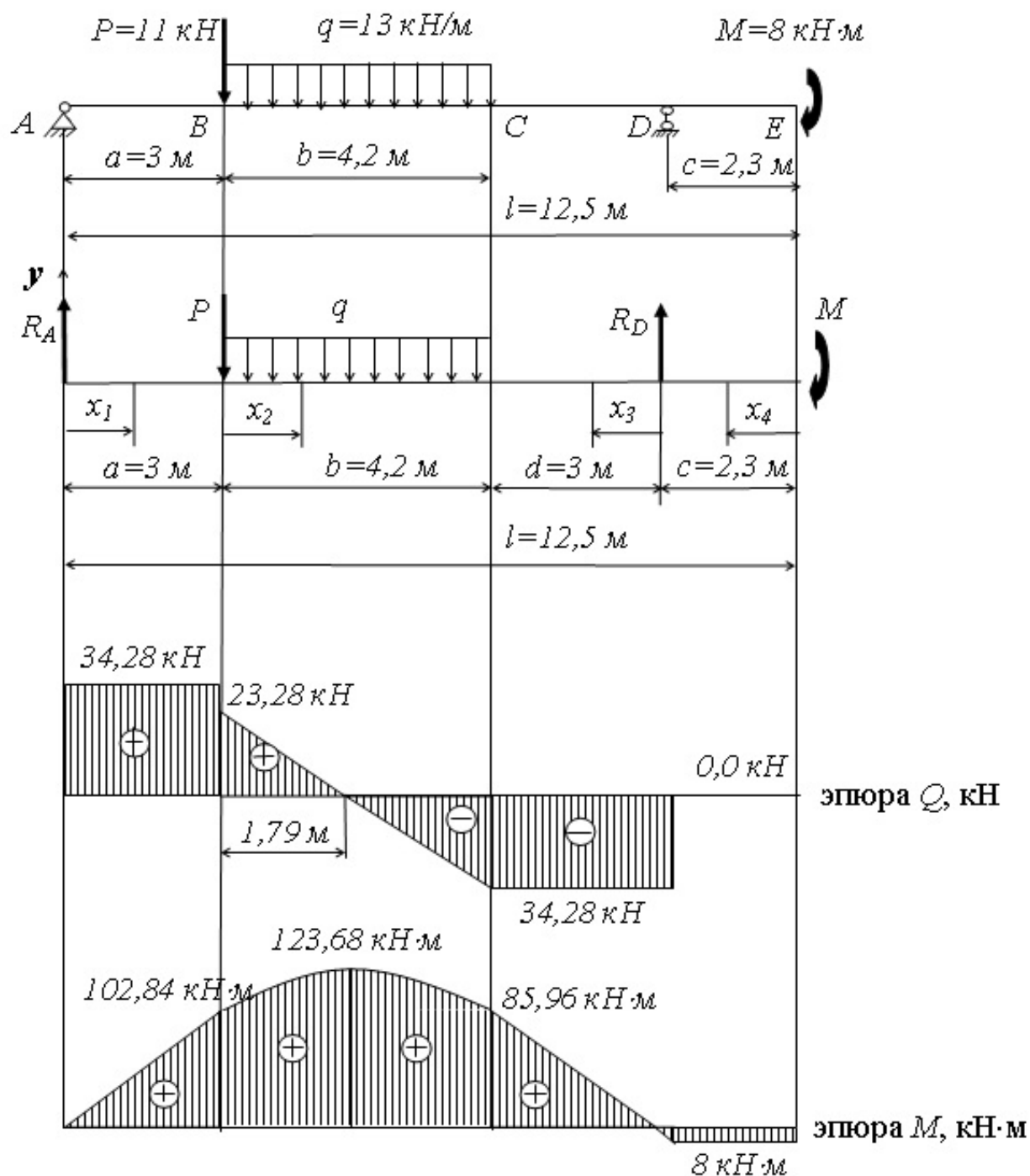


Рис. 5.3 Расчетная схема балки и эпюры внутренних силовых факторов

Участок CD : $x_3 \in [0; 3]$;

$$Q(x_3) = -R_D;$$

$$Q(x_3) = -31,32 \text{ кН};$$

$$M(x_3) = R_D x_3 - M;$$

$$M(x_3) = 31,32 x_3 - 8;$$

$$M(3) = 85,95 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M(0) = -8 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

Проверка:

$$\frac{dM(x_3)}{dx_3} = R_D;$$

$$\frac{dM(x_3)}{dx_3} = -Q(x_3);$$

Участок DE : $x_4 \in [0; 2,3];$

$$Q(x_4) = 0;$$

$$M(x_4) = -M;$$

$$M(x_4) = -8 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

По найденным значениям строим эпюры Q и M (рис. 5.3).

Подбор сечения. Для балки постоянного сечения опасным является сечение, для которого характерен наименьший запас прочности, т.е. сечение, в котором действует максимальный по абсолютному значению изгибающий момент. В нашем случае это место находится на расстоянии 4,79 м от левой опоры A и $M_{max} = 123,68 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Условие изгибной прочности балки записывается выражением (5.2).

Из условия прочности определяем требуемый момент сопротивления и по табл. 6.1. подбираем номер двутавра:

$$W_z = W_{max} / [\sigma] = 123,68 \cdot 1000 / 160 = 773 \text{ см}^3.$$

В соответствии с ГОСТ 8510-86 принимаем двутавр № 36, $W_z = 743 \text{ см}^3$. Перегрузка составляет 4 %, что меньше 5 %.

Если перегрузка составляет более 5%, то необходимо выбрать двутавр большего номера.

5.5 Контрольные вопросы

1. Как определяются внешние силы, действующие на звенья манипулятора?
2. Что такое изгиб стержня ?
3. Как определяются внутренние силы и моменты при изгибе?
4. Условие прочности при изгибе
5. Как определяется размер поперечного сечения балки при изгибе?

6. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ СЕЧЕНИЙ. СОРТАМЕНТ МАТЕРИАЛОВ

1. Поперечное сечение выбирается в соответствии с ГОСТ 8239-89, форма и размеры двутаврового сечения приведены на рис. 6.1
2. Номинальные размеры двутавров, площадь поперечного сечения, масса и справочные значения для осей должны соответствовать приведенным в табл. 6.1.

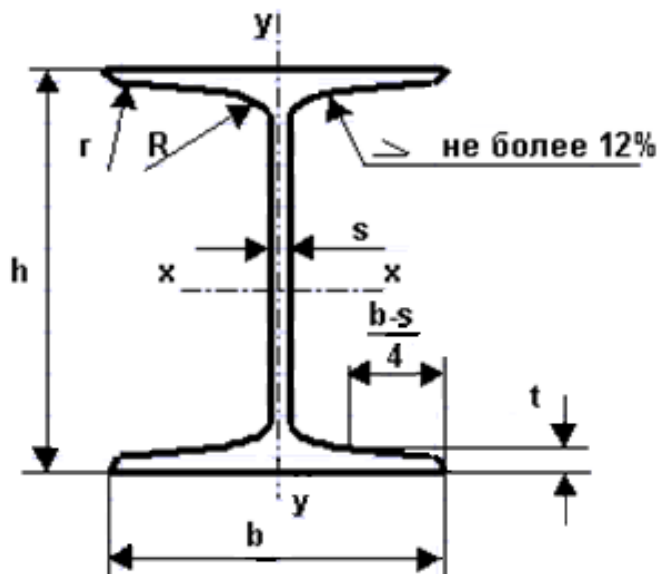


Рис. 6.1. Поперечное сечение двутавра: h — высота двутавра; b — ширина полки; s — толщина стенки; t — средняя толщина полки; R — радиус внутреннего закругления; r — радиус закругления полки

Примечания:

1. Площадь поперечного сечения и масса 1 м двутавра вычислены по номинальным размерам; плотность стали принята равной $7,85 \text{ г/см}^3$.

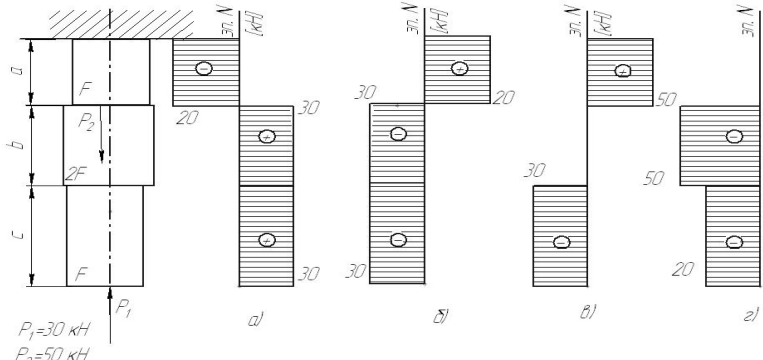
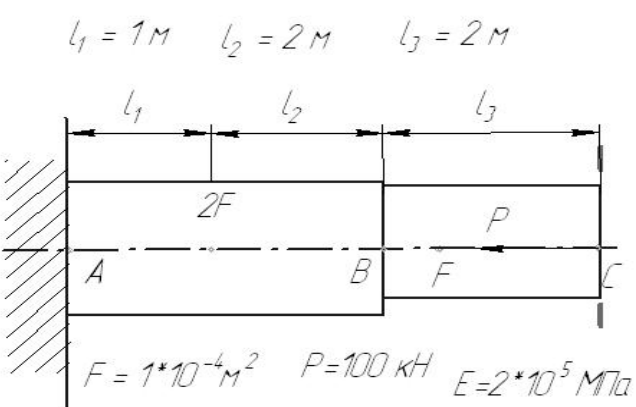
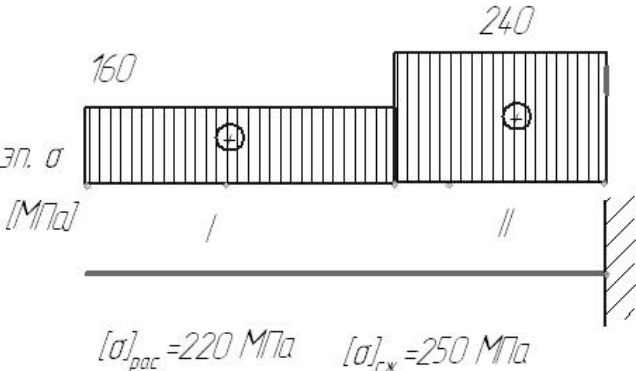
2. В таблицах используют обозначения:

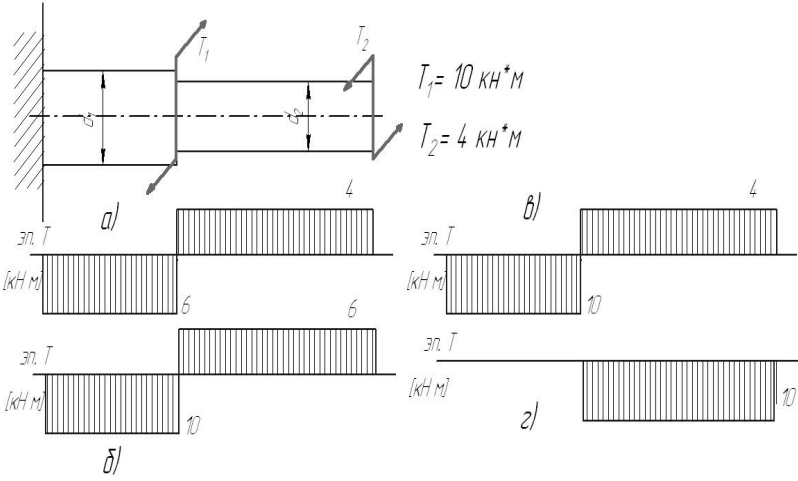
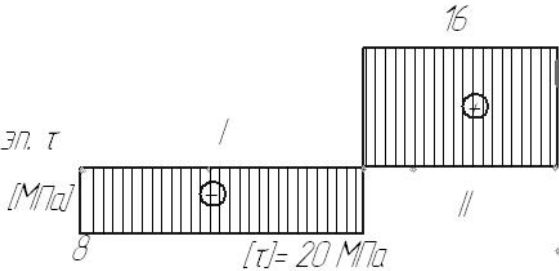
I — момент инерции; W — момент сопротивления; S — статический момент полусечения; i — радиус инерции.

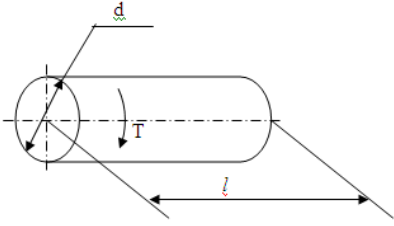
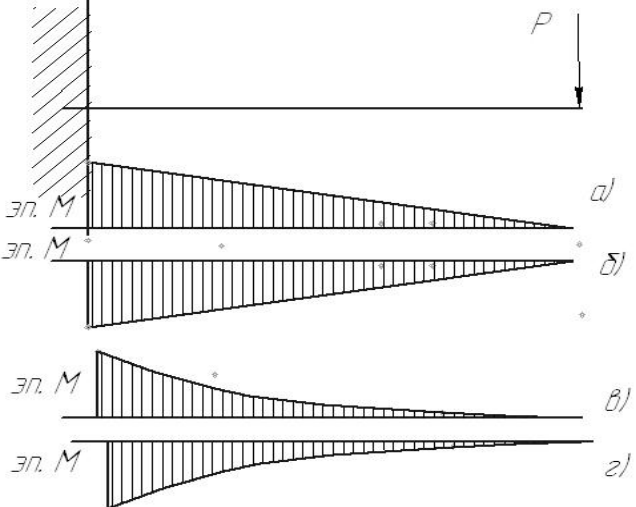
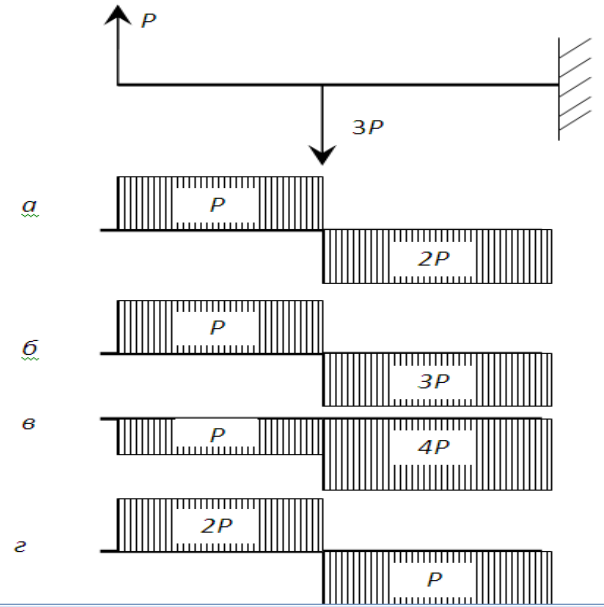
Таблица 6.1 – Геометрические характеристики двутавровых сечений

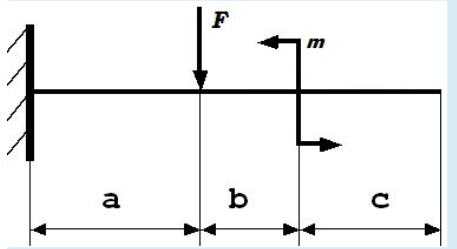
Номер двутавра	Размеры						Площадь поперечного сечения,	Масса 1 м, кг	Справочные значения для осей						
	h	b	s	t	R	r			X – X				Y – Y		
					не более				I_x ,	W_x ,	i_x ,	S_x ,	I_y ,	W_y ,	i_y ,
	мм						см ²		см ⁴	см ³	см	см ³	см ⁴	см ³	см
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0	14,7	11,50	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0	17,4	13,70	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,50	1,55
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5	20,2	15,90	873	109,0	6,57	62,3	58,6	14,50	1,70
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5	23,4	18,40	1290	143,0	7,42	81,4	82,6	18,40	1,88
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0	26,8	21,00	1840	184,0	8,28	104,0	115,0	23,10	2,07
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0	30,6	24,00	2550	232,0	9,13	131,0	157,0	28,60	2,27
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0	34,8	27,30	3460	289,0	9,97	163,0	198,0	34,50	2,37
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5	40,2	31,50	5010	371,0	11,20	210,0	260,0	41,50	2,54
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0	46,5	36,50	7080	472,0	12,30	268,0	337,0	49,90	2,69
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0	53,8	42,20	9840	597,0	13,50	339,0	419,0	59,90	2,79
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0	61,9	48,60	13380	743,0	14,70	423,0	516,0	71,10	2,89
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0	72,6	57,00	19062	953,0	16,20	545,0	667,0	86,10	3,03
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0	84,7	66,50	27696	1231,0	18,10	708,0	808,0	101,00	3,09
50	500	170	10,0	15,2	17,0	7,0	100,0	78,50	39727	1589,0	19,90	919,0	1043,0	123,00	3,23
55	550	180	11,0	16,5	18,0	7,0	118,0	92,60	55962	2035,0	21,80	1181,0	1356,0	151,00	3,39
60	600	190	12,0	17,8	20,0	8,0	138,0	108,00	76806	2580,0	23,60	1491,0	1725,0	182,00	3,54

7 ТЕСТОВЫЕ ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ ПО ТЕМЕ «ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ РОБОТОВ»

№	Задание	Варианты ответа
1	 <p>На рисунке показана схема продольного нагружения стержня. На каком рисунке правильно показана эпюра продольной внутренней силы?</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="radio"/> а) <input type="radio"/> б) <input type="radio"/> в) <input type="radio"/> г)
2	 <p>На рисунке показана схема продольного нагружения стержня. Чему равно абсолютное перемещение сечения С?</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="radio"/> 17,5 мм <input type="radio"/> -10 мм <input type="radio"/> 0 <input type="radio"/> -17,5 мм <input type="radio"/> 10 мм
3	 <p>На рисунке показана схема продольного</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="radio"/> только на I <input type="radio"/> только на II <input type="radio"/> на I и II <input type="radio"/> ни на одном

	нагрузки стержня и эпюра нормальных напряжений. Заданы значения допускаемых напряжений на растяжение и сжатие. На каких участках прочность стержня обеспечивается ?	
4	Стержень сплошного квадратного сечения нагружен продольной растягивающей силой $P = 12$ кН, допускаемое нормальное напряжение $[\sigma] = 200$ МПа. Минимальный размер сечения стержня из расчета на прочность ...	<input type="radio"/> меньше 10 мм <input type="radio"/> 10 .. 15 мм <input type="radio"/> 15 .. 20 мм <input type="radio"/> свыше 20 мм
5	 <p>На рисунке показана схема нагружения вала. На каком рисунке правильно показана эпюра крутящего момента?</p>	<input type="radio"/> <input type="radio"/> а) <input type="radio"/> б) <input type="radio"/> в) <input type="radio"/> г)
6	Стержень нагружен крутящим моментом $T = 2$ кН*м, допускаемое касательное напряжение $[\tau] = 40$ МПа. Минимальный диаметр вала из расчета на прочность ...	<input type="radio"/> меньше 30 мм <input type="radio"/> 30 .. 60 мм <input type="radio"/> 60 .. 100 мм <input type="radio"/> свыше 100 мм
7	 <p>На рисунке показана эпюра крутящих моментов по длине вала. Задано значение допускаемого касательного напряжения. На каких участках прочность вала обеспечивается ?</p>	<input type="radio"/> только на I <input type="radio"/> только на II <input type="radio"/> на I и II <input type="radio"/> ни на одном

<p>8</p>	 <p>8. К валу длиной $l = 1$ м и диаметром $d = 100$ мм приложен крутящий момент $T = 2$ кН*м. Модуль упругости второго рода $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа. Допускаемый угол закручивания $[\varphi] = 3 \cdot 10^{-3}$ рад. Оцените жесткость вала.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="radio"/> $\varphi < [\varphi]$ <input type="radio"/> $\varphi = [\varphi]$ <input type="radio"/> $\varphi > [\varphi]$ <input type="radio"/> данных условия недостаточно
<p>9</p>	 <p>На каком рисунке правильно показана эюра изгибающего момента?</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="radio"/> а) <input type="radio"/> б) <input type="radio"/> в) <input type="radio"/> г)
<p>10</p>	 <p>На каком рисунке правильно показана эюра поперечной силы?</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="radio"/> <input type="radio"/> а) <input type="radio"/> б) <input type="radio"/> в) <input type="radio"/> г)

11	<p> $M = 18 \text{ Н*м}$ $F = 6 \text{ Н}$ $a = 5 \text{ м}$ $b = 3 \text{ м}$ $c = 3 \text{ м}$ Максимальный по модулю изгибающий момент в сечениях балки равен ... Н*м </p> 	
12	 <p>Под действием приложенных к однородному стержню двух продольных сил, как показано на рисунке, длина стержня ...</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="radio"/> уменьшится <input type="radio"/> увеличится <input type="radio"/> не изменится <input type="radio"/> данных условия недостаточно
13	 <p>Под действием приложенных к однородному стержню двух продольных сил, как показано на рисунке, длина стержня ...</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="radio"/> уменьшится <input type="radio"/> увеличится <input type="radio"/> не изменится <input type="radio"/> данных условия недостаточно

8 ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ ДВИЖЕНИЯ (ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ)

8.1 Расчет кинематических и силовых параметров передаточных механизмов

Краткие теоретические сведения

Одним из основных элементов машины является передаточный механизм, установленный между двигателем и исполнительным органом.

На рис. 1 дана типовая схема машины.

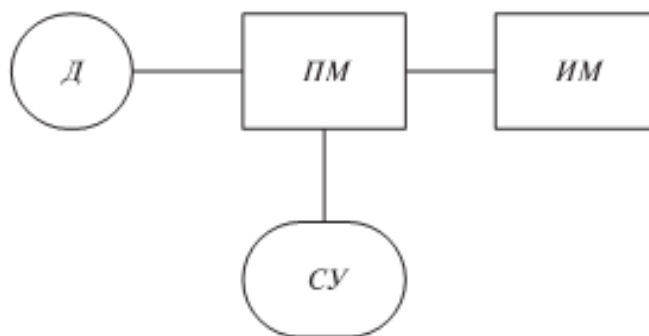


Рис. 8.1: Д – двигатель, ПМ – передаточный механизм, ИМ – исполнительный механизм, СУ – система управления приводом

Передаточный механизм должен обеспечивать с заданной степенью точности передачу движения и его преобразование, быть экономичным и безопасным в работе.

1. Передаточное отношение привода

Важнейшей характеристикой передач вращательного движения является **передаточное отношение**, которое показывает, во сколько раз угловая скорость ω (или частота вращения n) ведомого звена больше или меньше угловой скорости (частоты вращения) ведущего звена.

$$U = \frac{\omega_{\text{ведущ}}}{\omega_{\text{ведом}}} = \frac{n_{\text{ведущ}}}{n_{\text{ведом}}}, \quad (8.1)$$

где $\omega_{\text{ведущ}}$ – угловая скорость ведущего звена;

$\omega_{\text{ведом}}$ – угловая скорость ведомого звена.

Для зубчатых передач передаточное отношение можно определить, зная число зубьев каждого из колес:

$$U = \frac{z_2}{z_1} \quad (8.2)$$

Для цепных передач передаточное отношение можно определить, зная число зубьев ведущей и ведомой звездочек:

$$U = \frac{z_2}{z_1} \quad (8.3)$$

Для ременных передач передаточное отношение можно определить, зная диаметры ведущего и ведомого шкивов:

$$U = \frac{d_2}{d_1} \quad (8.4)$$

Для фрикционных передач передаточное отношение можно определить, зная диаметры ведущего и ведомого катков:

$$U = \frac{d_2}{d_1} \quad (8.5)$$

Привод может включать несколько передаточных механизмов (ступеней). При этом значение общего передаточного отношения определяется произведением передаточных отношений отдельных кинематических ступеней привода

$$u_{об} = u_{12} \cdot u_{23} \dots u_n = \frac{\omega_1}{\omega_n} \quad (8.6)$$

Пример 1.

Определить частоту вращения вала 1, если диаметры шкивов равны соответственно (мм): $d_1 = 200$, $d_2 = 400$, число зубьев звездочек цепной передачи: $z_2 = 180$, $z_3 = 540$, а частота вращения звездочки 3 $n_3 = 200$ об/мин (рис. 8.2)

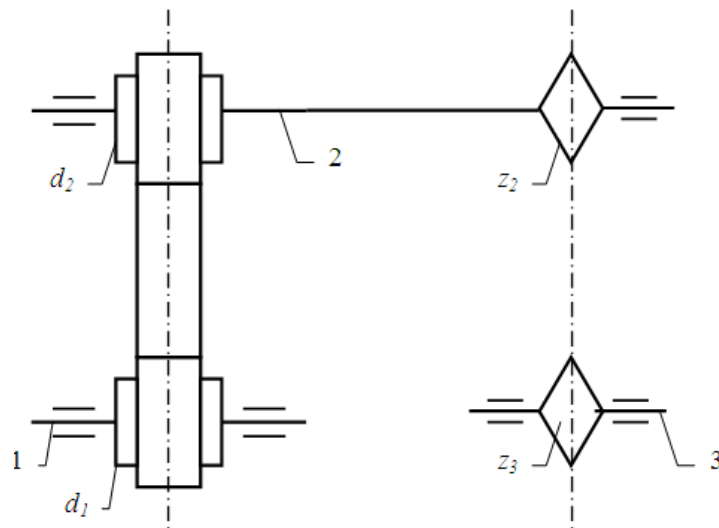


Рис. 8.2

Решение.

Данный передаточный механизм является двухступенчатым: первая ступень – ременная передача (вращение передается с шкива 1 на шкив 2), вторая ступень – цепная передача (вращение передается с звездочки 2 на звездочку 3).

Общее передаточное отношение определим по формуле (6):

$$u_{об} = u_{12} \cdot u_{23} = \frac{n_1}{n_3}$$

$$u_{12} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{400}{200} = 2$$

$$u_{23} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{540}{180} = 3$$

Тогда

$$u_{ia} = u_{12} \cdot u_{23} = 2 \cdot 3 = 6$$

и

$$n_1 = n_3 \cdot u_{об} = 200 \cdot 6 = 1200 \text{ об / мин}$$

Пример 2

Определить частоту вращения вала 3, если диаметры шкивов равны соответственно (мм): $d_1 = 300$, $d_2 = 750$, числа зубьев конической шестерни и колеса: $z_2 = 50$, $z_3 = 100$, $n_1 = 2500$ об/мин (рис. 8.3).

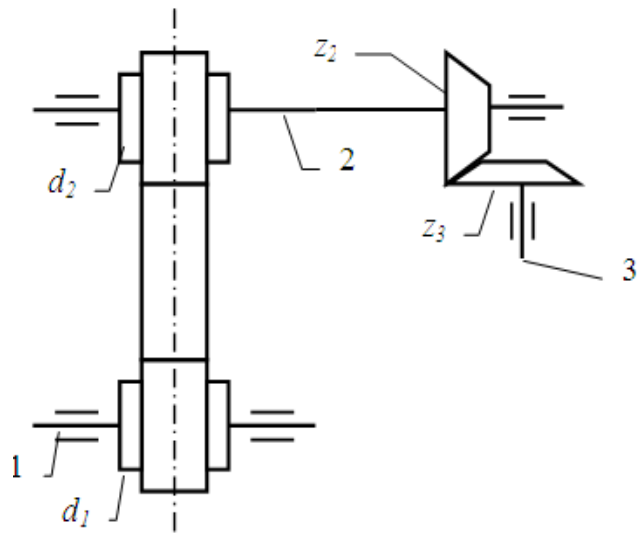


Рис. 8.3

Решение.

Данный передаточный механизм является двухступенчатым: первая ступень – ременная передача (вращение передается с шкива 1 на шкив 2), вторая ступень – коническая зубчатая передача (вращение передается с шестерни 2 на колесо 3).

Общее передаточное отношение определим по формуле (6):

$$u_{об} = u_{12} \cdot u_{23} = \frac{n_1}{n_3}$$

$$u_{12} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{750}{300} = 2.5$$

$$u_{23} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{100}{50} = 2$$

Тогда

$$u_{об} = u_{12} \cdot u_{23} = 2,5 \cdot 2 = 5$$

и

$$n_3 = \frac{n_1}{u_{об}} = \frac{2500}{5} = 500 \text{ об / мин}$$

2. Коэффициент полезного действия передачи, мощность

Если к ведущему валу передачи подвести мощность P_1 , то с ведомого можно будет отобрать мощность P_2 , которая несколько меньше затраченной P_1 (следствие потерь на трение и др.

сопротивления). Эти потери выражаются коэффициентом полезного действия:

$$\eta = P_2 / P_1 \quad (8.7)$$

Поскольку

$$P = T \cdot \omega \quad (8.8)$$

$$\text{и} \quad \omega = (\pi \cdot n) / 30 \quad (8.9)$$

где T – момент вращения;

ω – угловая скорость,

$$\text{то} \quad \eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{T_2}{T_1 u_{12}}$$

(10)

В силовой (понижающей) передаче (редуктор)

$$\omega_1 > \omega_2, \quad T_2 > T_1, \quad T_2 = T_1 \cdot u_{12} \cdot \eta$$

Пример 3.

Определить мощность и крутящий момент, передаваемые колесом, если известны числа зубьев шестерни и колеса: ($Z_1 = 18, Z_2 = 45$). $T_1 = 10$ Н·м, $n_1 = 900$ об/мин. Коэффициент полезного действия передачи принять $\eta = 0.95$

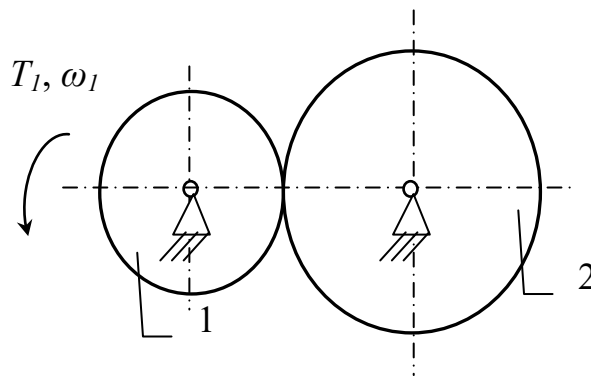


Рис. 8.4

Решение (см. рис.8.4).

Мощность на ведущем колесе определим по формуле (8.8):

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1,$$

где $\omega_1 = (\pi \cdot n_1) / 30 = (\pi \cdot 900) / 30 = 94,2$ рад/с – угловая скорость ведущего колеса (шестерни)

$$P_1 = 10 \cdot 94.2 = 942 \text{ Вт}$$

Мощность на ведомом колесе определим из (8.7):

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 942 \cdot 0.95 = 895 \text{ Вт} \quad (P_2 < P_1)$$

Передаточное отношение

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Для зубчатых передач передаточное отношение можно определить, зная число зубьев каждого из колес:

$$U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{45}{18} = 2.5$$

Тогда

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U} = \frac{94.2}{2.5} = 37.7 \quad (\text{рад/с})$$

Тогда крутящий момент на валу ведомого колеса будет равен:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{895}{37.7} = 23.7 \quad \text{Н}\cdot\text{м}$$

Ответ: $P_2 = 895 \text{ Вт}$, $T_2 = 23.7 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Пример 4.

Определить мощность и крутящий момент, передаваемые шестерней, если известны числа зубьев шестерни и колеса: ($Z_1 = 28$, $Z_2 = 42$). $T_2 = 3 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $n_2 = 600 \text{ об/мин}$.

Коэффициент полезного действия передачи принять $\eta_{12} = 0.95$ (рис. 8.5)

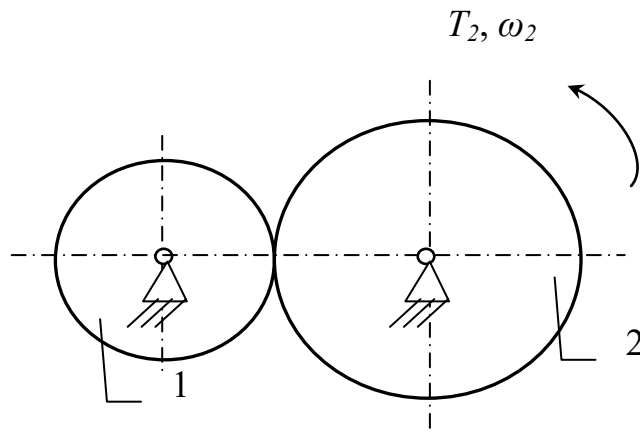


Рис. 8.5

Решение.

Мощность на ведомом колесе определим по формуле (8.8):

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2,$$

где $\omega_2 = (\pi \cdot n_2) / 30 = (\pi \cdot 600) / 30 = 62,8$ рад/с – угловая скорость ведомого колеса

$$P_2 = 3 \cdot 62,8 = 188 \text{ Вт}$$

Мощность на ведущем колесе (шестерне) определим из (8.7):

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{12}} = \frac{188}{0,95} = 198 \text{ Вт} \quad (P_1 > P_2)$$

Передаточное отношение

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Для зубчатых передач передаточное отношение можно определить, зная число зубьев каждого из колес:

$$U_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{42}{28} = 1,5$$

Тогда

$$\omega_1 = \omega_2 \cdot U_{12} = 62,8 \cdot 1,5 = 94,2 \quad (\text{рад/с})$$

Тогда крутящий момент на валу ведущего колеса (шестерни) будет равен:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{198}{94,2} = 2,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Ответ: $P_1 = 198 \text{ Вт}$, $T_1 = 2,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Задания для расчёта

Задание 1.

Определить (см. рис. 8.6) угловую скорость ведомого шкива 3 (или ведущего 1), если заданы диаметры шкивов и угловая скорость ведущего звена (или ведомого) (см. табл. 8.1).

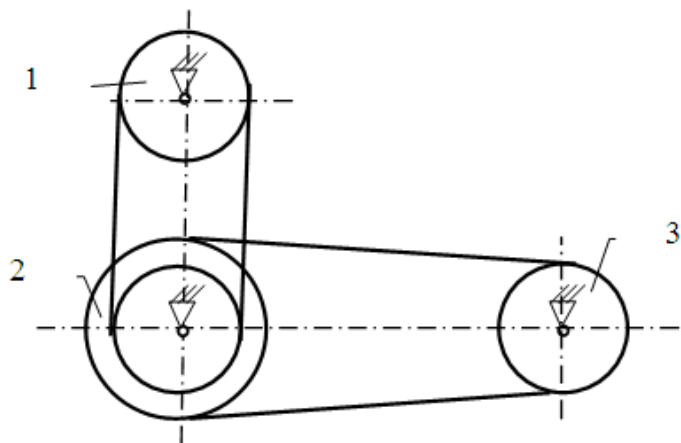


Рис. 8.6

Таблица 8.1 – Исходные данные для расчета задания 1.

№ варианта	Диаметры шкивов, мм				Угловая скорость, рад/с		Найти
	d_1	d_2 (внутренний)	D_2 (внешний)	d_3	ω_1	ω_3	
1	110	210	410	310	100	-	ω_3
2	120	220	420	320	200	-	ω_3
3	130	230	430	330	300	-	ω_3
4	140	240	440	340	400	-	ω_3
5	150	250	450	350	500	-	ω_3
6	160	260	460	360	-	90	ω_1
7	170	270	470	370	-	80	ω_1
8	180	280	480	380	-	70	ω_1
9	190	290	490	390	-	60	ω_1
10	200	300	500	400	-	50	ω_1

Задание 2.

Определить (см. рис. 8.7) угловую скорость ведомого звена 3 (или ведущего 1), если заданы числа зубьев колес и звездочек и угловая скорость ведущего звена (или ведомого) (см. табл. 8.2).

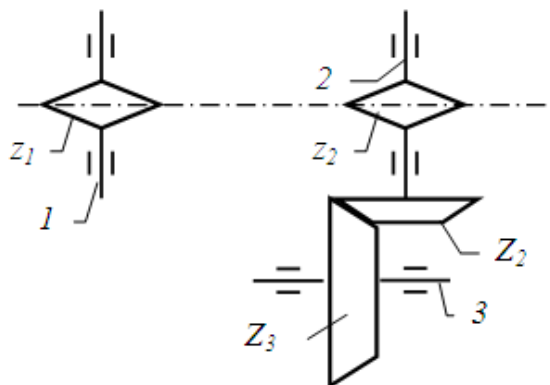


Рис. 8.7

Таблица 8.2 – Исходные данные для расчета задания 2.

№ варианта	Числа зубьев				Угловая скорость, рад/с		Найти
	звездочек		колес		ω_1	ω_3	
	z_1	z_2	Z_2	Z_3			
1	11	31	21	51	10	-	ω_3
2	12	32	22	52	20	-	ω_3
3	13	33	23	53	30	-	ω_3
4	14	34	24	54	40	-	ω_3
5	15	35	25	55	50	-	ω_3
6	16	36	26	56	-	9	ω_1
7	17	37	27	57	-	8	ω_1
8	18	38	28	58	-	7	ω_1
9	19	39	29	59	-	6	ω_1
10	20	40	30	60	-	5	ω_1

Задание 3.

Определить (см. рис. 8.8) угловую скорость ведомого колеса 4 (или ведущего 1), если заданы числа зубьев колес и угловая скорость ведущего звена (или ведомого) (см. табл. 8.3).

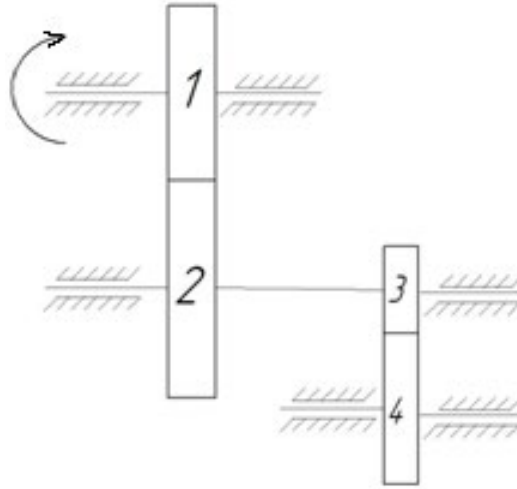


Рис. 8.8

Таблица 8.3 – Исходные данные для расчета задания 3.

№ варианта	Числа зубьев колес				Угловая скорость, рад/с		Найти
	z_1	z_2	z_3	z_4	ω_1	ω_4	
1	18	29	21	41	100	-	ω_4
2	52	82	22	56	300	-	ω_4
3	43	33	23	39	230	-	ω_4
4	34	74	27	46	410	-	ω_4
5	25	39	27	51	150	-	ω_4
6	46	36	24	49	-	90	ω_1
7	18	39	27	48	-	80	ω_1
8	62	99	77	101	-	200	ω_3
9	49	81	27	73	-	120	ω_1
10	21	62	26	53	-	180	ω_1

Задание 4.

Определить мощность и крутящий момент, передаваемые ведомым колесом 2 (или ведущим 1) (см. рис. 8.9), если известны числа зубьев шестерни и колеса, КПД передачи η_{12} , крутящий момент на входном T_1 или выходном (T_2) колесе и частота вращения ведущего звена (или ведомого) (см. табл. 8.4).

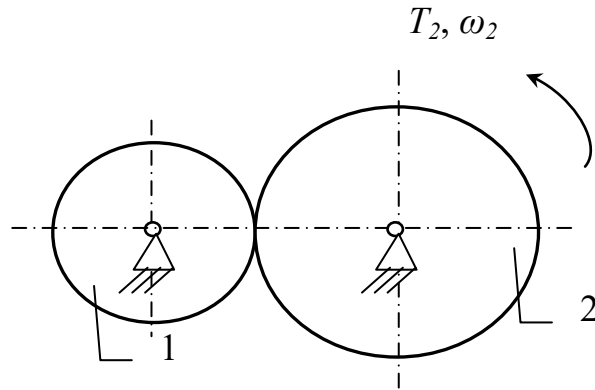


Рис. 8.9

Таблица 8.4 – Исходные данные для расчета задания 4.

№ варианта	Число зубьев		крутящий момент, Н·м		Частота вращения, об/мин		КПД	Найти	
	z_1	z_2	T_1	T_2	n_1	n_2		T	n
1	110	210	1	-	1000	-	0,98	T_2	n_2
2	120	220	2	-	2000	-	0,97	T_2	n_2
3	130	230	3	-	-	900	0,96	T_2	n_1
4	140	240	4	-	-	800	0,95	T_2	n_1
5	150	250	5	-	-	700	0,98	T_2	n_1
6	160	260	-	6	3000	-	0,97	T_1	n_2
7	170	270	-	7	4000	-	0,96	T_1	n_2
8	180	280	-	8	5000	-	0,95	T_1	n_2
9	190	290	-	9	-	600	0,97	T_1	n_1
10	200	300	-	10	-	500	0,96	T_1	n_1

Задание 5.

Определить мощность и крутящий момент, передаваемые ведомым шкивом 2 (или ведущим 1) (см. рис. 8.10), если известны диаметры шкивов, КПД ременной передачи η_{12} , крутящий момент на входном T_1 или выходном (T_2) колесе и частота вращения ведущего звена (или ведомого) (см. табл. 8.5).

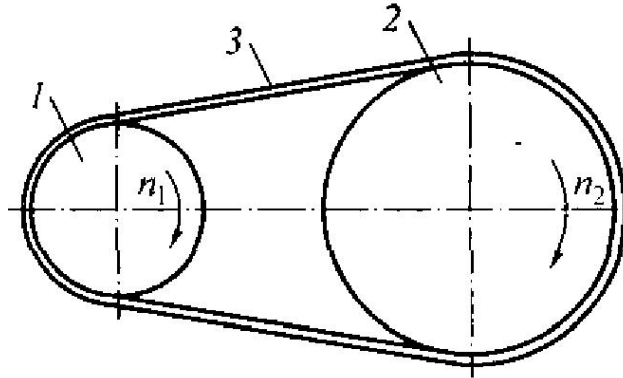


Рис. 8.10

Таблица 8.5 – Исходные данные для расчета задания 5.

№ варианта	Диаметры шкивов, мм		крутящий момент, Н·м		Частота вращения, об/мин		КПД η_{12}	Найти	
	d_1	d_2	T_1	T_2	n_1	n_2		T	n
1	150	310	1.2	-	1100	-	0,91	T_2	n_2
2	160	330	2.3	-	2200	-	0,92	T_2	n_2
3	170	350	3.4	-	-	990	0,93	T_2	n_1
4	180	390	4.5	-	-	880	0,94	T_2	n_1
5	190	410	5.6	-	-	770	0,91	T_2	n_1
6	200	430	-	6.7	3300	-	0,95	T_1	n_2
7	210	440	-	7.8	4400	-	0,94	T_1	n_2
8	220	450	-	8.9	5500	-	0,93	T_1	n_2
9	230	470	-	9.1	-	660	0,92	T_1	n_1
10	240	490	-	10.0	-	550	0,9	T_1	n_1

Задание 6.

Определить мощность и крутящий момент, передаваемые ведомой звёздочкой 2 (или ведущий 1) (см. рис. 8.11), если известны числа зубьев звёздочек, КПД цепной передачи η_{12} , крутящий момент на входном T_1 или выходном (T_2) валу и частота вращения ведущего звена (или ведомого) (см. табл. 8.6).

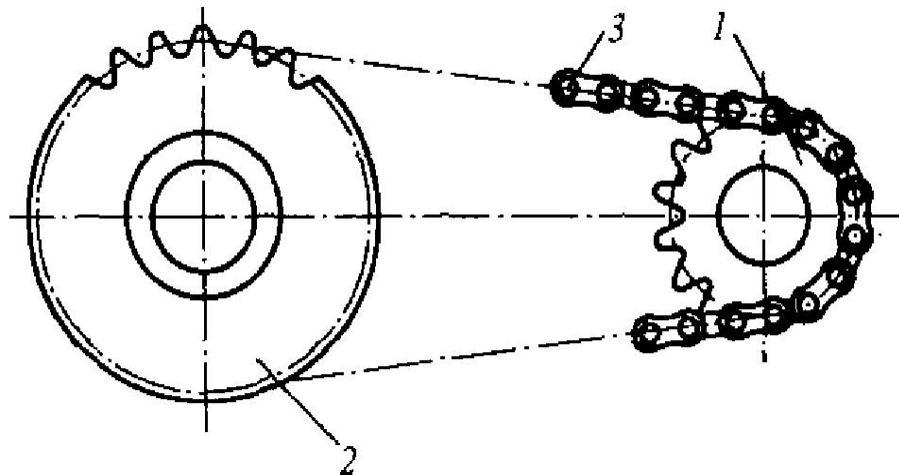


Рис. 8.11

Таблица 8.6 – Исходные данные для расчета задания 6.

№ варианта	Число зубьев звездочек		крутящий момент, Н·м		Частота вращения, об/мин		КПД η_{12}	Найти	
	z_1	z_2	T_1	T_2	n_1	n_2		T	n
1	50	110	11	-	1300	-	0,96	T_2	n_2
2	60	130	23	-	2200	-	0,97	T_2	n_2
3	70	150	34	-	-	900	0,96	T_2	n_1
4	18	39	14	-	-	800	0,97	T_2	n_1
5	19	41	6	-	-	750	0,95	T_2	n_1
6	44	76	-	7	3300	-	0,96	T_1	n_2
7	39	72	-	8	4400	-	0,97	T_1	n_2
8	26	45	-	9	5000	-	0,95	T_1	n_2
9	54	83	-	10	-	650	0,97	T_1	n_1
10	62	90	-	18	-	550	0,95	T_1	n_1

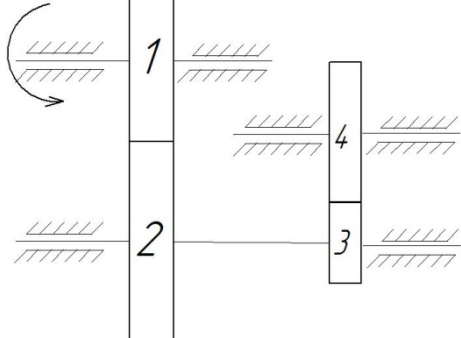
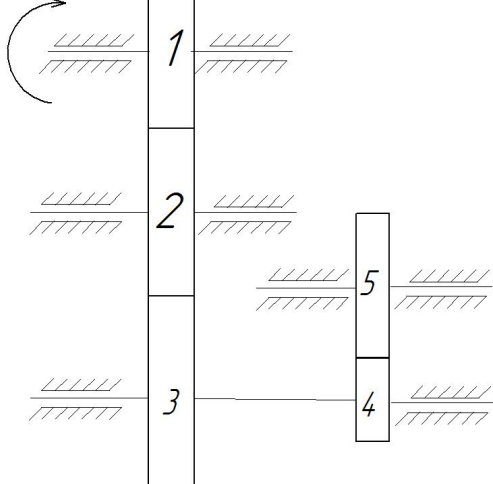
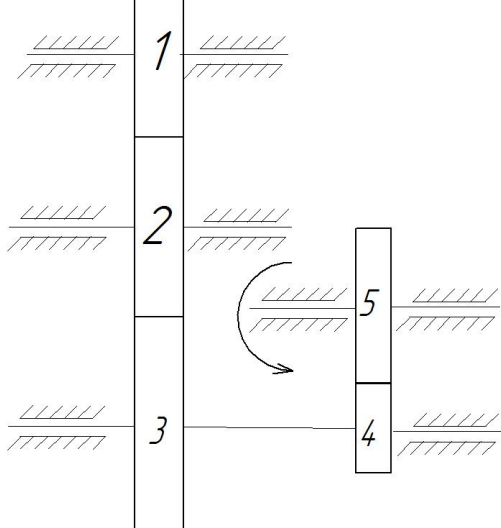
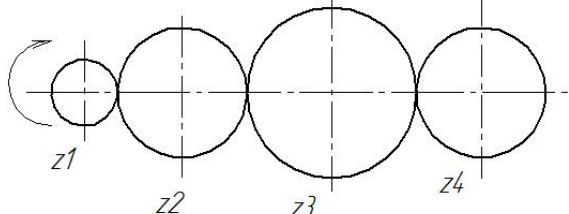
Контрольные вопросы

1. Назначение передаточного механизма
2. Основные типы механических передач
3. Как определяется передаточное отношение различных механических передач?
4. Силовые характеристики механических передач

8.2. Решение задач об определении передаточного отношения зубчатых механизмов

Решите задачу в соответствии с вариантом

1		<p>Числа зубьев колес зубчатой передачи: $z_1=20$, $z_2=40$, $z_3=10$, $z_4=20$. Угловая скорость колеса 1 равна 30 рад/с. Найти угловую скорость колеса 4</p>
2		<p>Числа зубьев колес зубчатой передачи: $z_1=40$, $z_2=20$, $z_3=20$, $z_4=40$. Угловая скорость колеса 1 равна 10 рад/с. Найти угловую скорость колеса 4</p>
3		<p>Числа зубьев колес зубчатой передачи: $z_1=20$, $z_2=40$, $z_3=50$, $z_4=100$. Угловая скорость колеса 4 равна 20 рад/с. Найти угловую скорость колеса 1</p>
4		<p>Числа зубьев колес зубчатой передачи: $z_1=20$, $z_2=50$, $z_3=18$, $z_4=36$. Угловая скорость колеса 4 равна 20 рад/с. Найти угловую скорость колеса 1</p>

5		<p>Числа зубьев колес зубчатой передачи: $z_1=45$, $z_2=15$, $z_3=60$, $z_4=30$. Угловая скорость колеса 1 равна 12 рад/с. Найти угловую скорость колеса 4</p>
6		<p>Числа зубьев колес зубчатой передачи: $z_1=40$, $z_2=25$, $z_3=20$, $z_4=50$, $z_5=20$. Угловая скорость колеса 1 равна 10 рад/с. Найти угловую скорость колеса 5</p>
7		<p>Числа зубьев колес зубчатой передачи: $z_1=70$, $z_2=40$, $z_3=140$, $z_4=200$, $z_5=500$. Угловая скорость колеса 5 равна 50 рад/с. Найти угловую скорость колеса 1</p>
8		<p>Числа зубьев колес зубчатой передачи: $z_1=40$, $z_2=80$, $z_3=100$, $z_4=20$. Угловая скорость колеса 1 равна 10 рад/с. Найти угловую скорость колеса 4</p>

9 ВАЛЫ И ОСИ. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛОВ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

1. Исходные данные и задания для расчета

Для заданной схемы (табл. 9.1) вала мехатронного модуля вращательного движения требуется:

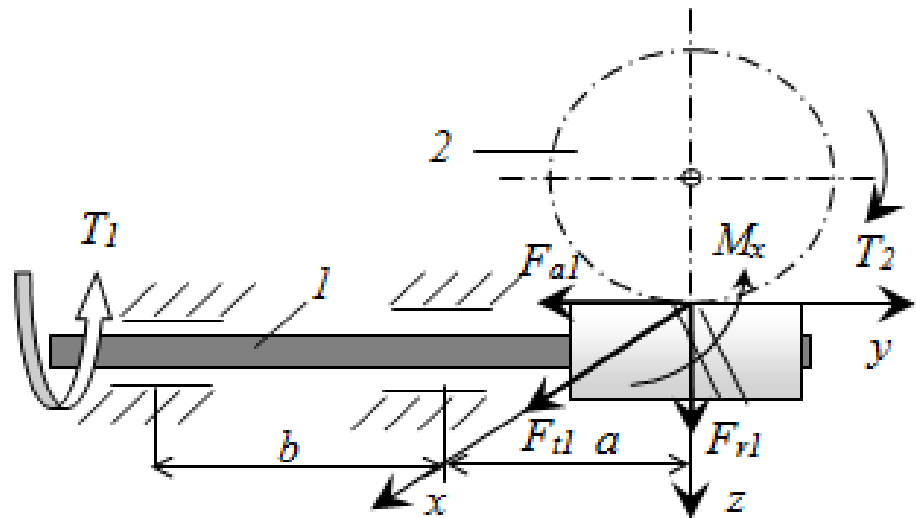
- построить эпюры внутренних силовых факторов (крутящего момента и изгибающих моментов);
- определить положение опасного сечения;
- определить диаметр рассчитываемого вала из условий прочности.

Расчётную схему и исходные данные для расчета необходимо взять из таблицы 9.1 в соответствии с вариантом.

Таблица 9.1 - Расчетные схемы валов и исходные данные для расчета вала

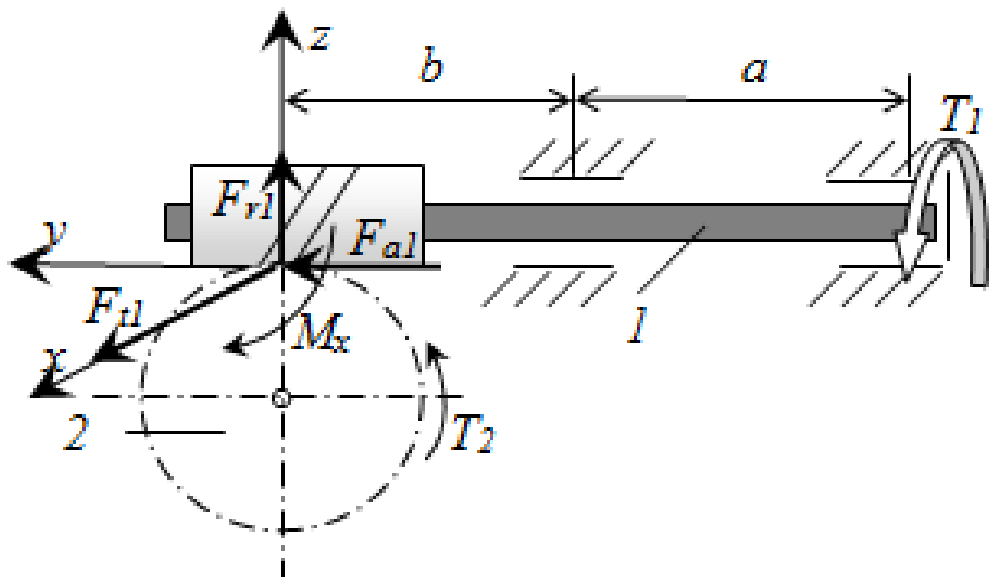
№ варианта	Схема и условие
1	 <p>Червячный вал 1 передает крутящий момент на колесо 2 ($T_1 = 1$ Н·м). Червяк двухзаходный, колесо имеет 50 зубьев. Делительный диаметр червяка $d_1 = 20$ мм. Линейные размеры вала: $a = 0,05$ м; $b = 0,03$ м; Модуль зацепления $m=1$ мм. При $[\sigma]_{экр} = 20$ МПа определить диаметр вала 1 из расчёта на прочность.</p>

4



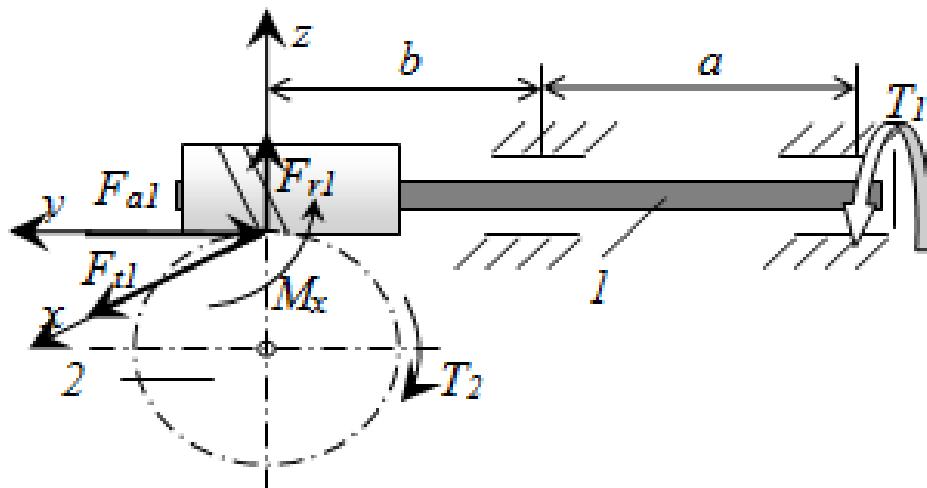
Червячный вал 1 передает крутящий момент на колесо 2 ($T_1 = 0,5$ Н·м). Червяк однозаходный, колесо имеет 36 зубьев. Делительный диаметр червяка $d_1 = 20$ мм. Линейные размеры вала: $a = 0,08$ м; $b = 0,06$ м; Модуль зацепления $m=1$ мм. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20$ МПа определить диаметр вала 1 из расчёта на прочность.

5



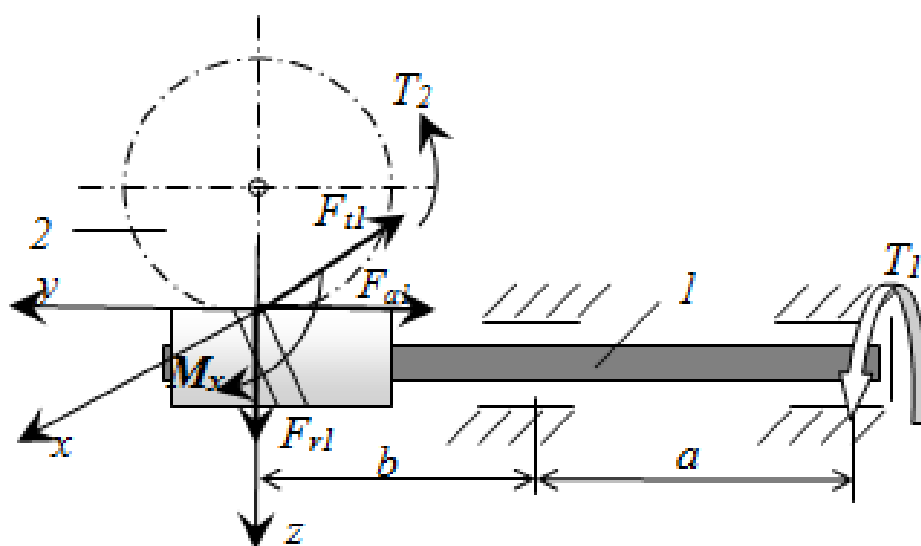
Червячный вал 1 передает крутящий момент на колесо 2 ($T_1 = 1,5$ Н·м). Червяк однозаходный, колесо имеет 35 зубьев. Делительный диаметр червяка $d_1 = 21$ мм. Линейные размеры вала: $a = 0,1$ м; $b = 0,1$ м; Модуль зацепления $m=1$ мм. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20$ МПа определить диаметр вала 1 из расчёта на прочность.

6



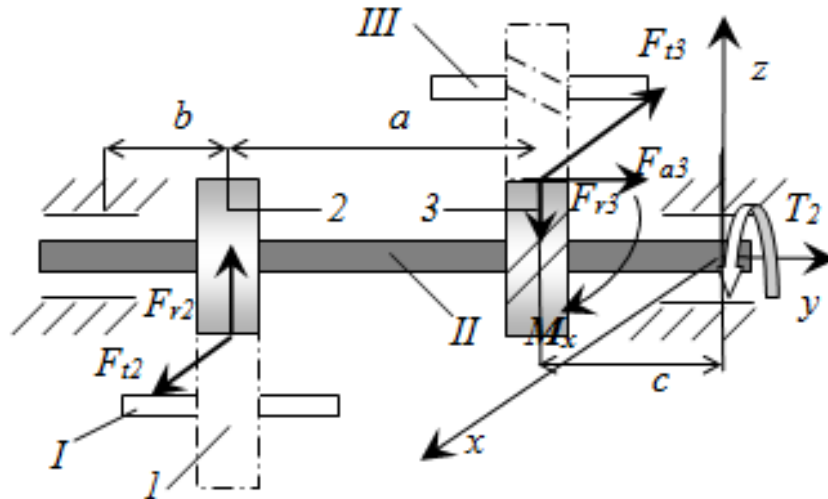
Червячный вал 1 передает крутящий момент на колесо 2 ($T_1 = 1,2$ Н·м). Червяк двухзаходный, колесо имеет 58 зубьев. Делительный диаметр червяка $d_1 = 16$ мм. Линейные размеры вала: $a = 0,1$ м; $b = 0,06$ м; модуль зацепления $m=1$ мм. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20$ МПа определить диаметр вала 1 из расчёта на прочность.

7



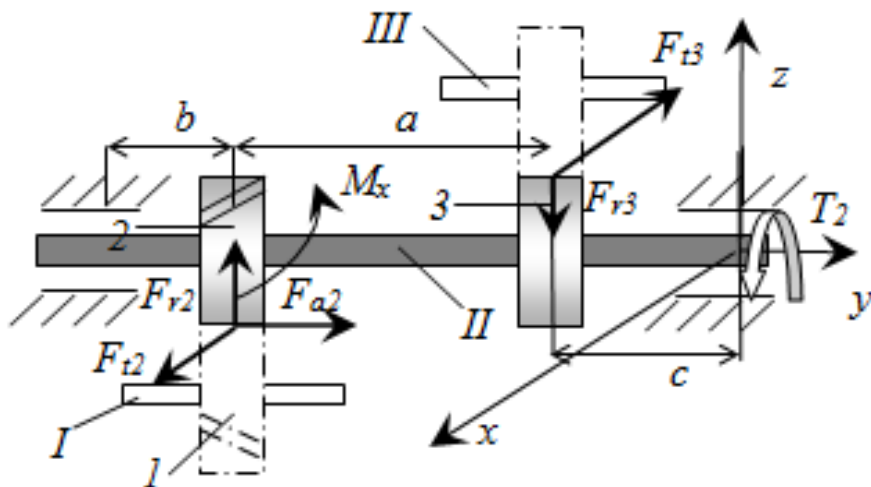
Червячный вал 1 передает крутящий момент на колесо 2 ($T_1 = 1,4$ Н·м). Червяк однозаходный, колесо имеет 18 зубьев. Делительный диаметр червяка $d_1 = 21$ мм. Линейные размеры вала: $a = 0,08$ м; $b = 0,04$ м; модуль зацепления $m=1$ мм. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20$ МПа определить диаметр вала 1 из расчёта на прочность.

8



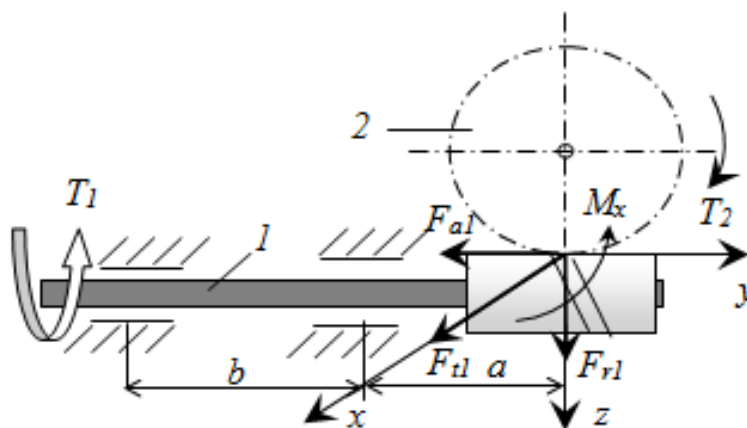
Рассматриваемый вал II получает крутящий момент от вала I ($T_2 = 0,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$) посредством прямозубой передачи и передаёт его на вал III с помощью косозубой передачи (угол наклона зубьев $\beta = 12^\circ$). Модуль всех колёс одинаков и равен $m = m_n = 0,5 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 30$, $z_2 = 60$, $z_3 = 50$. $a = 0,08 \text{ м}$; $b = c = 0,04 \text{ м}$. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала из расчёта на прочность.

9



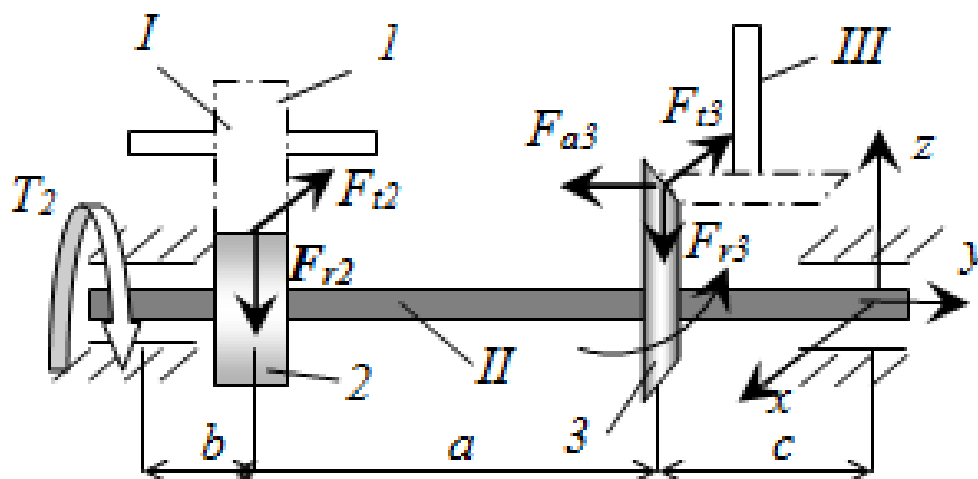
Рассматриваемый вал II получает крутящий момент от вала I ($T_2 = 0,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$) посредством косозубой передачи (угол наклона зубьев $\beta = 12^\circ$) и передаёт его на вал III с помощью прямозубой передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = m_n = 1 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 20$, $z_2 = 60$, $z_3 = 50$. Линейные размеры вала: $a = 0,2 \text{ м}$; $b = c = 0,1 \text{ м}$. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала II из расчёта на прочность.

10



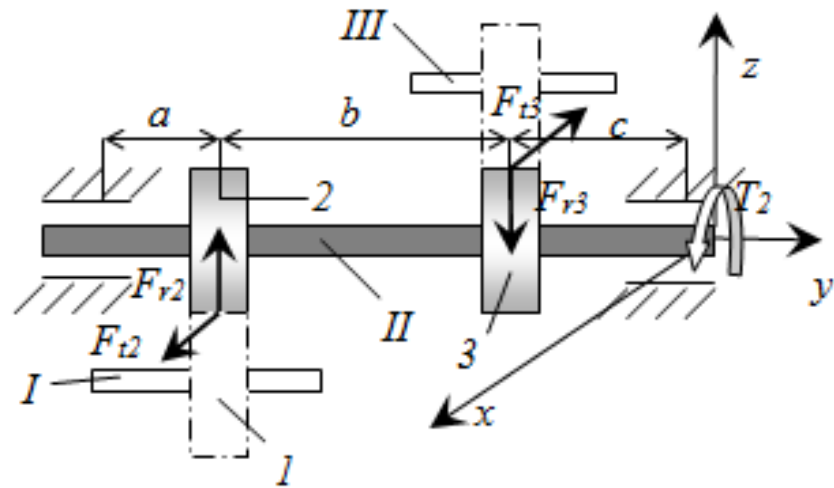
Червячный вал 1 передает крутящий момент на колесо 2 ($T_1 = 0,7$ Н·м). Червяк двухзаходный, колесо имеет 46 зубьев. Делительный диаметр червяка $d_1 = 20$ мм. Линейные размеры вала: $a = 0,04$ м; $b = 0,5$ м; Модуль зацепления $m = 1$ мм. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20$ МПа определить диаметр вала 1 из расчёта на прочность.

11



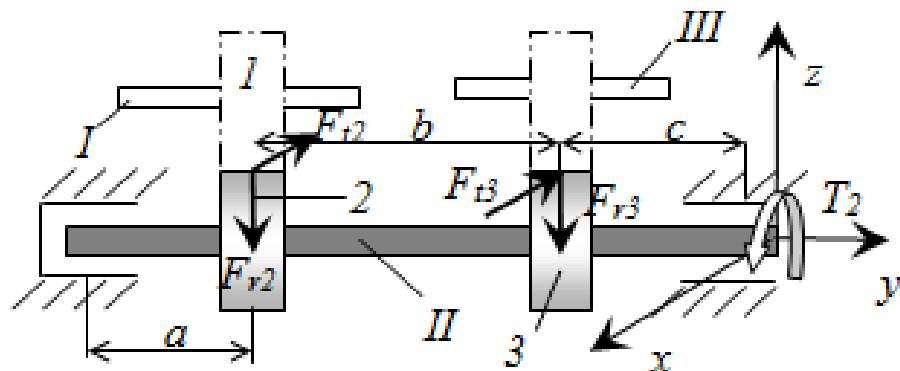
Рассматриваемый вал II передаёт крутящий момент $T_2 = 0,8$ Н·м на вал III с помощью конической прямозубой передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = m_m = 1,5$ мм, числа зубьев колёс: $z_1 = 25$, $z_2 = 40$, $z_3 = 30$. $a = 0,2$ м; $b = 0,05$ м; $c = 0,1$ м. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20$ МПа определить диаметр вала II из расчёта на прочность.

12



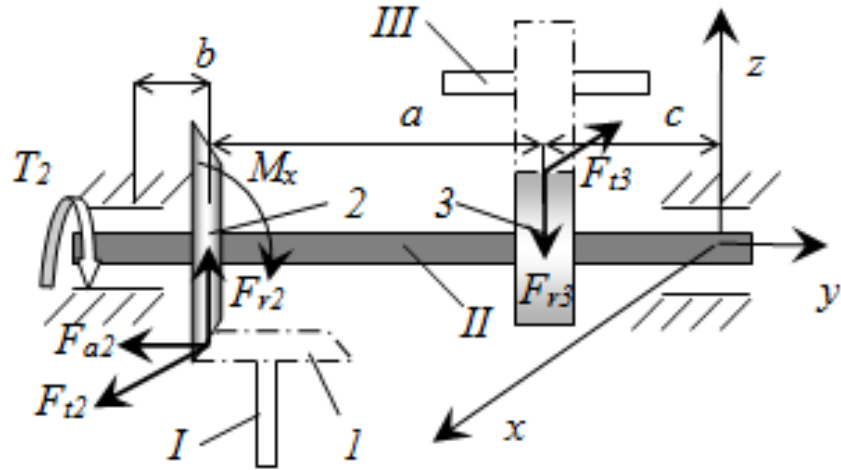
Рассматриваемый вал II передает крутящий момент $T_2 = 0.8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на вал III с помощью прямозубой передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = 0.4 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 60$, $z_2 = 90$, $z_3 = 75$. $a = 0,05 \text{ м}$; $b = c = 0,07 \text{ м}$ При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала II из расчёта на прочность.

13



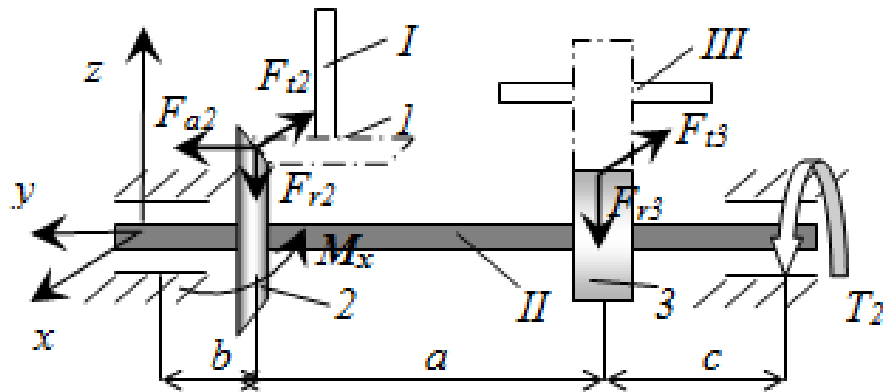
Рассматриваемый вал II получает крутящий момент от вала I ($T_2 = 0.5 \text{ Н}\cdot\text{м}$) посредством прямозубой передачи и передаёт его на вал III с помощью также прямозубой передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = 0.5 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 50$, $z_2 = 100$, $z_3 = 80$. $a = 0,06 \text{ м}$ $b = c = 0,07 \text{ м}$. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала II из расчёта на прочность.

14



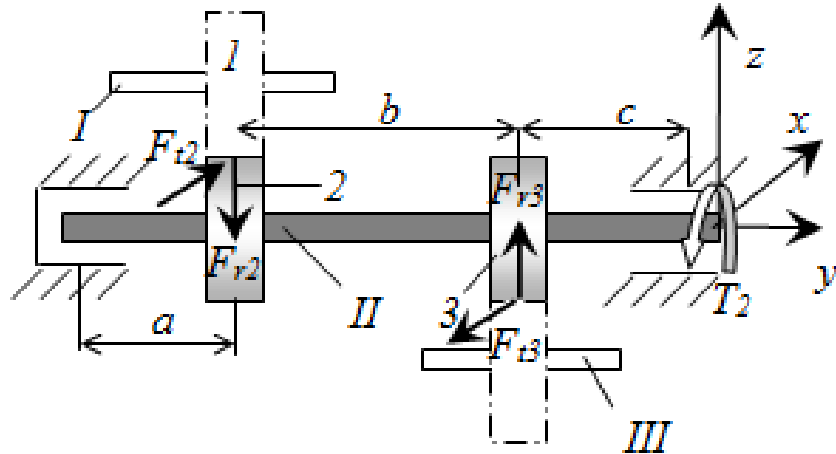
Рассматриваемый вал II получает крутящий момент от вала I ($T_2 = 4 \text{ Н}\cdot\text{м}$) посредством конической прямозубой передачи и передаёт его на вал III с помощью прямозубой цилиндрической передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = m_m = 1,5 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 20$, $z_2 = 30$, $z_3 = 20$. $a = 0,15 \text{ м}$; $b = 0,05 \text{ м}$; $c = 0,08 \text{ м}$. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала II из расчёта на прочность.

15



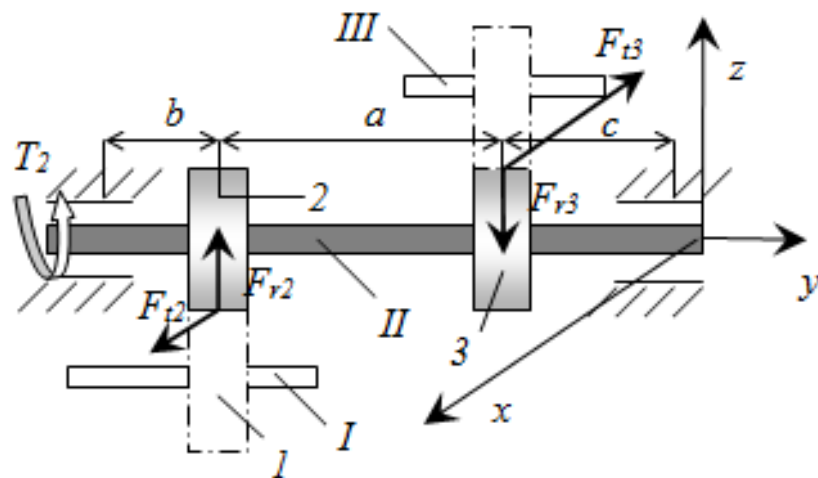
Рассматриваемый вал II получает крутящий момент от вала I ($T_2 = 3 \text{ Н}\cdot\text{м}$) посредством конической прямозубой передачи и передаёт его на вал III с помощью прямозубой цилиндрической передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = m_m = 1 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 20$, $z_2 = 50$, $z_3 = 40$. $a = 0,1 \text{ м}$; $b = 0,03 \text{ м}$; $c = 0,05 \text{ м}$. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала II из расчёта на прочность.

16



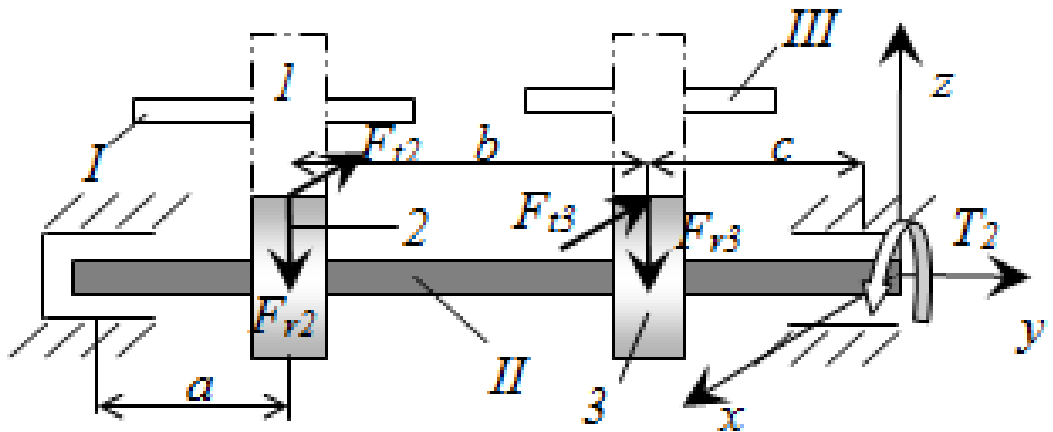
Рассматриваемый вал *II* получает крутящий момент от вала *I* ($T_2 = 0.8 \text{ Н}\cdot\text{м}$) посредством прямозубой передачи и передаёт его на вал *III* с помощью также прямозубой передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = 0.6 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 40$, $z_2 = 100$, $z_3 = 80$. $a = 0,05 \text{ м}$; $b = c = 0,06 \text{ м}$ При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала *II* из расчёта на прочность.

17



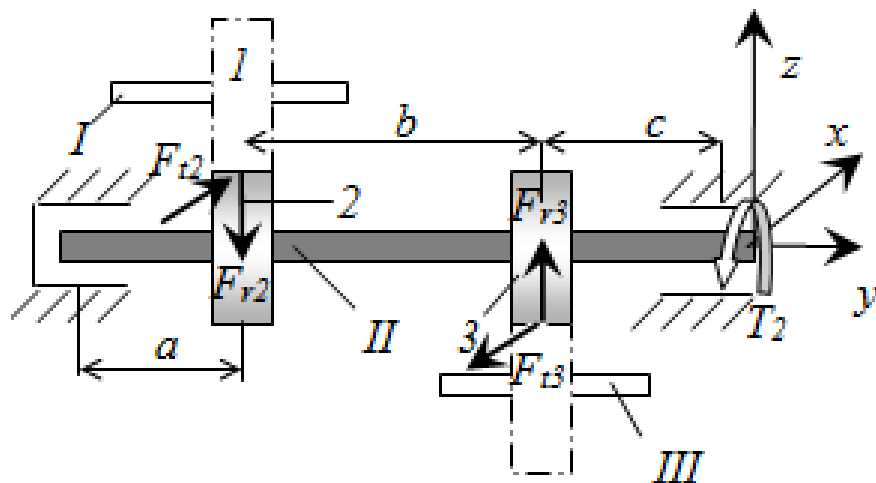
Рассматриваемый вал *II* получает крутящий момент от вала *I* ($T_2 = 1 \text{ Н}\cdot\text{м}$) посредством прямозубой передачи и передаёт его на вал *III* с помощью также прямозубой передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = 0.5 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 40$, $z_2 = 60$, $z_3 = 40$. $a = 0,1 \text{ м}$; $b = c = 0,05 \text{ м}$ При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала *II* из расчёта на прочность.

18



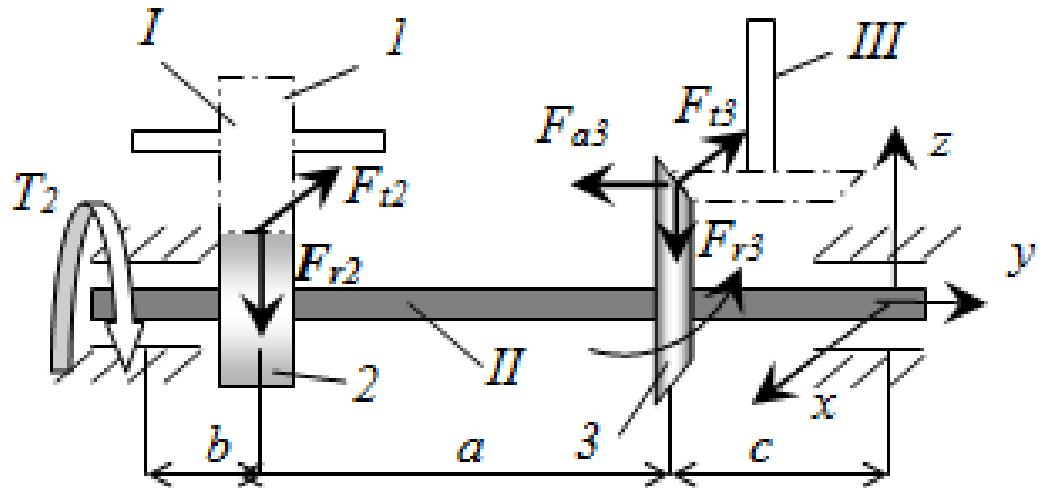
Рассматриваемый вал II получает крутящий момент от вала I ($T_2 = 0.2 \text{ Н}\cdot\text{м}$) посредством прямозубой передачи и передаёт его на вал III с помощью также прямозубой передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = 0.6 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 60$, $z_2 = 90$, $z_3 = 120$. $a = 0.06 \text{ м}$; $b = c = 0.05 \text{ м}$ При $[\sigma]_{\text{экр}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала II из расчёта на прочность.

19



Рассматриваемый вал II получает крутящий момент от вала I ($T_2 = 1 \text{ Н}\cdot\text{м}$) посредством прямозубой передачи и передаёт его на вал III с помощью также прямозубой передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = 0.5 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 40$, $z_2 = 100$, $z_3 = 80$. $a = 0.04 \text{ м}$; $b = c = 0.05 \text{ м}$ При $[\sigma]_{\text{экр}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала II из расчёта на прочность.

20



Рассматриваемый вал II передаёт крутящий момент $T_2 = 0,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на вал III с помощью конической прямозубой передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = m_m = 1 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 24$, $z_2 = 36$, $z_3 = 30$. $a = 0,1 \text{ м}$; $b = 0,05 \text{ м}$; $c = 0,05 \text{ м}$. При $[\sigma]_{\text{экв}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала II из расчёта на прочность.

2. Общие теоретические сведения

Основы расчета валов на прочность

Валы предназначены для размещения вращающихся деталей в мехатронных модулях и механизмах роботов. Валы передают также вращающий момент и работают в условиях кручения, изгиба и растяжения. В основном валы делают ступенчатыми. Такая форма осей и валов удобна для монтажа на них вращающихся деталей.

Основными критериями работоспособности валов и осей являются прочность, жесткость и антирезонансные свойства. Для расчета валов необходимо составить расчетную схему. При этом валы и оси рассматриваются как балки на шарнирных опорах, роль которых выполняют подшипники. Весами валов или осей, а также деталей, установленных на них пренебрегают. Трение в опорах также не учитывается. Реакции в опорах прикладываются в середине ширины подшипников. Распределенные силы, действующие на детали, сидящие на валу, заменяются сосредоточенными, которые приложены в середине ширины деталей.

После составления расчетной схемы вала, определяются все действующие на вал силы, в т.ч. силы в зацеплениях зубчатых

колес и других тел вращения, насаженных на вал – они считаются приложенными к продольной оси вала-, а также реакции опор. После этого находятся крутящие и изгибающие моменты по длине вала.

Проверочный расчет на прочность выполняется с учетом одновременного действия изгибающего и крутящего моментов.

На основании четвертой теории прочности можно записать:

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma_u],$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ - эквивалентное напряжение, зависящее от материала вала;

σ_u и τ_k - соответственно наибольшие напряжения в точке вала от изгиба – моментом M_u и кручения - моментом T .

Так как

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}; \quad \tau_k = \frac{T}{W_k}; \quad W_k = 2 W_u,$$

то можно записать

$$\sigma_{\text{эк}} = \frac{10}{d^3} \sqrt{M_u^2 + 0,75T^2}$$

откуда диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M_u^2 + 0,75T^2}}{[\sigma_{\text{эк}}]}}, \quad (9.1)$$

По третьей теории прочности :

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2} \leq [\sigma_u],$$

условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sqrt{M_u^2 + T^2}}{W} \leq [\sigma],$$

откуда диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{10\sqrt{M_u^2 + T^2}}{[\sigma_{\text{эк}}]}}, \quad (9.2)$$

Опасное сечение находят после построения эпюр изгибающих и крутящих моментов. При этом силы, действующие на вал в разных плоскостях, раскладывают по двум взаимно перпендикулярным плоскостям и строят эпюры моментов. Затем

производится геометрическое суммирование изгибающих моментов.

Более подробно с основными принципами расчета валов на прочность можно ознакомиться в соответствующей литературе.

Исходные формулы для расчета сил в зацеплении зубчатых колес

Схема сил в зацеплении прямозубых колёс показана на рис. 9.1.

Возникающую в точке контакта зубьев силу нормального давления, как правило, раскладывают на две составляющие:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha$$

(3)

$$d_1 = mz_1$$

$$d_2 = mz_2$$

где d_1, d_2 – делительные диаметры колёс; m – модуль зацепления; z_1, z_2 – числа зубьев колёс; $\alpha = 20^\circ$ – профильный угол.

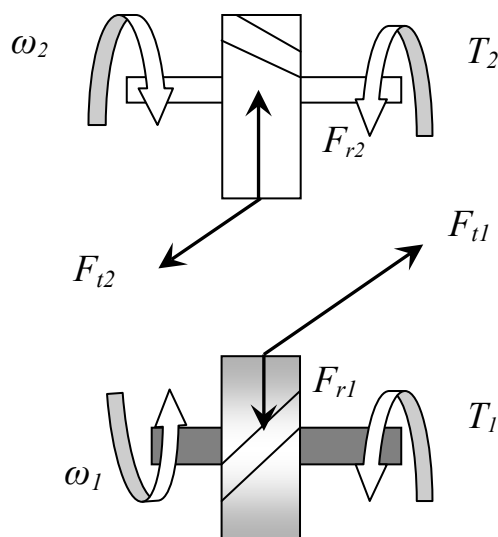


Рис. 9.1 Схема сил в зацеплении прямозубых колёс:
 ω_1, ω_2 – угловая скорость колес; T_1, T_2 – крутящий момент на валах колес; $F_{t1}, F_{t2}, F_{r1}, F_{r2}$ – соответственно окружные и радиальные силы, действующие на колёса

Схема сил в зацеплении косозубых колёс показана на рис. 9.2.

Возникающую в точке контакта зубьев силу нормального давления, как правило, раскладывают на три составляющие:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\beta \tag{9.4}$$

$$d_1 = mz_1$$

$$d_2 = mz_2$$

где d_1, d_2 – делительные диаметры колёс; m – модуль зацепления; z_1, z_2 – числа зубьев колёс; $\alpha = 20^\circ$ – профильный угол; β – угол наклона линии зуба.

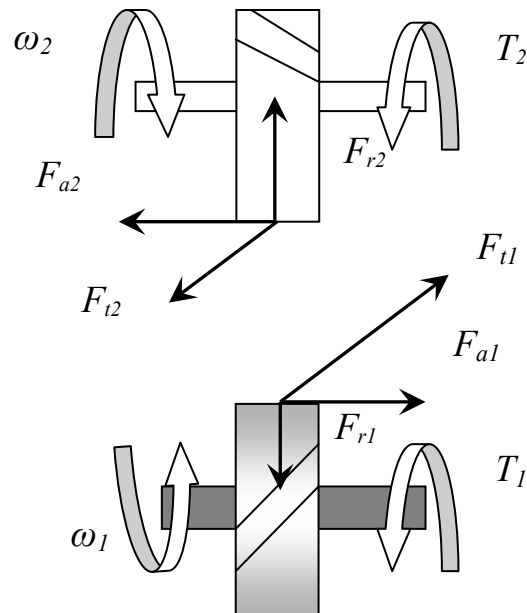


Рис. 9.2. Схема сил в зацеплении косозубых колёс:

ω_1, ω_2 – угловая скорость колёс; T_1, T_2 – крутящий момент на валах колёс; $F_{t1}, F_{t2}, F_{r1}, F_{r2}, F_{a1}, F_{a2}$ – соответственно окружные, радиальные и осевые силы, действующие на колёса

На каждое колесо также действует возникающий в точке зацепления сосредоточенный изгибающий момент (вокруг поперечной оси колеса) от осевой силы:

$$M_x = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} \tag{9.5}$$

Схема сил в зацеплении прямозубых конических колёс показана на рис. 9.3.

Силы в зубчатом зацеплении конических колёс определяют по формулам:

$$\begin{aligned}
 F_{t1} = F_{t2} &= \frac{2T_1}{d_{m1}}; \\
 F_{r1} = F_{a2} &= F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha \cdot \cos\delta_1 \\
 F_{a1} = F_{r2} &= F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha \cdot \cos\delta_2 = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha \cdot \sin\delta_1
 \end{aligned}
 \tag{9.6}$$

$$\begin{aligned}
 d_{m1} &= m_m z_1 \\
 d_{m2} &= m_m z_2
 \end{aligned}$$

где d_{m1}, d_{m2} – средние делительные диаметры колёс; m_m – средний модуль зацепления; z_1, z_2 – числа зубьев колёс; $\alpha = 20^\circ$ – профильный угол; δ_1, δ_2 – угол делительного конуса колеса; $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$;

$$\begin{aligned}
 \delta_1 &= \operatorname{arctg}(z_2/z_1) \\
 \delta_2 &= \operatorname{arctg}(z_1/z_2)
 \end{aligned}
 \tag{9.7}$$

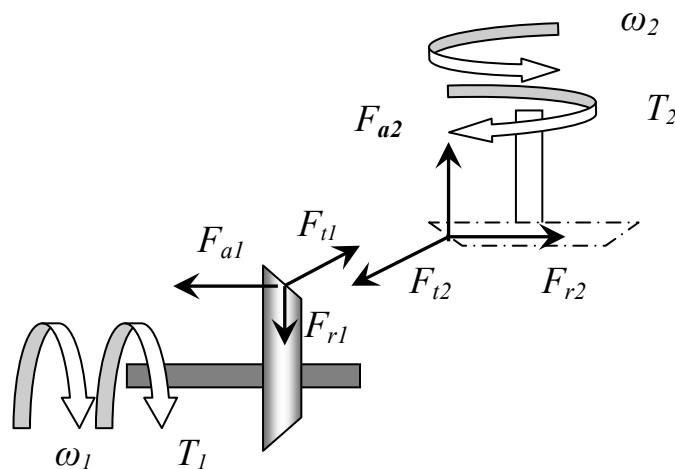


Рис. 9.3. Схема сил в зацеплении косозубых колёс:

ω_1, ω_2 – угловая скорость колес; T_1, T_2 – крутящий момент на валах колес; $F_{t1}, F_{t2}, F_{r1}, F_{r2}, F_{a1}, F_{a2}$ – соответственно окружные, радиальные и осевые силы, действующие на колёса

Схема сил в червячном зацеплении приведена на рис. 9.4

Окружная сила F_{t1} на червяке равна осевой силе F_{a2} на колесе, и наоборот, то есть:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1};$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2},$$
(9.8)

где d_1, d_2 – делительный диаметр червяка и колеса соответственно.

Радиальная сила:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}.$$
(9.9)

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 m / d_1$$

где α – угол зацепления;

γ – угол подъема винтовой линии;

z_1 – число заходов червяка;

m – модуль зацепления.

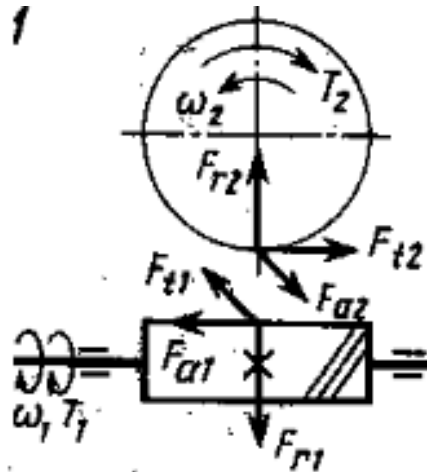


Рис. 9.4. Схема сил в червячном зацеплении:

ω_1, ω_2 – угловая скорость червяка и колеса соответственно; T_1, T_2 – крутящий момент на червяке и колесе; F_{t1}, F_{r1}, F_{a1} – соответственно окружная, радиальная и осевая сила, действующие на червяк; F_{t2}, F_{r2}, F_{a2} – соответственно окружная, радиальная и осевая сила, действующие на червячное колесо

На червяк также действует возникающий в точке зацепления червяка и колеса сосредоточенный изгибающий момент (вокруг поперечной оси червяка) от осевой силы:

$$M_x = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}$$
(9.10)

Пример расчета вала мехатронного модуля на прочность

Рассматриваемый вал II (рис. 9.5) передаёт крутящий момент $T_2 = 0,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на вал III с помощью конической прямозубой передачи. Модуль всех колёс одинаков и равен $m = m_m = 1 \text{ мм}$, числа зубьев колёс: $z_1 = 60, z_2 = 40, z_3 = 30$. $a = 0,2 \text{ м}; b = c = 0,1 \text{ м}$. При допускаемом эквивалентном напряжении $[\sigma]_{\text{экв}} = 20 \text{ МПа}$ определить диаметр вала II из расчёта на прочность.

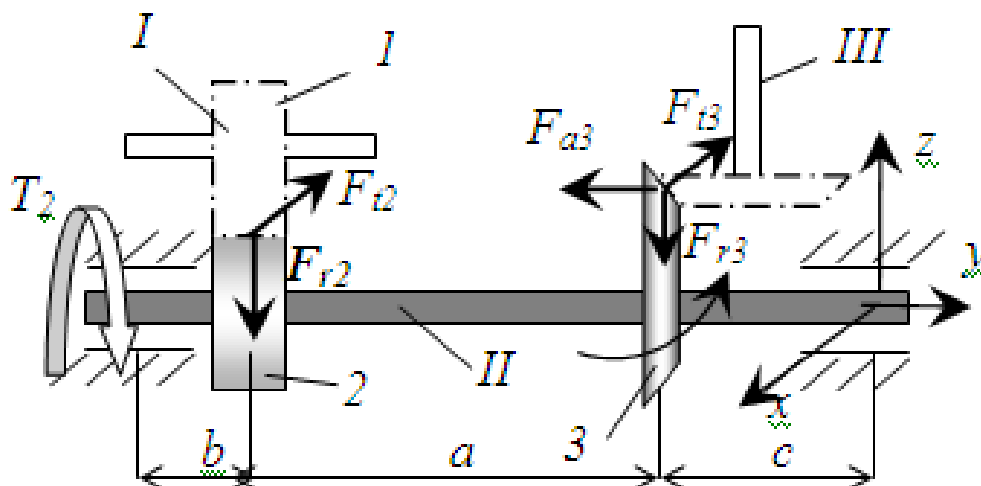


Рис. 9.5. Расчетная схема вала

Решение.

1) Проведем расчет сил $F_{t2}, F_{r2}, F_{t3}, F_{r3}, F_{a3}$, действующих на колеса, и других геометрических параметров:

делительные диаметры колес:

$$d_{m3} = m_m z_3 = 30 \text{ мм}$$

$$d_2 = m_m z_2 = 40 \text{ мм}$$

окружная сила $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 0,5}{0,04} = 25 \text{ Н}$

угол конуса шестерни 3 определим по формуле (9.7):

$$\delta_3 = \arctg\left(\frac{60}{30}\right) = 27^\circ$$

радиальная сила на колесе 2:

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 25 \operatorname{tg} 20^\circ = 9,1 \text{ Н}$$

окружная сила на колесе 3:

$$F_{t3} = \frac{2T_2}{d_{m3}} = \frac{2 \cdot 0,5}{0,03} = 33,3 \text{ Н}$$

радиальная сила на колесе 2:

$$F_{r3} = F_{t3} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_3 = 33,3 \times \operatorname{tg} 20^\circ \times \cos 27^\circ = 10,6 \text{ Н}$$

осевая сила на колесе 3:

$$F_{a3} = F_{t3} \tan \alpha \sin \beta_1 = 5,5 \text{ Н}$$

сосредоточенный изгибающий момент относительно оси x , действующий на колесо 3:

$$M_{3x} = \frac{F_{a3} m Z_3}{2} = \frac{5,5 \times 0,001 \times 30}{2} = 0,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Рассматриваемый вал находится под действием различных по характеру силовых факторов, т.е. в его поперечных сечениях возникает сложное сопротивление. В данном случае на вал действуют одновременно: осевая сила, крутящий момент, поперечные силы и изгибающие моменты в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, т.е. имеет место кривой изгиб с растяжением и кручением.

В соответствии с принципом независимости действия сил (гипотеза о суперпозиции) можно рассмотреть отдельно действие перечисленных силовых факторов, по совокупности их действия определить местоположение опасных сечений, после чего по 3-й или 4-й теории прочности определить эквивалентное напряжение.

Построим эпюры основных силовых факторов, рассмотрев по отдельности разные виды нагрузок.

2) Кручение.

Расчетная схема вала на кручение и эпюра крутящего момента показаны на рис. 9.6

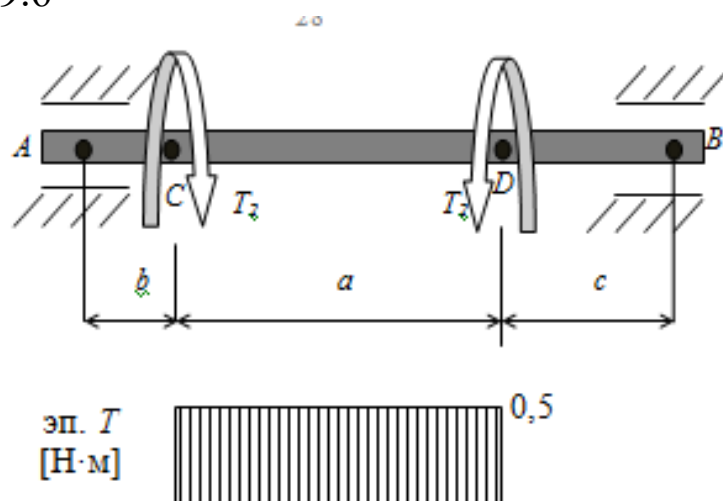


Рис. 9.6. Расчетная схема вала на кручение и эпюра крутящего момента

3) Изгиб в горизонтальной плоскости

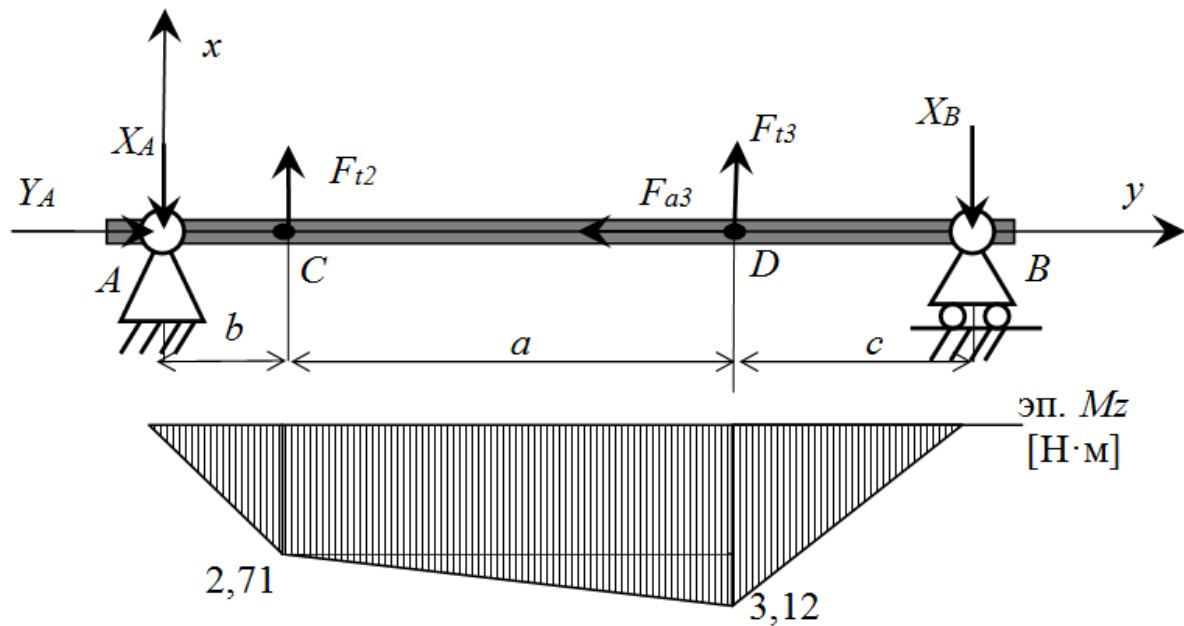


Рис. 9.7. Расчетная схема вала на изгиб в горизонтальной плоскости и эпюра изгибающего момента

Представим вал в виде двухопорной балки, одна из опор шарнирно-неподвижная (т. *A*), вторая – шарнирно-подвижная (т. *B*) (рис. 9.7).

Определим реакции связей для данной схемы:

$$\sum F_y = 0$$

$$Y_A = F_{a3} = 5,5 \text{ Н}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{t2}b + F_{t3}(b + a) = X_B(a + b + c)$$

откуда

$$X_B = 31,2 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$X_A(a + b + c) = F_{t2}(a + c) + F_{t3}c$$

откуда

$$X_A = 27,1 \text{ Н}$$

Далее строим эпюру изгибающего момента M_z относительно оси z (см. рис. 9.7).

4) Изгиб в вертикальной плоскости

Опять представим вал в виде двухопорной балки, одна из опор шарнирно-неподвижная (т. *A*), вторая – шарнирно-подвижная (т. *B*) (рис. 9.8).

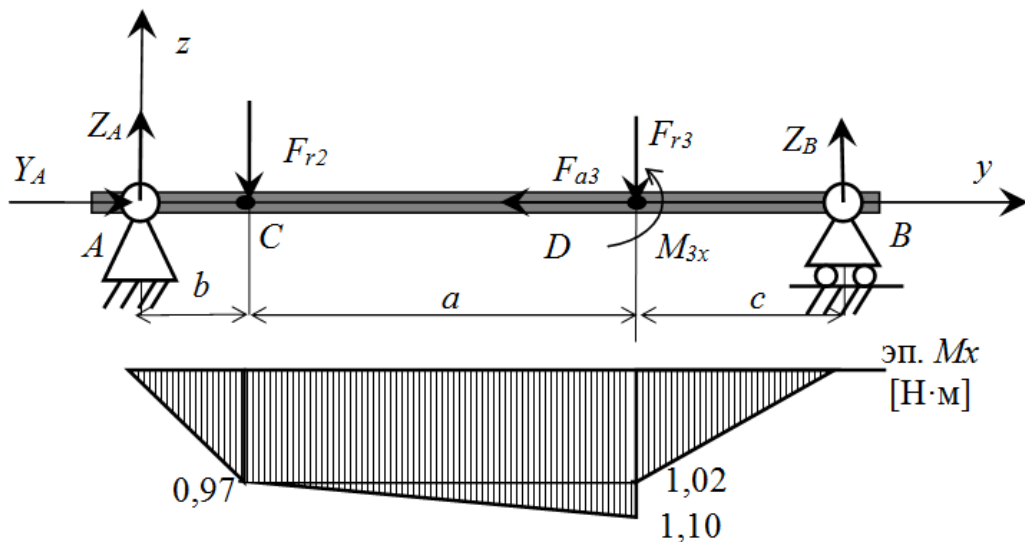


Рис. 9.8. Расчетная схема вала на изгиб в вертикальной плоскости и эпюра изгибающего момента

Определим реакции связей для данной схемы:

$$\sum F_y = 0$$

$$Y_A = F_{a3} = 5,5 \text{ Н} - \text{ранее уже определена}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{r2}b + F_{r3}(a + b) - M_{3x} = Z_B(a + b + c)$$

откуда

$$Z_A = 10,2 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{r3}c + F_{r2}(a + c) + M_{3x} = Z_A(a + b + c)$$

откуда

$$Z_A = 9,7 \text{ Н}$$

Далее строим эпюру изгибающего момента M_x относительно оси x (см. рис. 9.8).

уч. AC: $0 \leq y_1 \leq b$

$$M_x = Z_A y_1$$

при $y_1 = 0$ $M_x = 0$

при $y_1 = b$ $M_x = 9,7 \times 0,1 = 0,97 \text{ Н} \cdot \text{м}$

уч. CD: $b \leq y_2 \leq a + b$

$$M_x = Z_A y_2 - F_{r2}(y_2 - b)$$

при $y_2 = a + b$ $M_x = 1,10 \text{ Н} \cdot \text{м}$

уч. BD: $0 \leq y_3 \leq c$

$$M_x = Z_B y_3 \quad y_3 = 0 \quad M_x = 0$$

при $y_3 = 0$ $M_x = 0$

при $y_3 = c$ $M_x = 10,2 \times 0,1 = 1,02 \text{ Н} \cdot \text{м}$

5) Определяем диаметра вала для опасного сечения.

Из анализа эпюр крутящего и изгибающих моментов следует, что опасным сечением является точка D , для которой характерны максимальные значения моментов по всем трем эпюрам.

Определим суммарный изгибающий момент в опасном сечении:

$$M_{\Sigma D} = \sqrt{(M_{ZD}^2 + M_{XD}^2)} = \sqrt{(3,12^2 + 1,1^2)} = 3,31 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Далее определим эквивалентный момент в опасном сечении по третьей теории прочности:

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{(M_{\Sigma D}^2 + T^2)} = \sqrt{(3,31^2 + 0,5^2)} = 3,35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тогда диаметр вала в опасном сечении из условия прочности (9.2):

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \times [\sigma]_{\text{ЭКВ}}}} = \sqrt[3]{\frac{3,35}{0,1 \times 20 \cdot 10^6}} = 0,0149 \text{ м}$$

Округлив, примем

$$d = 15 \text{ мм}$$

Контрольные вопросы

1. Что такое вал и для чего он предназначен?
2. Как определяются внешние силы, действующие на вал мехатронного модуля?
3. Какой характер напряженно-деформированного состояния испытывает вал?
4. Как строятся эпюры крутящих и изгибающих моментов?
5. Условие прочности вала и определение его диаметра.

10 РАСЧЕТНО-КОНСТРУКТОРСКАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ ПРОЕКТА МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ

Процесс проектирования мехатронного модуля заключается в разработке технической документации, предназначенной для его изготовления и эксплуатации.

Состав технической документации определен стандартами, которые объединены в единую систему конструкторской документации (ЕСКД). Виды и комплектность конструкторских документов на изделия регламентирован ГОСТ 2.102-2013, согласно которому техническая документация может включать в себя следующие типы документов:

1) *электронная модель детали* – документ, содержащий электронную геометрическую модель детали и требования к ее изготовлению и контролю; в зависимости от стадии разработки он включает в себя предельные отклонения размеров, шероховатости поверхностей и др.;

2) *чертеж детали* – документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля;

3) *электронная модель сборочной единицы* – документ, содержащий электронную геометрическую модель сборочной единицы, соответствующие электронные геометрические модели составных частей, свойства, характеристики и другие данные, необходимые для сборки (изготовления) и контроля. К электронным моделям сборочных единиц также относят электронные модели для выполнения гидромонтажа и пневмомонтажа;

4) *сборочный чертеж* – документ, содержащий изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки (изготовления) и контроля. К сборочным чертежам также относят чертежи, по которым выполняют гидромонтаж и пневмомонтаж;

5) *чертеж общего вида* – документ, определяющий конструкцию изделия, взаимодействие его составных частей и поясняющий принцип работы изделия;

6) *теоретический чертеж* – документ, определяющий геометрическую форму (обводы) изделия и координаты расположения составных частей;

5) *габаритный чертеж* – документ, содержащий контурное (упрощенное) изображение изделия с габаритными, установочными и присоединительными размерами;

6) *электромонтажный чертеж* – документ, содержащий данные, необходимые для выполнения электрического монтажа изделия;

7) *монтажный чертеж* – документ, содержащий контурное (упрощенное) изображение изделия, а также данные, необходимые для его установки (монтажа) на месте применения;

8) *упаковочный чертеж* – документ, содержащий данные, необходимые для выполнения упаковывания изделия;

9) *схема по ГОСТ 2.701- 2008* – документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части изделия и связи между ними [45];

10) *спецификация* – документ, определяющий состав сборочной единицы, комплекса или комплекта;

11) *ведомости спецификаций, ссылочных документов, покупных изделий, разрешения применения покупных изделий, держателей подлинников, технического предложения, эскизного проекта, технического проекта,*

12) *пояснительная записка* – документ, содержащий описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, а также обоснование принятых при его разработке технических и технико-экономических решений.

При проектировании робототехнического изделия удобно разбить устройство на отдельные узлы и блоки, которые также могут соответствовать подразделам пояснительной записки 3-й главы проекта.

Состав разделов, посвященных проектированию, их объем и детальность проработки определяются руководителем проекта. Как правило, в учебных проектах достаточно привести подробное описание проектирования одного или двух узлов изделия, наиболее сложных или интересных с точки зрения расчетов.

Основу большинства робототехнических устройств составляет приводная система, расчету и разработке которых должно уделяться особое внимание.

В рамках выполнения данной работы приводится схематичное изображение, поясняющее состав устройства и взаимодействие его отдельных частей (узлов). Описывается принцип работы

устройства и его основные характеристики, на которые необходимо опираться при проектировании.

При проектировании привода мехатронного модуля и разработке расчетно-конструкторской документации рекомендуется использовать соответствующие литературные источники.

Проектирование – комплекс работ по исследованию, расчетам и конструированию нового изделия или нового процесса. В основе проектирования – первичное описание – *техническое задание*.

Процесс проектирования делится на этапы.

Этап проектирования – условно выделенная часть процесса проектирования, состоящая из одной или нескольких проектных процедур. Обычно этап включает процедуры, которые связаны с получением описания в рамках одного аспекта и одного или нескольких уровней абстрагирования. Иногда в процессе проектирования выделяют ту или иную последовательность процедур под названием «*маршрут проектирования*».

Этапы, в свою очередь, делятся на *процедуры*.

Процедура – формализованная совокупность действий, выполнение которых заканчивается проектным решением.

Проектное решение – промежуточное или окончательное описание объекта проектирования, необходимое и достаточное для рассмотрения и определения дальнейшего направления или окончательного проектирования.

При проектировании возможны различные последовательности выполнения процедур и этапов.

Различают два способа проектирования (два типа маршрутов):

– *восходящее проектирование*,

– *нисходящее проектирование*.

Восходящее проектирование («снизу-вверх») имеет место, если проектируются типовые объекты, предназначенные для использования в качестве элементов во многих объектах на более высоких уровнях иерархии (например, серийные микросхемы, стандартные ячейки матричных больших интегральных схем).

Нисходящее проектирование охватывает те уровни, на которых проектируются объекты, ориентированные на использование в качестве элементов в одной конкретной системе.

Проектированию свойственен итерационный характер. При этом приближение к окончательному варианту осуществляется

путем многократного выполнения одной и той же последовательности процедур с корректировкой исходных данных. Итерации могут охватывать различные части проектирования, включающие как несколько операций, так и несколько этапов.

Последовательность прохождения этапов разработки изделия, цели и задачи, стоящие перед проектировщиками на отдельных этапах, состав проектной документации и требования к ней регламентированы соответствующими стандартами.

Результатом проектно-конструкторской деятельности является *проект* – документированная информация об определенном техническом объекте, необходимая и достаточная для его изготовления, эксплуатации, технического обслуживания, ремонта и утилизации.

На современном этапе развития науки и техники уже сложно представить проектирование изделий и конструкций без *САПР* – *систем автоматизированного проектирования*.

Одной из современных систем автоматизированного проектирования (САПР) для проектирования механических узлов мехатронных и робототехнических систем является программа «Компас-3D» компании «Аскон», работающая под управлением операционных систем семейства Microsoft Windows для персональных компьютеров.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Учаев, Пётр Николаевич. Детали машин и основы конструирования. Основы конструирования. Вводный курс : учебник / под общ. ред. проф. П. Н. Учаева. - Старый Оскол : ТНТ, 2013. - 200 с. - ISBN 978-5-94178-3 86-1 : 566.50 р. - Текст : непосредственный.
2. Детали машин и основы конструирования. Основы теории и расчета : учебник / С. Г. Емельянов [и др.] ; ред. П. Н. Учаев. - Старый Оскол : ТНТ, 2014. - 344 с.. - Текст : непосредственный.
3. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / Ю. В. Воробьев, А. Д. Ковергин, Ю. В. Родионов [и др.] ; Тамбовский государственный технический университет. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ), 2014. – 172 с. : ил., табл. – Режим доступа: по подписке. – URL: <https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=278004> (дата обращения: 03.09.2021). – Библиогр.: с. 152. – Текст : электронный.
4. Детали машин и основы конструирования. Основы теории и расчета : [учебник для студентов, обуч. по направлениям подготовки: "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительного производства", "Автоматизированные технологии и производства"] / С. Г. Емельянов [и др.] ; под ред. П. Н. Учаева. - 2-е изд., перераб. и доп. - Старый Оскол : ТНТ, 2015. - 344 с. - Текст : непосредственный.
5. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие/ Л.В.Курмаз, А.Т.Скойбеда. М.: Высш.шк., 2005.-309 с. – Текст : непосредственный.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. Вузов. – М.: Высш. шк., 1998. - 447 с. - Текст : непосредственный.
7. Красковский Е.Я., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем : учеб. пособие / под ред. Ю.А. Дружинина. – М.: Высш.шк., 1991. – 480 с. – Текст : непосредственный.
8. Основы механики : учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки 22.03.01 "Материаловедение и технологии материалов" / С. Ф. Яцун [и др.]. -

2-е изд., перераб. и доп. - Москва : ИНФРА-М, 2021. - 248 с. – Текст : непосредственный.

9. Яцун, С.Ф. Основы функционирования технических систем : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по направлениям подготовки 15.03.06 Мехатроника и робототехника, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.01 Машиностроение, 23.03.01 Технологии транспортных комплексов, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника / С. Ф. Яцун, А. Н. Рукавицын, Е. Н. Политов ; Юго-Западный государственный университет. - Курск : Университетская книга, 2019. - 195 с. – Текст : непосредственный.

10. Основы проектирования мехатронных систем. Правила выполнения чертежей: учебное пособие / Яцун С.Ф., Локтионова О.Г. , Ворочаева Л.Ю., Политов Е.Н., Мальчиков А.В., Савин С.И. – Курск: ЮЗГУ, 2017. – 343 с.

11. Основы автоматизированного проектирования мехатронных и робототехнических систем : учебное пособие / С. Ф. Яцун, П. А. Безмен, Е. Н. Политов – Юго-Зап. гос. ун-т. – Книга : Университетская книга, 2021. – 194 с. : ил., табл.

12. Яцун С.Ф. Проектирование мехатронных и робототехнических систем: учебное пособие / Юго-Зап. гос. ун-т; С.Ф. Яцун, А.В. Мальчиков, Е.Н. Политов. – Курск, 2021. – 195 с.