

БРОННИЦКИЙ ФИЛИАЛ
МОСКОВСКОГО АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНОГО ИНСТИТУТА
(ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА)

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к расчетно-графической работе
по дисциплине «Прикладная механика»
для студентов направления подготовки 190700
«Технология транспортных процессов»

Общие сведения

Расчетно-графическая работа (РГР) по прикладной механике является самостоятельной работой студента. Она включает решения четырех задач, которые позволят закрепить знания по трем основным разделам курса, полученные на лекциях и практических занятиях.

На изучение данного структурного раздела дисциплины студенту учебным планом-графиком отводится 108 часов. Из них на самостоятельную работу студента (СРС) отводится 57 часов. Поэтому, кроме решения задач РГР, студент должен самостоятельно изучить те разделы дисциплины, которые не предусмотрены рабочим планом учебных занятий (эти разделы указываются лектором на лекциях по прикладной механике).

В задаче №1 (раздел «Кинематика плоских рычажных механизмов») РГР при кинематическом анализе кривошипно-коромыслового или кривошипно-ползунного механизма необходимо использовать графо-аналитический метод планов скоростей и ускорений.

В задаче №2 (раздел «Зубчатые механизмы») следует выполнить кинематическое исследование механизма многоступенчатой зубчатой (или зубчато-червячной) передачи. Для определения общего передаточного отношения передачи вначале надо выявить на общей кинематической схеме отдельные ее ступени. Затем для каждой отдельной ступени необходимо рассчитать величину и знак передаточного отношения. После этого можно найти общее передаточное отношение, перемножив передаточные отношения отдельных ступеней передачи, взятых со своими знаками. На схемах 5, 7, 8 и 10 (как пространственных) знак общего передаточного отношения теряет смысл, поэтому он опускается, а направление вращения выходного вала определяется, например, методом «стрелок». Для червячной пары направление вращения червячного колеса можно определить, зная направление вращения и направление нарезки червяка (левое или правое).

В задаче №3 (раздел «Соппротивление материалов») студенту предлагается на основе прочностного расчета подобрать стальную балку двутаврового сечения. Для этого вначале надо определить реакции опор. Затем следует построить эпюры

поперечных (перерезывающих) сил и изгибающих моментов. Найдя максимальное значение изгибающего момента, в соответствии с уравнением прочности при изгибе, окончательно можно подобрать необходимое сечение двутавровой балки по ее моменту сопротивления, указанному в таблице ПРИЛОЖЕНИЯ 4.

В задаче №4 (раздел «Детали машин») студенту предлагается на основе соответствующего прочностного расчета для болтового соединения выбрать требуемый диаметр резьбы.

Помимо информации к отдельным этапам выполнения РГР, настоящие методические указания (МУ) содержат также варианты заданий на РГР и развернутые подробные примеры решения и оформления предлагаемых четырех задач.

Вариант задания студенту назначает преподаватель, ведущий практические занятия в академической группе. Для выбора задания может использоваться либо порядковый номер студента в списке группы, либо последние две цифры номера его студенческого билета.

Каждая решенная и оформленная задача должна быть защищена студентом во время ее сдачи. При выявлении несамостоятельности решения задач или предъявлении к защите задач не своего варианта, студенту назначается новый вариант, по которому он должен выполнить задание повторно.

Студент, не выполнивший РГР и не защитивший хотя бы одну из четырех задач, к экзамену по прикладной механике не допускается.

На экзамен выносятся весь материал, проработанный на лекциях, практических занятиях, во время выполнения РГР и СРС.

1. Указания к решению задачи №1

(Условия задачи №1 приведены в ПРИЛОЖЕНИИ 1)

При кинематическом анализе механизмов необходимо выполнить перечисленные ниже этапы (см. пример решения задачи №1, ПРИЛОЖЕНИЕ 5).

1.1. Начальное положение механизма можно построить в следующем порядке (см. иллюстрации в ПРИЛОЖЕНИЯХ 1 и 5).

1.1.1. Рассчитать масштаб кинематической схемы механизма:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} \left(\frac{м}{мм} \right),$$

где l_{OA} – заданная в таблице исходных данных истинная длина кривошипа, измеряемая в $м$;

OA – принятое на чертеже в уменьшенном виде (обычно в 2 или в 4 раза) расстояние между точками O и A , измеряемое в $мм$.

Например, если $l_{OA} = 0,1 м$, то можно выбрать на чертеже отрезок $OA = 50 мм$, и тогда масштаб длин будет равен:

$$\mu_l = \frac{0,1}{50} = 0,002 \quad \frac{м}{мм}.$$

1.1.2. Рассчитать длины отрезков в $мм$, изображающие на кинематической схеме механизма его звенья в выбранном масштабе: $OC = \frac{l_{OC}}{\mu_l}$ ($мм$); $AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l}$ ($мм$);

$BC = \frac{l_{BC}}{\mu_l}$ ($мм$). Здесь в числитель выражений подставляются истинные длины указанных звеньев в $м$.

1.1.3. Отложить на чертеже отрезок OC . Затем из точки C , как из центра, провести дугу окружности раствором циркуля, равным длине отрезка BC .

Заметим, что проведенная дуга окружности будет являться возможной траекторией движения точки B .

Теперь можно раствором циркуля, равным сумме длин отрезков OA и AB , из точки O , как из центра, сделать вторую дуговую засечку в месте пересечения с траекторией точки B . Полученное пересечение будет являться правым крайним положением точки B , которое обозначим как B' .

Далее надо начертить окружность радиусом, равным длине отрезка OA , с центром в точке O . Данная окружность, являющаяся траекторией точки A , пересечет линию OB' в точке A' .

Получившаяся фигура $OA'B'C$ соответствует так называемому правому мертвому положению механизма, которое и следует принять за начальное.

1.2. Заданное текущее положение механизма можно построить, отложив заданный угол φ_1 от отрезка OA' в указанном направлении (против часовой стрелки). При этом угол φ_1 будет стягиваться дугой $A'A$, где A – положение конца кривошипа 1, соответствующее заданному текущему положению механизма.

Теперь можно найти текущее положение точки B , выполнив дуговую засечку раствором циркуля, равным отрезку AB , из точки A , как из центра.

Полученная фигура $OABC$ и будет искомым текущим положением механизма, для которого следует построить планы скоростей и ускорений.

1.3. Планы скоростей и ускорений являются наложением векторных многоугольников, которые графически отображают решения векторных уравнений движения точек звеньев механизма.

Построение плана скоростей следует начать с определения вектора скорости точки A подвижного конца кривошипа OA (звено 1). Этот вектор \vec{V}_A направлен по касательной к траектории точки A в сторону вращения кривошипа (т.е. \perp -но OA). Величина скорости V_A может быть рассчитана через исходные данные по формуле:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} \left(\frac{m}{c} \right).$$

Выбрав полюс плана скоростей (т. p_v), надо задаться длиной отрезка $p_v a$, который и будет изображать вектор \vec{V}_A на плане скоростей. При этом можно рассчитать масштаб плана скоростей по формуле:

$$\mu_v = \frac{V_A}{p_v a} \left(\frac{m/c}{mm} \right).$$

Следует подчеркнуть, что масштаб μ_v (как и другие масштабы) лучше всего иметь в виде числа, включающего три значащие цифры после запятой.

Последовательность построения плана скоростей показана подробно в примере решения задачи №1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 5).

Следует подчеркнуть, что при построении и оформлении плана скоростей необходимо придерживаться определенных правил:

1) План скоростей должен быть расположен рядом со схемой механизма.

2) Размеры плана скоростей должны быть такими, чтобы обеспечить необходимую точность расчетов и построений. Вектор \bar{V}_A должен для этого отображаться отрезком $p_v a \geq 50$ мм.

3) Расчеты надо выполнять вплоть до 4-ой значащей цифры. Тогда 1-я значащая цифра будет соответствовать, например, сотням миллиметров, 2-я десяткам, 3-я – единицам, а 4-я – десятым долям миллиметров, измеряемых и откладываемых отрезков на плане скоростей и кинематической схеме механизма. При расчетах на калькуляторе следует округлять полученные числа также до 4-х значащих цифр, не загромождая результаты расчетов ненужными цифровыми знаками.

4) Векторы абсолютных скоростей точек звеньев механизма надо навести основными линиями, а векторы относительных скоростей – тонкими линиями. Стрелки на концах векторов скоростей можно не показывать.

5) На рисунке плана скоростей вблизи полюса p_v надо записать значение масштаба μ_v .

На основе построенного плана скоростей далее необходимо определить линейные скорости всех точек звеньев и угловые скорости шатуна AB и коромысла BC . (см. рис. 5.2 и табл. 5.1 ПРИЛОЖЕНИЕ 5).

1.4. План ускорений строится аналогичным образом. Последовательность расчетов и построений приведена в примере решения задачи. Правила оформления плана ускорений те же, что сформулированы выше для плана скоростей.

Последний этап решения задачи №1 заключается в определении линейных ускорений всех точек звеньев механизма и угловых ускорений шатуна и коромысла (см. пример решения задачи №1 – ПРИЛОЖЕНИЕ 5).

2. Указания к решению задачи №2

(Условия задачи №2 приведены в ПРИЛОЖЕНИИ 2)

При решении задачи необходимо выполнить такие этапы (см. пример решения задачи №2, ПРИЛОЖЕНИЕ 6).

2.1. Для определения передаточного отношения между входным и выходным звеньями (т.е. общего передаточного отношения $i_{общ}$) и его знака (последний следует определять только для параллельных осей вращения входного и выходного валов) вначале надо на общей кинематической схеме зубчатой передачи выделить ее отдельные ступени.

В данной задаче встречаются следующие отдельные ступени:

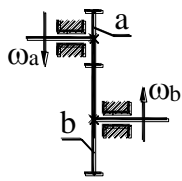
- 1) Цилиндрическая ступень внешнего зацепления (рис. 1).
- 2) Цилиндрическая ступень внешнего зацепления с одним паразитным колесом (рис. 2).
- 3) Цилиндрическая ступень внутреннего зацепления (рис. 3).
- 4) Цилиндрическая ступень внутреннего зацепления с одним паразитным колесом (рис. 4).
- 5) Коническая ступень (рис. 5).
- 6) Коническая ступень с паразитным колесом (рис. 6).
- 7) Планетарная ступень Джемса с одновенцовым сателлитом (рис. 7).
- 8) Планетарная ступень Джемса с двухвенцовым сателлитом (рис. 8).
- 9) Планетарная ступень Давида с двумя внешними зацеплениями (рис. 9).
- 10) Червячная ступень с цилиндрическим червяком (рис. 10).

Для каждой выделенной ступени передачи необходимо рассчитать через заданные числа зубьев величину и знак ее передаточного отношения. Предварительно для каждой ступени необходимо идентифицировать индексы колес. На рис. 1...10 колесам отдельных ступеней условно присвоены индексы: a, b, c, d, h . В каждом задании эти индексы соответствуют некоторым номерным индексам колес, которые и следует установить, чтобы правильно найти в таблице исходных данных числа зубьев соответствующих колес.

Формулы для расчета величины и знака передаточных отношений, выделенных ступеней приведены рядом с соответствующим рисунком.

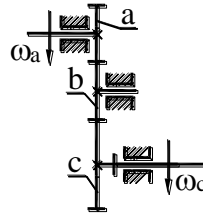
Перемножив передаточные отношения всех ступеней передачи, взятые со своими знаками, получают общее передаточное отношение всей передачи и его знак. Это справедливо для всех схем задания задачи №2, кроме 5-й, 7-й, 8-й и 10-й, на которых представлены варианты многоступенчатых передач с непараллельными осями входного и выходного валов. Для вышеперечисленных схем направление вращения выходного вала можно определить, проследив мысленно за направлением вращения каждого из колес по методу «узловых точек» или по методу «стрелок».

Определение направления вращения выходного вала по методу «стрелок» заключается в том, что начиная с входного звена, движение которого задано, помечается направление перемещения видимых (верхних) частей венцов всех зубчатых колес. У червячной ступени направление вращения выходного вала зависит от направления нарезки червяка. При правой нарезке червяка мысленное его ввинчивание по часовой стрелке сопровождается набеганием червячного колеса в зону зацепления с червяком, а вывинчивание против часовой стрелки – сбеганию червячного колеса из зоны зацепления. При левой нарезке то же самое наблюдается при обратных направлениях вращения червяка.



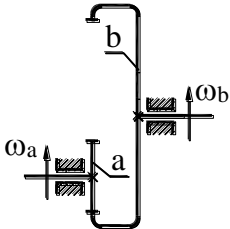
$$i_{ab} = -\frac{z_b}{z_a}$$

Рис. 1. Цилиндрическая ступень внешнего зацепления



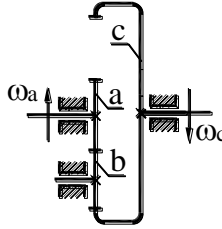
$$i_{ac} = \frac{z_c}{z_a}$$

Рис. 2. Цилиндрическая ступень внешнего зацепления с одним паразитным колесом



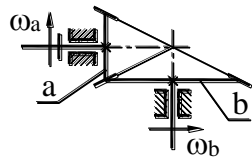
$$i_{ab} = \frac{z_b}{z_a}$$

Рис. 3. Цилиндрическая ступень внутреннего зацепления



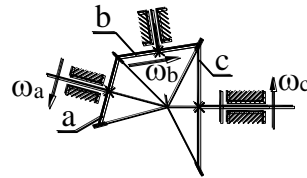
$$i_{ac} = -\frac{z_c}{z_a}$$

Рис. 4. Цилиндрическая ступень внутреннего зацепления с одним паразитным колесом



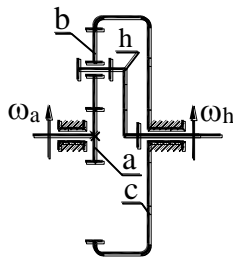
$$i_{ab} = \frac{z_b}{z_a}$$

Рис. 5. Коническая ступень



$$i_{ac} = \frac{z_c}{z_a}$$

Рис. 6. Коническая ступень с паразитным колесом

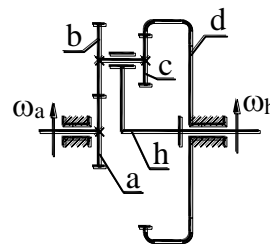


$$\frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_c - \omega_h} = -\frac{z_c}{z_a};$$

при $\omega_c = 0$:

$$i_{ah}^{(c)} = 1 + \frac{z_c}{z_a}$$

Рис. 7. Планетарная ступень Джемса с одновенцовым сателлитом

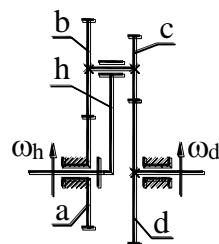


$$\frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_d - \omega_h} = -\frac{z_b \cdot z_d}{z_a \cdot z_c};$$

при $\omega_d = 0$:

$$i_{ah}^{(c)} = 1 + \frac{z_b \cdot z_d}{z_a \cdot z_c}$$

Рис. 8. Планетарная ступень Джемса с двухвенцовым сателлитом

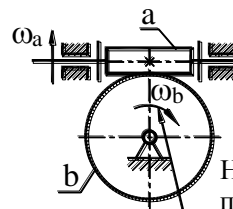


$$\frac{\omega_d - \omega_h}{\omega_a - \omega_h} = \frac{z_c \cdot z_a}{z_d \cdot z_b};$$

при $\omega_a = 0$:

$$i_{hd}^{(c)} = \frac{z_b \cdot z_d}{z_b \cdot z_d - z_a \cdot z_c}$$

Рис. 9. Планетарная ступень Давида с двумя внешними зацеплениями



$$i_{ab} = \frac{z_b}{z_a}$$

Направление ωb при правой нарезке червяка

Рис. 10. Червячная ступень с цилиндрическим червяком

2.2. Величину угловой скорости выходного вала можно найти, зная значения угловой скорости входного вала и общего передаточного отношения передачи.

Так как $i_{общ} = \frac{\omega_{вх}}{\omega_{вых}}$, находим:

$$\omega_{вых} = \omega_{вх} / i_{общ}. \quad (2.1)$$

При этом отрицательный знак $i_{общ}$ обусловит отрицательный знак $\omega_{вых}$, что будет означать противоположное направление вращения выходного вала по отношению к вращению входного.

При положительном знаке $i_{общ}$ выходной и входной валы будут иметь одно и то же направление вращения.

Для схем 5, 7, 8 и 10 величину $\omega_{вых}$ также находят по формуле (2.1), а определение направления вращения выходного вала уже было показано ранее.

Величина углового ускорения выходного вала может быть найдена посредством дифференцирования выражения (2.1) по времени:

$$\frac{d\omega_{вых}}{dt} = \frac{d\omega_{вх}}{dt} / i_{общ},$$

т. е.

$$\varepsilon_{вых} = \varepsilon_{вх} / i_{общ}. \quad (2.2)$$

Анализ формул (2.1) и (2.2) показывает, что если $\varepsilon_{вх}$ направлено в сторону $\omega_{вх}$, то и $\varepsilon_{вых}$ будет направлено в сторону $\omega_{вых}$, и наоборот – разнонаправленность $\varepsilon_{вх}$ и $\omega_{вх}$ обусловит разнонаправленность $\varepsilon_{вых}$ и $\omega_{вых}$.

К тому же выводу можно прийти и на основе простой логики: ускоренное вращение на входе обусловит ускоренное вращение и на выходе, а соответственно, замедленное вращение на входе будет сопровождаться замедленным вращением и на выходе.

2.3. Время, в течение которого угловая скорость увеличится в два раза, если движение равноускоренное, можно подсчитать на основе выражения:

$$\omega = \omega_0 + \varepsilon t. \quad (2.3)$$

Отсюда найдем:

$$t = \frac{\omega - \omega_0}{\varepsilon} = \frac{2\omega_0 - \omega_0}{\varepsilon} = \frac{\omega_0}{\varepsilon}, \quad (2.4)$$

где t – время, в течение которого угловая скорость увеличится в два раза,

ω – текущее значение угловой скорости в момент времени t , ($\omega = 2\omega_0$).

ω_0 – начальное значение угловой скорости.

Заметим, что формулу (2.4) можно применить хоть к $\omega_{вх}$, хоть к $\omega_{вых}$.

Время, в течение которого угловая скорость уменьшится до нуля, если движение равнозамедленное, можно подсчитать на основе выражения:

$$\omega = \omega_0 - \varepsilon t, \quad (2.5)$$

т.е. $0 = \omega_0 - \varepsilon t$, откуда:

$$t = \frac{\omega_0}{\varepsilon}. \quad (2.6)$$

Естественно, что и здесь формулу (2.6) можно применить хоть к $\omega_{вх}$, хоть к $\omega_{вых}$.

Пример решения задачи №2 – ПРИЛОЖЕНИЕ 6.

Указания к задаче №3

(Условия задачи приведены в ПРИЛОЖЕНИИ 3)

На элементы различных несущих конструкций зданий (балки, колонны, консоли, перекрытия и т.д.), на детали машин и механизмов (стойки, корпуса, валы, оси, колеса, лопатки и т.д.) воздействуют рабочие нагрузки (силы тяжести оборудования, рабочих тел и материалов, силы взаимодействия сопряженных элементов конструкций, инерционные нагрузки, движущие силы, силы трения, силы полезного сопротивления и т.д.).

Для обеспечения прочности конструкций приходится, в соответствии с действующими нагрузками, подбирать размеры сечений несущих элементов проектируемого объекта.

Многие объекты проектирования могут быть с удовлетворительной приближенностью описаны условной схемой балки на двух опорах (плиты перекрытия зданий, пролеты мостов, валы и оси и т.д.).

Одна из опор имеет обычно такое устройство, при котором она воспринимает нагрузки во всех направлениях (например, левая опора балки в примере решения задачи №3, ПРИЛОЖЕНИЕ 7).

Вторая опора при этом, как правило, воспринимает нагрузку только в одном поперечном направлении (например, правая опора балки в примере решения задачи №3, ПРИЛОЖЕНИЕ 7).

Различные внешние нагрузки могут быть представлены на схеме балки в виде:

– сосредоточенной силы F (например, весовая нагрузка объекта с небольшой площадью опирания на балку);

– распределенной (равномерно или неравномерно) нагрузки q (насыпной материал, весовая нагрузка от объекта с большой площадью опирания на балку);

– сосредоточенного момента сил M , действующего в некотором месте (точке) балки (например, от пары сил, приложенных к колонне с жесткой заделкой в балке).

Поперечные силы вызывают сдвиговые напряжения в теле балки, максимум которых, приходится на так называемый нейтральный слой балки (условная средняя горизонтальная плоскость сечения балки в ее продольном направлении). Эти напряжения можно рассчитать, например, по формуле Журавского. Обычно они не являются опасными.

Вся совокупность внешних нагрузок обуславливает переменный по длине балки изгибающий момент M , вызывающий в теле балки напряжения изгиба. Эти напряжения равны нулю в нейтральном слое и имеют максимальные значения на верхней или нижней поверхностях балки (наиболее удаленных от нейтрального слоя). В соответствии с гипотезой плоских сечений напряжения изгиба считаются прямо пропорциональными расстоянию от нейтрального слоя. Поэтому опасным

обычно считается поверхностный слой балки в месте действия максимального изгибающего момента M_{max} .

Способность балки сопротивляться разрушению от приложенного к ней внешнего изгибающего момента M характеризуется так называемым осевым моментом сопротивления W_z , который может быть рассчитан по формулам сопромата для любой формы поперечного сечения балки.

Для стальных балок двутаврового сечения величина W_z приводится в различных технических справочниках (см. ПРИЛОЖЕНИЕ 3А).

При решении задачи №3 необходимо последовательно выполнить такие этапы (см. пример решения задачи №3, ПРИЛОЖЕНИЕ 7):

1. Найти в задании свой вариант, выписать его исходные данные, начертить заданную схему балки.

2. Присвоить индексы опорам балки (например, левой опоре присвоить индекс A , а правой – B) и найти силы реакций опор, используя три уравнения равновесия (из раздела теоретической механики «Статика»).

3. Наметить участки балки, имеющие один и тот же общий вид уравнений для эпюры поперечных (перерезывающих) сил Q . Это будут участки, в пределах которых нет изменения внешних нагрузок, приложенных к балке (таких участков в заданных схемах – четыре).

Для каждого из намеченных участков написать уравнения для расчета эпюры поперечных сил Q и построить эту эпюру под схемой балки, начиная с любого конца балки.

4. Написать уравнение для расчета изгибающих моментов M для тех же участков балки, что были намечены при выполнении п. 3, и построить эту эпюру под эпюрой поперечных сил, начиная с любого конца балки. Найти на эпюре M максимальное значение M_{max} , по которому затем рассчитать необходимое (минимально допустимое) значение осевого момента сопротивления W_z из уравнения прочности балки при изгибе:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W_z} \leq [\sigma];$$

$$W_z \geq [W_z] = \frac{M_{max}}{[\sigma]},$$

где σ – максимальное рабочее напряжение изгиба в теле балки, в МПа;

M – максимальный изгибающий момент в опасном сечении балки, в Нм;

W_z – осевой момент сопротивления сечения выбранной двутавровой стальной балки (по приложению 4), в $мм^3$;

$[W_z]$ – минимально допустимое значение осевого момента сопротивления балки, в $мм^3$;

$[\sigma]$ – допустимое напряжение изгиба в теле балки ($[\sigma] = 160$ МПа).

Обращаем внимание обучающихся на необходимость приведения размерностей величин в формулах к единой системе (см. пример решения задачи №3, ПРИЛОЖЕНИЕ 7).

Указания к задаче №4

(Условия задачи приведены в ПРИЛОЖЕНИИ 4)

Выход из строя болтов, винтов и шпилек происходит вследствие разрыва стержня по резьбе, повреждения или разрушения резьбы. Кроме того, у болтов и винтов иногда происходит разрушение головок.

Из расчета на прочность определяется номинальный диаметр болта. Длина болта принимается в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры болта, а также гайки и шайбы принимаются в зависимости от диаметра резьбы по соответствующим ГОСТам.

Рассмотрим расчет болтовых соединений, нагруженных сдвигающими (поперечными) силами для двух вариантов:

а) болтовое соединение с зазором (рис. 11);

б) болтовое соединение без зазора (рис. 12).

а) болтовое соединение с зазором

Болт затягивается такой силой затяжки F_3 , чтобы возникающая при этом сила трения $F_{тр}$ на поверхности стыка соединяемых деталей была больше внешней сдвигающей поперечной силы F (рис. 11 а)

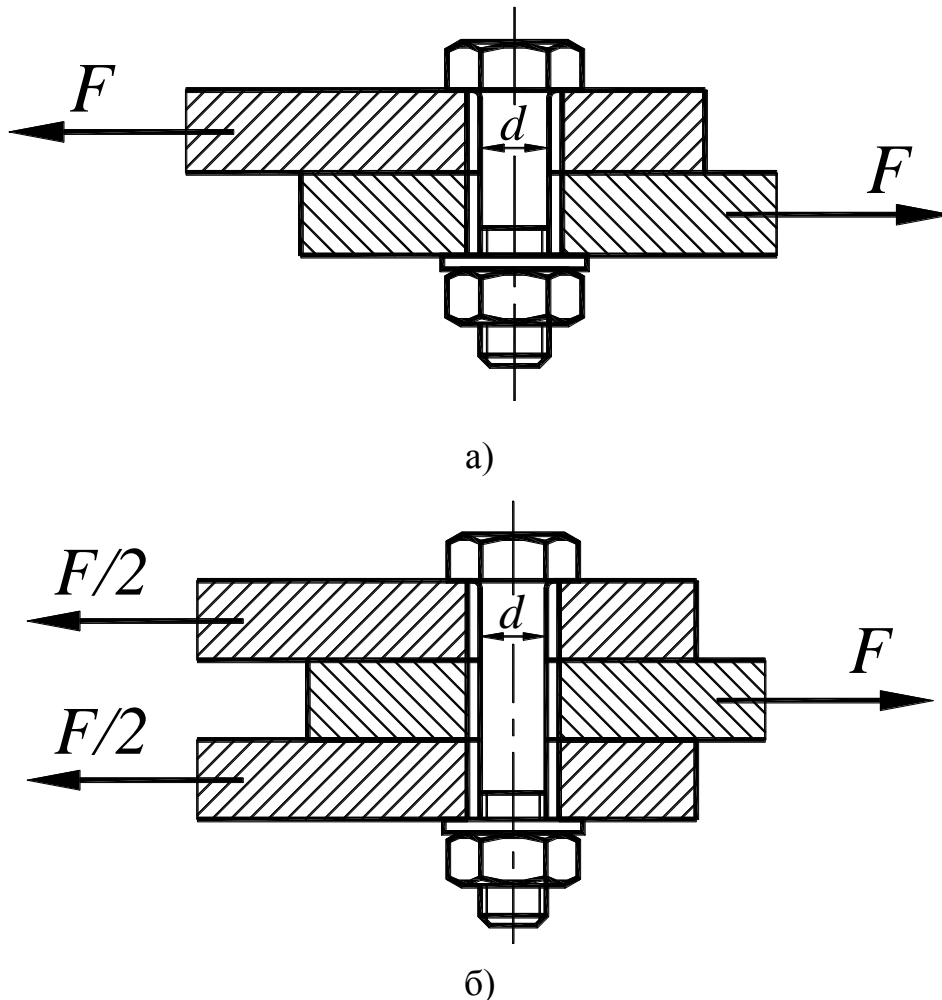


Рис. 11. Расчетная схема болтового соединения с зазором

Условие прочности соединения:

$$F_3 \cdot f > F,$$

где f – коэффициент трения между соединяемыми деталями; для чугунных и стальных деталей $f = 0,15 \div 0,20$.

Для предельного случая:

$$F_3 = F/f$$

Расчетная сила затяжки:

$$F_p = 1.3 F \cdot K_3 / f,$$

где числовой коэффициент 1.3 учитывает напряжение скручивания.

Тогда:

$$\sigma_p = \frac{4F_p}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 1.3 \cdot K_3 \cdot F}{\pi d^2 \cdot f} \leq [\sigma_p],$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении болта.

Откуда диаметр болта в общем случае:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 \cdot K_3 \cdot F}{\pi [\sigma_p] \cdot f \cdot i}},$$

так как для двух и более стыков (рис. 11 б)

$$F = F / f \cdot i,$$

где i – число стыков.

б) болтовое соединение без зазора

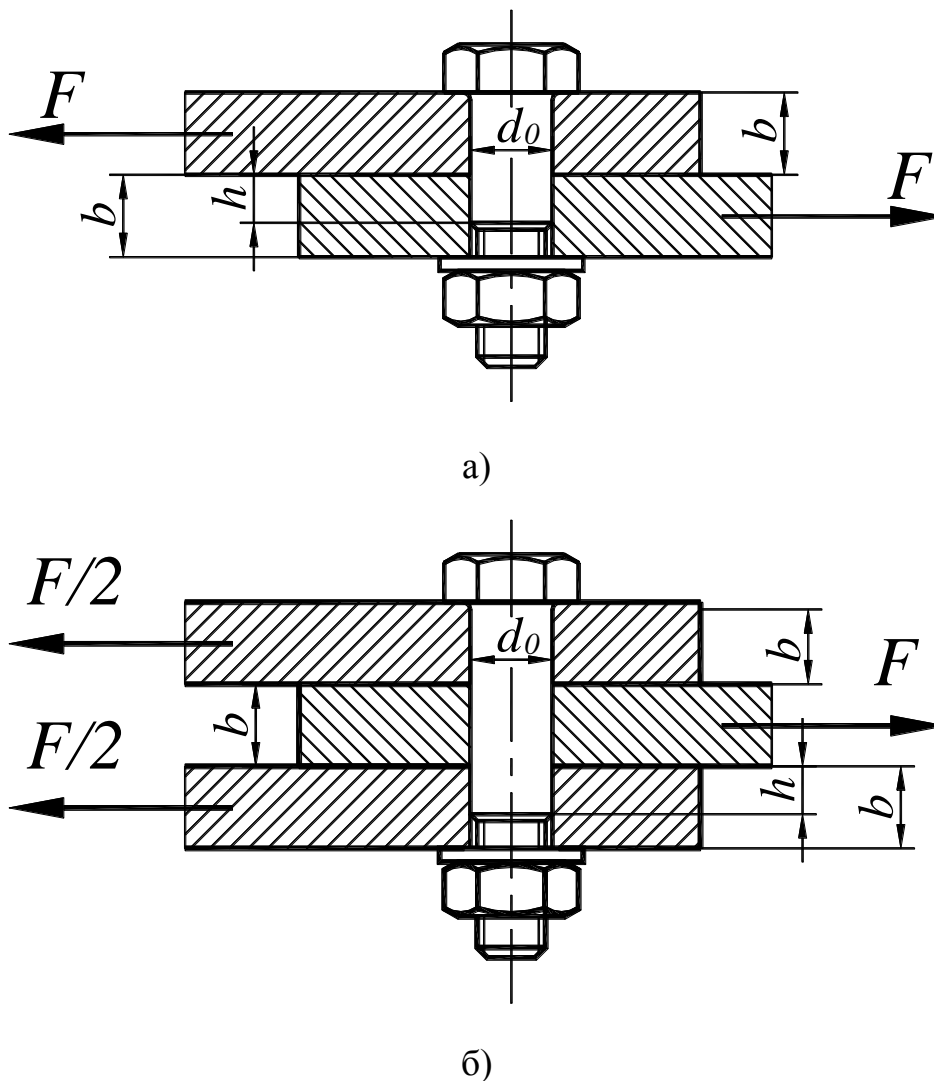


Рис. 12. Расчетная схема болта, поставленного в отверстие без зазора

В этом случае (рис. 12 а) стержень болта подвержен напряжениям среза и смятия.

На срез болт рассчитывают по следующей зависимости:

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F}{\pi d_0^2} \leq [\tau_c],$$

где d_0 – диаметр стержня болта в опасном сечении;

$[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез.

Проектный расчет выполняется по формуле:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot K_3 \cdot F}{\pi [\tau_c]}}.$$

Если сравнить этот вариант установки болтов с предыдущим, то получим диаметр болта почти в 2 раза меньше, однако этот вариант применяется не часто из-за сложности обеспечения сборки соединения с группой болтов. Применять соединения с болтами, поставленными без зазора, возможно лишь тогда, когда может быть обеспечена необходимая точность изготовления соединяемых деталей.

Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d_0 h} \leq [\sigma_{см}],$$

где h – длина наиболее сминаемой части стержня болта (рис. 12 а).

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие.

Тогда

$$d_0 = \frac{F}{h \cdot [\sigma_{см}]}.$$

Для двух и более стыков необходимо учитывать максимальную величину силы, вызывающей смятие, а также высоту сминаемого участка. Например, при расчете по схеме, представленной на рис. 12 б нужно рассмотреть два варианта расчета на смятие:

$$1) \sigma_{см1} = \frac{F / (i - 1)}{d_0 b} \leq [\sigma_{см}];$$

$$2) \sigma_{см2} = \frac{F / i}{d_0 h} \leq [\sigma_{см}],$$

где i – число стыков.

Расчет на срез выполняется по следующей зависимости:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot K_3 \cdot F}{\pi \cdot i \cdot [\tau_c]}}$$

Расчет производится для наиболее опасного случая, то есть из полученных диаметров выбирают наибольший.

Пример решения задачи №4 смотрите в ПРИЛОЖЕНИИ 8.

При выборе болтов необходимо учитывать:

- а) ряд стандартных болтов (**M4, M5, M6, M8, M10, M12, M16, M20, M24**);
- б) ряд стандартных метрических резьб для нестандартных болтов (**M4, M5, M6, M8, M10, M12, M14, M16, M18, M20, M22, M24**).

ПРИЛОЖЕНИЯ

(ЗАДАНИЯ, СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ,
ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ)

ЗАДАЧА №1

(к разделу «Кинематика плоских рычажных механизмов»)

1. Построить по исходным данным заданного преподавателем варианта (таблица 1, рис. 1) в масштабе правое крайнее (крайнее нижнее) положение механизма и принять его за начальное.

2. Построить требуемое текущее положение механизма по заданной координате φ_1 кривошипа.

3. Построить для текущего положения механизма план скоростей и определить величины и направления линейных скоростей точек A , B , S_2 и S_3 и угловых скоростей звеньев 2 и 3 (для 1-й схемы).

4. Построить для текущего положения механизма план ускорений и определить величины и направления линейных ускорений точек A , B , S_2 и S_3 и угловых ускорений звеньев 2 и 3 (для 1-й схемы).

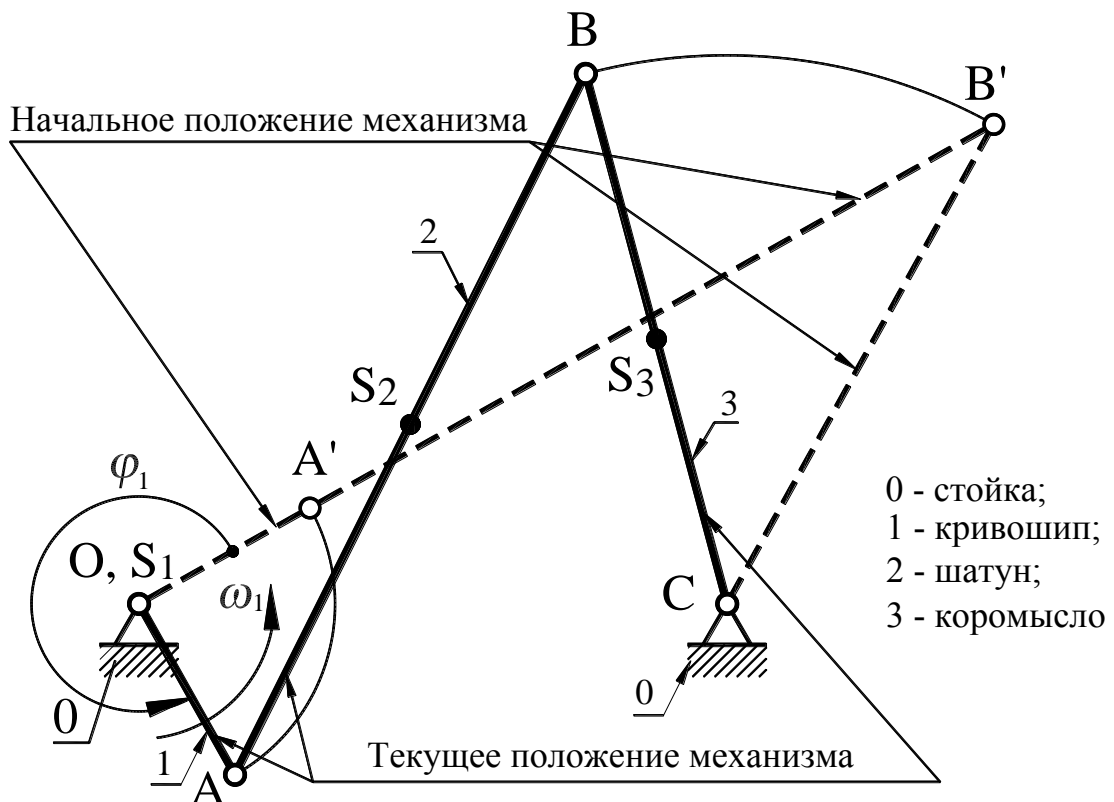


Рис.1.1. Кинематическая схема кривошипно-коромыслового механизма

ПРИМЕЧАНИЕ. Центры масс S_2 , и S_3 звеньев 2 и 3, соответственно, расположены на их серединах, т. е. $l_{AS_2} = 0,5 \cdot l_{AB}$ и $l_{BS_3} = 0,5 \cdot l_{BC}$.

Исходные данные

№ варианта	Длины звеньев, м				φ_1 , град.
	l_{OA}	l_{AB}	l_{BC}	l_{OC}	
1	0,1	0,2	0,15	0,2	150°
2	0,1	0,2	0,18	0,18	180°
3	0,1	0,2	0,18	0,17	30°
4	0,1	0,2	0,15	0,22	120°
5	0,1	0,22	0,21	0,15	120°
6	0,1	0,22	0,2	0,16	200°
7	0,1	0,22	0,22	0,18	270°
8	0,1	0,22	0,17	0,2	150°
9	0,1	0,22	0,16	0,22	240°
10	0,1	0,25	0,175	0,22	320°
11	0,1	0,25	0,15	0,24	20°
12	0,1	0,25	0,2	0,2	150°
13	0,1	0,25	0,14	0,26	210°
14	0,1	0,3	0,2	0,27	315°
15	0,1	0,3	0,21	0,3	285°
16	0,1	0,3	0,2	0,25	240°
17	0,1	0,3	0,23	0,25	120°
18	0,1	0,35	0,27	0,27	150°
19	0,1	0,35	0,26	0,25	120°
20	0,1	0,35	0,22	0,3	240°
21	0,1	0,35	0,2	0,32	105°
22	0,1	0,4	0,25	0,35	30°
23	0,1	0,4	0,28	0,3	120°
24	0,1	0,4	0,24	0,32	270°
25	0,1	0,4	0,23	0,33	135°
26	0,1	0,45	0,34	0,29	75°
27	0,1	0,45	0,33	0,32	225°
28	0,1	0,45	0,27	0,4	105°
29	0,1	0,45	0,3	0,36	150°
30	0,1	0,38	0,25	0,3	240°
31	0,15	0,45	0,31	0,45	275°
32	0,15	0,45	0,3	0,4	320°
33	0,15	0,33	0,3	0,24	210°
34	0,15	0,33	0,32	0,22	120°
35	0,15	0,3	0,27	0,26	40°

Величина угловой скорости кривошипа $\omega_1 = 10 \text{ c}^{-1}$, а значение угла φ_1 - по таблице.

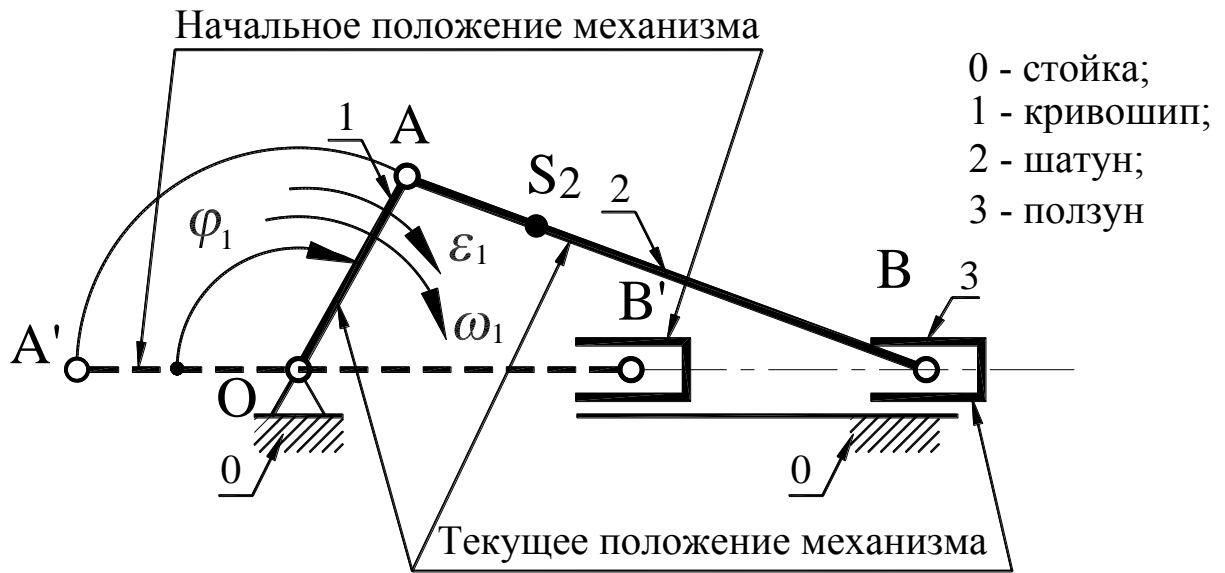


Рис.1.2. Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма

ПРИМЕЧАНИЕ. Центр масс S_2 , звена 2 расположен в соотношении:

$$l_{AS_2} = \cdot l_{AB} / 3.$$

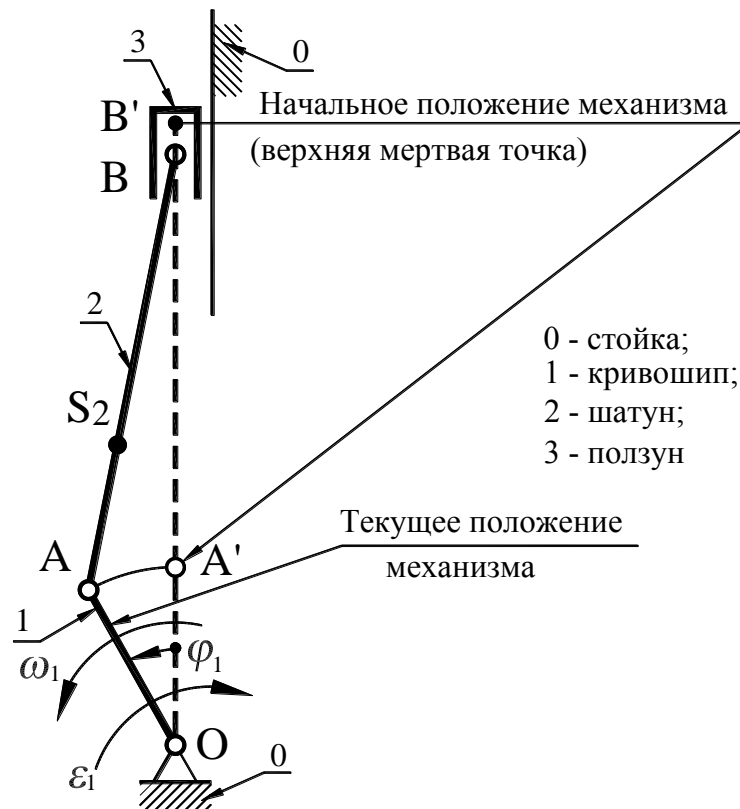


Рис.1.3. Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма

ПРИМЕЧАНИЕ. Центр масс S_2 , звена 2 расположен в соотношении:

$$l_{AS_2} = 0,25 \cdot l_{AB} .$$

Исходные данные

№ варианта	l_{OA} , м	l_{AB} , м	φ_1 , град.	ω_1 , с ⁻¹ .	ε_1 , с ⁻² .
1	0.1	0.3	30	5	20
2	0.11	0.32	60	6	24
3	0.12	0.34	120	7	28
4	0.13	0.36	150	8	32
5	0.14	0.38	210	9	36
6	0.15	0.4	240	10	40
7	0.1	0.39	300	11	44
8	0.11	0.38	330	12	48
9	0.12	0.37	45	13	52
10	0.13	0.36	135	14	56
11	0.14	0.35	225	15	60
12	0.15	0.34	315	5	8
13	0.1	0.33	15	6	16
14	0.11	0.32	30	7	24
15	0.12	0.31	45	8	32
16	0.13	0.3	60	9	40
17	0.14	0.3	75	10	48
18	0.15	0.32	105	11	56
19	0.1	0.34	120	12	64
20	0.11	0.36	135	13	72
21	0.12	0.38	150	14	80
22	0.13	0.4	165	15	88
23	0.14	0.39	195	5	10
24	0.15	0.38	210	6	14
25	0.1	0.37	225	7	18
26	0.11	0.36	240	8	22
27	0.12	0.35	255	9	26
28	0.13	0.34	285	10	30
29	0.14	0.33	300	11	34
30	0.15	0.32	315	12	38
31	0.1	0.31	330	13	42
32	0.11	0.3	345	14	46
33	0.12	0.32	30	15	50
34	0.13	0.34	60	5	54
35	0.14	0.36	120	8	58

Если преподавателем вариант задания не задан, его следует выбрать по порядковому номеру фамилии студента в журнале старосты группы.

ЗАДАЧА №2

(к разделу «Зубчатые механизмы»)

На рис. 2. 1-2. 10 показаны схемы зубчатых передач. Входное колесо 1 в данный момент имеет угловую скорость ω_1 и постоянное угловое ускорение ε_1 , направленное по движению или против движения. Определить:

1) передаточное отношение между входным и выходным звеньями и его знак (если оси вращения входного и выходного валов параллельны);

2) угловую скорость и угловое ускорение выходного звена, и их направления (показать эти направления на схеме передачи);

3) время, в течение которого угловая скорость увеличится в два раза (если движение ускоренное), или уменьшится до нуля (если движение замедленное);

В таблицах 2.1 – 2.10 заданных величин z_i – числа зубьев колес, где i – номер зубчатого на схеме механизма, для червяка z_5' – число заходов, а направление витков червяка указано буквами: $л$ - левое, $п$ – правое.

ПРИМЕЧАНИЕ. Кинематическую схему механизма необходимо начертить, приблизительно соблюдая соотношения диаметров зубчатых колес (диаметр колеса пропорционален его числу зубьев). Диаметр червяка принять равным четверти диаметра червячного колеса.

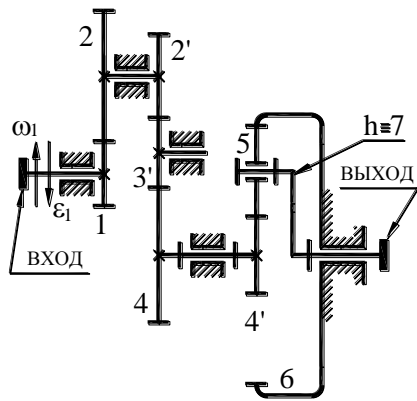


Рис. 2.1

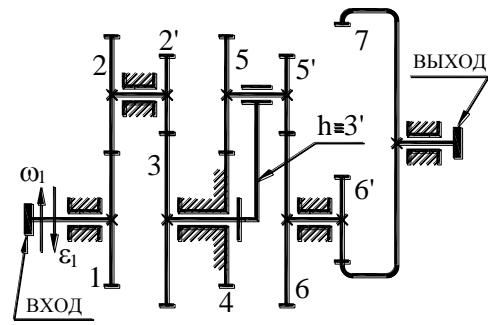


Рис. 2.2

Таблица 2.1

К рис. 2.1

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1, z_3'	16	18	14	14	17	18	14	15	16	14
z_2	20	30	24	20	34	24	20	30	28	26
z_2'	14	15	14	15	17	15	15	14	14	15
z_4	20	20	28	21	24	26	36	38	40	43
z_4'	15	14	14	16	15	18	14	18	19	20
z_5	21	22	21	22	21	25	22	26	25	40
z_6	57	58	56	60	57	68	58	70	69	100
$\omega_1, \text{рад./с}$	280	180	240	250	300	250	150	200	350	100
$\varepsilon_1, \text{рад./с}^2$	50	60	180	126	75	50	100	50	40	20

Таблица 2.2

К рис. 2.2

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	22	14	25	18	21	20	16	18	16	20
z_2	23	22	26	30	28	30	28	28	24	21
z_2'	22	16	25	16	17	18	16	15	18	20
z_3	23	26	26	26	30	28	24	32	30	21
z_4, z_5'	22	28	26	24	31	32	29	31	21	20
z_5, z_6	23	27	25	25	32	31	30	30	22	21
z_6'	32	29	26	28	30	25	22	23	24	20
z_7	42	39	38	37	40	37	45	42	40	65
$\omega_1, \text{рад/с}$	150	380	320	290	320	300	280	350	250	400
$\varepsilon_1, \text{рад/с}^2$	75	285	160	100	80	100	210	70	50	200

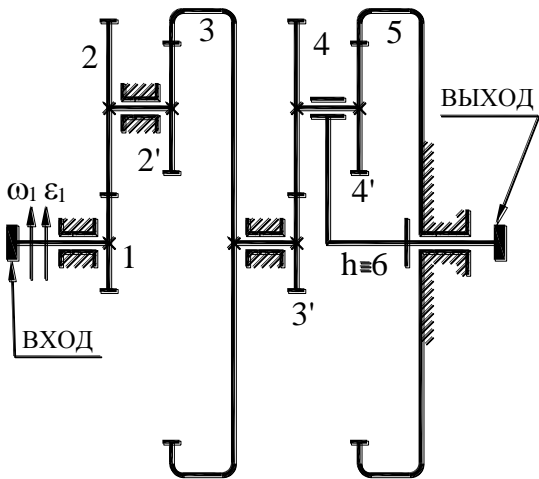


Рис. 2.3

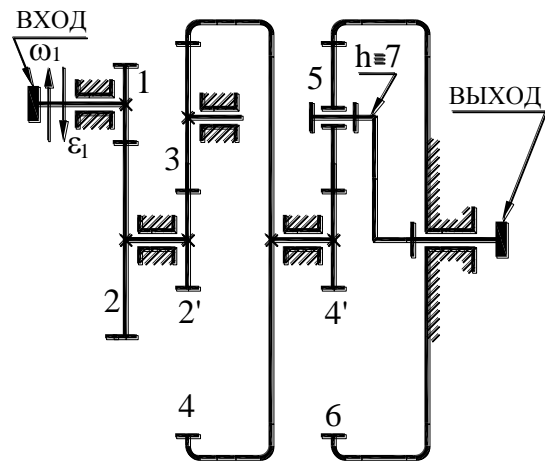


Рис. 2.4

Таблица 2.3

К рис. 2.3

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1, z_3'	20	23	24	17	22	19	14	16	18	20
z_2, z_4	40	30	38	26	36	36	26	40	30	28
z_2', z_4'	22	21	22	20	26	26	21	20	22	20
z_3, z_5	82	74	84	62	84	79	61	76	70	68
$\omega_1, \text{рад/с}$	320	190	220	180	200	240	300	260	340	280
$\varepsilon_1, \text{рад/с}^2$	80	95	165	200	50	180	200	190	285	210

Таблица 2.4

К рис. 2.4

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	15	17	14	19	16	18	14	18	14	18
z_2	24	32	24	28	30	27	21	31	19	25
z_2', z_4'	30	25	20	20	25	21	30	29	34	42
z_3, z_5	20	30	40	30	21	20	21	21	20	20
z_4, z_6	70	85	100	80	67	61	72	71	74	82
$\omega_1, \text{рад/с}$	260	240	240	350	400	220	150	150	300	200
$\varepsilon_1, \text{рад/с}^2$	195	100	100	200	50	65	60	200	200	50

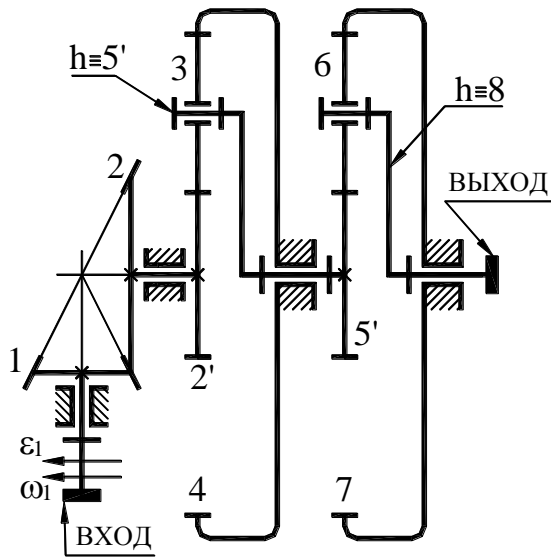


Рис. 2.5

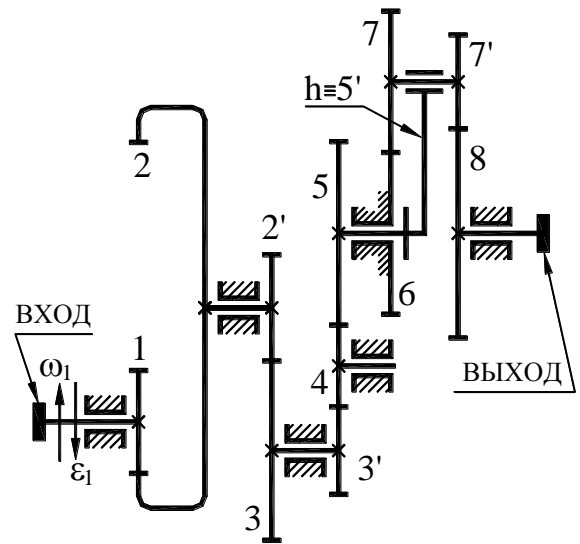


Рис. 2.6

Таблица 2.5

К рис. 2.5

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	18	19	16	17	18	13	14	14	16	15
z_2	25	28	31	27	39	24	27	20	30	25
z_2', z_5'	40	35	28	30	18	22	25	20	20	21
z_3, z_6	20	20	20	20	24	36	20	40	30	20
z_4, z_7	80	75	68	70	66	94	65	100	80	61
$\omega_1, \text{рад/с}$	320	360	400	180	350	320	280	120	300	250
$\varepsilon_1, \text{рад/с}^2$	80	60	50	90	200	240	75	40	200	100

Таблица 2.6

К рис. 2.6

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	29	30	27	26	25	24	23	22	21	20
z_2	39	40	40	36	37	40	42	46	56	65
z_2'	20	15	20	16	17	16	15	17	15	14
z_3	29	32	31	24	25	23	28	26	30	26
z_3'	19	21	22	16	16	15	16	13	14	15
z_4, z_6	29	31	30	22	23	21	22	20	24	25
z_5, z_7'	31	30	18	17	20	19	26	25	21	20
z_7, z_8	30	31	17	18	19	20	25	26	20	21
$\omega_1, \text{рад/с}$	300	260	120	280	225	100	350	150	300	200
$\varepsilon_1, \text{рад/с}^2$	150	65	200	120	50	50	200	100	75	40

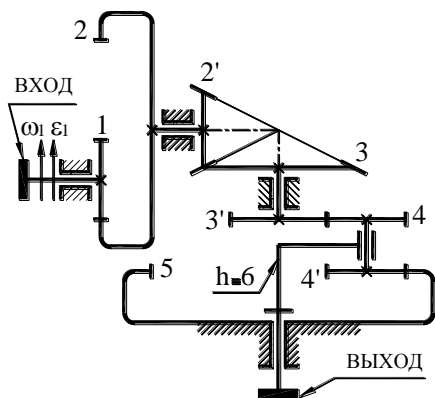


Рис. 2.7

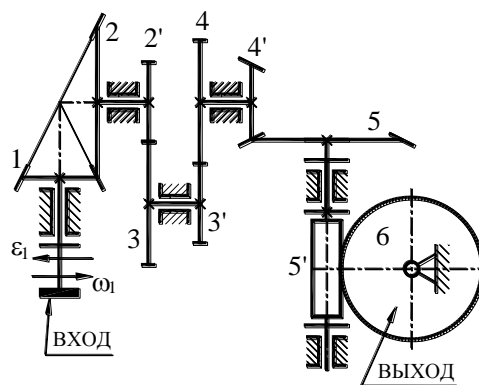


Рис. 2.8

Таблица 2.7

К рис. 2.7

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	22	22	21	21	26	25	21	22	22	20
z_2	50	45	60	55	36	38	60	50	60	62
z_2'	18	14	18	17	16	14	15	16	17	15
z_3	29	26	32	30	24	26	24	24	30	28
z_3'	16	17	23	24	20	20	15	18	16	15
z_4	40	27	30	38	40	30	26	28	24	25
z_4'	20	20	21	22	22	20	20	21	21	22
z_5	76	64	74	84	82	70	61	67	61	82
ω_1 , рад/с	240	320	400	280	350	300	150	200	250	180
ε_1 , рад/с ²	180	240	100	210	200	75	25	100	50	90

Таблица 2.8

К рис. 2.8

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	22	17	20	17	21	18	20	18	17	17
z_2	30	23	21	25	24	21	24	30	17	20
z_2'	16	14	15	15	16	17	15	16	14	14
z_3	28	23	24	20	30	24	28	20	20	16
z_3'	15	15	14	16	14	14	17	18	15	15
z_4	31	28	24	24	21	20	30	32	20	20
z_4'	19	18	17	18	19	18	17	18	17	18
z_5	28	27	32	31	32	28	30	32	26	28
z_5'	2, л	3, п	2, л	1, п	3, л	2, п	1, л	3, п	2, л	1, п
z_6	50	33	38	40	42	40	30	36	30	50
ω_1 , рад/с	380	320	350	320	280	250	300	400	150	350
ε_1 , рад/с ²	190	80	70	80	70	125	60	250	50	100

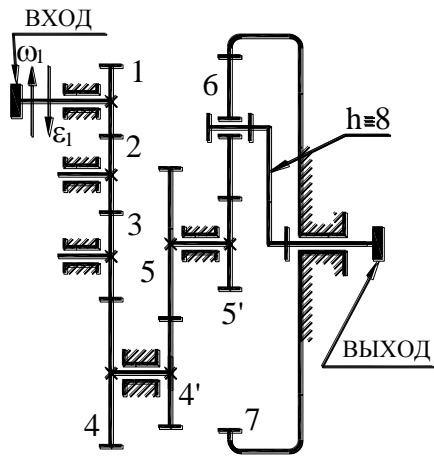


Рис. 2.9

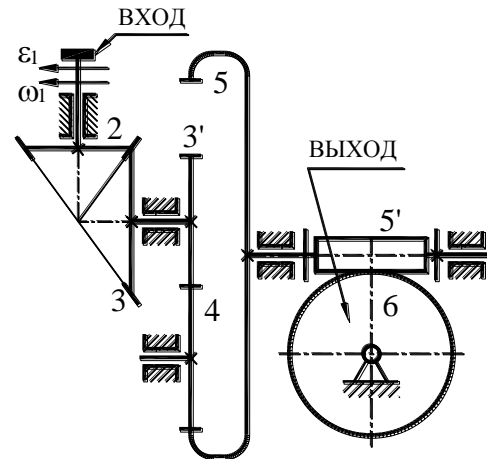


Рис. 2.10

Таблица 2.9

К рис. 2.9

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	20	14	15	19	17	14	15	18	15	14
z_2	30	26	25	26	28	21	20	30	21	30
z_2'	18	14	15	18	16	17	16	14	15	14
z_5	24	26	27	30	24	24	23	21	30	26
z_5'	15	15	14	18	15	14	15	14	18	20
z_0	35	30	26	30	24	23	21	22	21	25
z_7	85	75	66	76	63	60	57	58	60	70
ω_1 , рад/с	210	280	400	180	220	240	250	350	200	150
ε_1 , рад/с ²	630	140	250	45	550	60	400	70	500	60

Таблица 2.10

Рис. 2.10

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	19	18	20	17	18	19	17	18	18	17
z_3	27	24	32	30	25	30	27	30	25	28
z_3'	21	20	16	14	14	15	17	15	16	15
z_5	52	50	42	46	50	49	48	45	60	45
z_5'	3, п	2, л	1, п	2, л	1, п	3, л	2, п	1, л	2, п	3, л
z_6	33	34	50	32	29	36	40	28	28	30
ω_1 , рад/с	150	200	350	240	300	350	250	100	200	180
ε_1 , рад/с ²	500	250	700	600	500	175	125	60	50	60

ЗАДАЧА №3

(к разделу «Сопроотивление материалов»)

- 1) Для заданной схемы балки (исходные данные задачи приведены в таблице 3.1 ниже) требуется определить неизвестные реакции.
- 2) Написать в общем виде выражения для перерезывающих (поперечных) сил (Q) на каждом участке балки и построить эпюры $Q = Q(x)$.
- 3) Написать в общем виде выражения изгибающих моментов (M) для каждого участка балки и построить эпюры $M = M(x)$.
- 4) Найти M_{max} и подобрать балку двутаврового сечения при $[\sigma] = 160$ МПа.

Справочные данные для балок двутаврового сечения приведены в таблице ПРИЛОЖЕНИЯ 4.

Таблица 3.1

Варианты	Данные величины						
	a , м	b , м	c , м	l , м	Изгибающий момент M , кНм	Сосредоточенная сила F , кН	Равномерно распределенная нагрузка q , кН/м
1	2,0	3,0	1,8	10	40	20	22
2	2,2	3,4	1,9	10	44	19	21
3	2,4	3,6	2,0	11	42	18	20
4	2,6	3,8	2,1	11	50	16	19
5	2,8	4,0	2,2	12	48	15	18
6	3,0	4,2	2,3	12	46	14	17
7	3,2	4,4	2,4	13	38	13	16
8	3,4	4,6	2,5	13	36	12	15
9	3,6	4,8	2,6	14	34	11	14
10	3,8	5,0	2,7	14	32	10	13

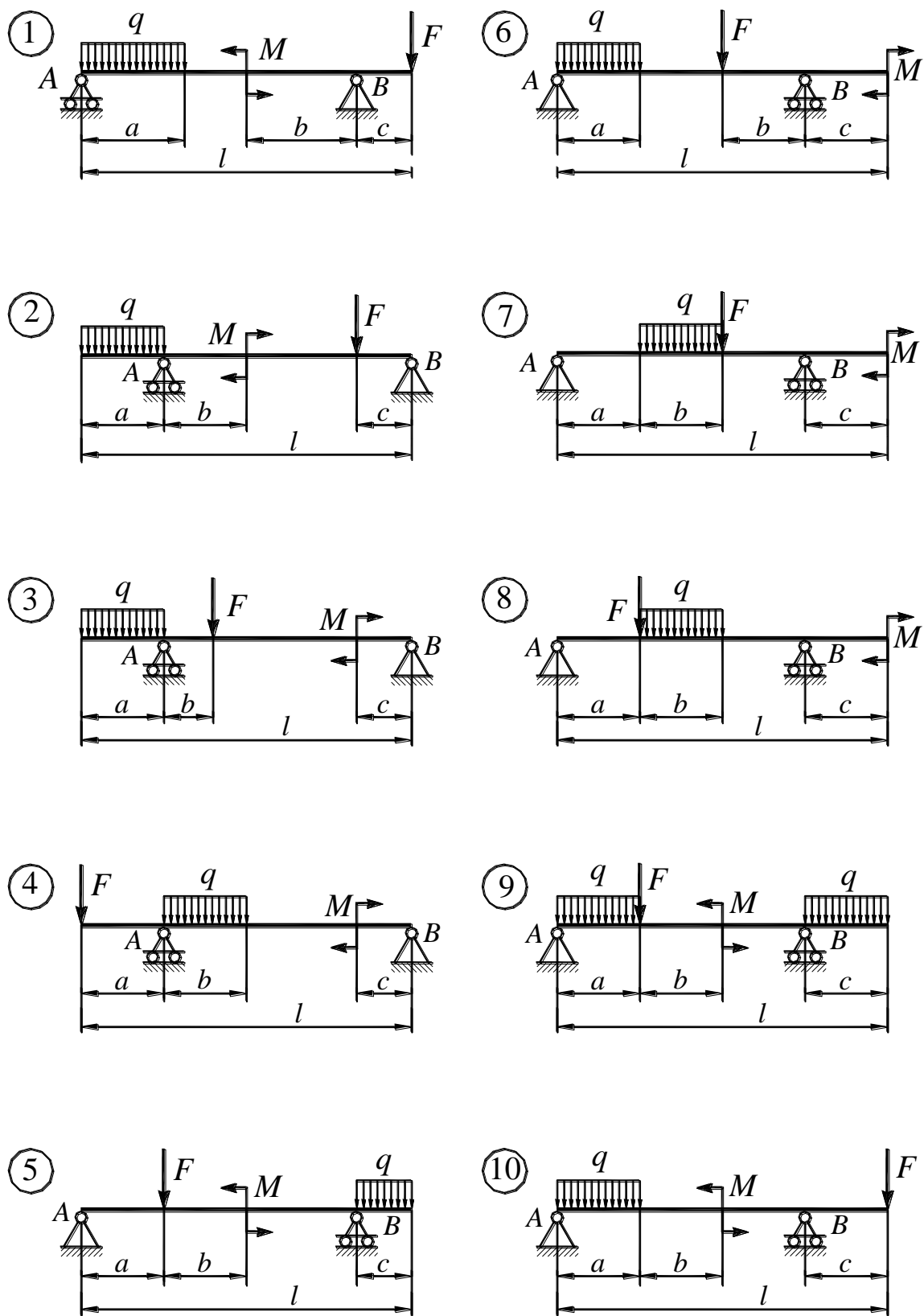
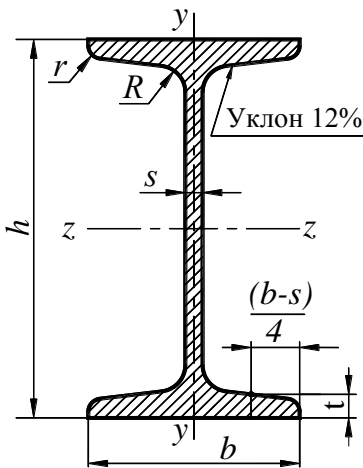


Рис. 3.1. Расчетные схемы балок

Балки двутавровые.

Сортамент (ГОСТ 8239-72)



- h** - высота балки;
- r** - радиус закругления полки;
- b** - ширина полки;
- J** - момент инерции;
- s** - толщина стенки;
- W** - момент сопротивления;
- t** - средняя толщина полки;
- S** - статический момент полусечения;
- R** - радиус внутреннего закругления;
- i** - радиус инерции.

Таблица 4.1

Номер балки	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>R</i>	<i>r</i>	Площадь сечения, см ²	Масса 1 м, кг	Справочные величины для оси z — z				
									<i>J_z</i> , см ⁴	<i>W_z</i> , см ³	<i>I_z</i> , см	<i>S_z</i> , см ³	<i>J_y</i> , см ⁴
мм													
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0	14,7	11,5	350	58,4	4,88	33,7	27,9
14	140	73	4,9	7,0	8,0	3,0	17,4	13,7	572	81,7	5,73	46,8	41,9
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5	20,2	15,9	873	109	6,57	62,3	58,6
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5	23,4	18,4	1290	143	7,42	81,4	82,6
18a	180	100	5,1	8,3	9,0	3,5	25,4	19,9	1430	159	7,51	89,8	114
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0	26,8	21,0	1840	184	8,28	104	115
20a	200	110	5,2	8,6	9,5	4,0	28,9	22,7	2030	203	8,37	114	155
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0	30,6	24,0	2550	232	9,13	131	157
22a	220	120	5,4	8,9	10,0	4,0	32,8	25,8	2790	254	9,22	143	206
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0	34,8	27,3	3460	289	9,97	163	198
24a	240	125	5,6	9,8	10,5	4,0	37,5	29,4	3800	317	10,1	178	260
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5	40,2	31,5	5010	371,	11,2	210	260
27a	270	135	6,0	10,2	11,0	4,5	43,2	33,9	5500	407	11,3	229	337
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0	46,5	36,5	7080	472	12,3	268	337
30a	300	145	6,5	10,7	12,0	5,0	49,9	39,2	7780	518	12,5	292	436
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0	53,8	42,2	9840	597	13,5	339	419
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0	61,9	48,6	13380	743	14,7	423	516
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0	72,6	57,0	19062	953	16,2	545	667
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0	84,7	66,5	27696	1231	18,1	708	808
50	500	170	10,0	15,2	17,0	7,0	100	78,5	39727	1589	19,9	919	1043
55	550	180	11,0	16,5	13,0	7,0	118	92,6	55962	2035	21,8	1181	1356
60	600	190	12,0	17,8	20,0	8,0	138	108	76806	2560	23,6	1491	1725

ЗАДАЧА №4

(к разделу «Детали машин»)

Для заданной расчетной схемы болтового соединения (исходные данные задачи приведены в таблице 4.1 и 4.2 ниже) требуется определить диаметр болта и метрической резьбы.

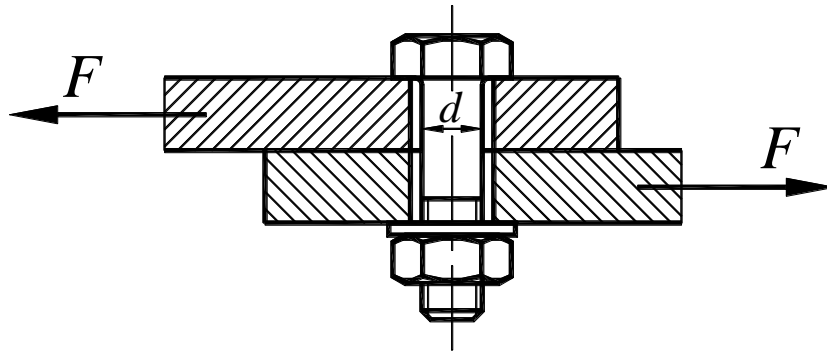


Рис. 4.1.

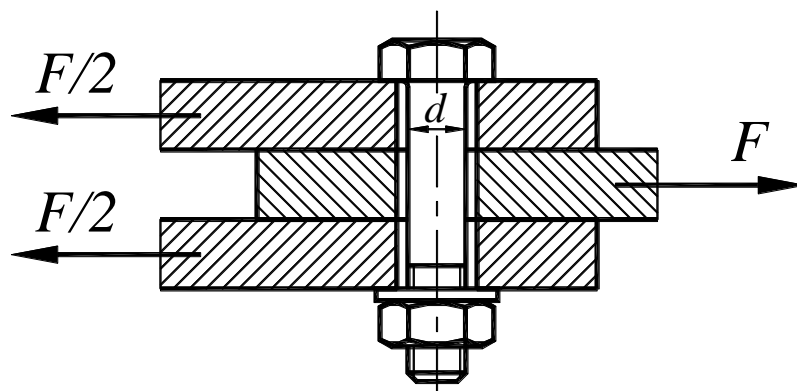


Рис. 4.2.

Таблица 4.1

К рис. 4.1 и 4.2

Наименование	Обознач., ед. изм.	Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Величина силы	F , кН	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5
Коэффициент трения между деталями	f	0.15	0.24	0.17	0.28	0.19	0.2	0.21	0.25	0.23	0.24
Коэффициент запаса	K_3	1.2	1.24	1.28	1.32	1.36	1.4	1.44	1.48	1.5	1.3
Допускаемое напряжение	$[\sigma_p]$, МПа	100	110	105	120	115	130	125	140	135	150

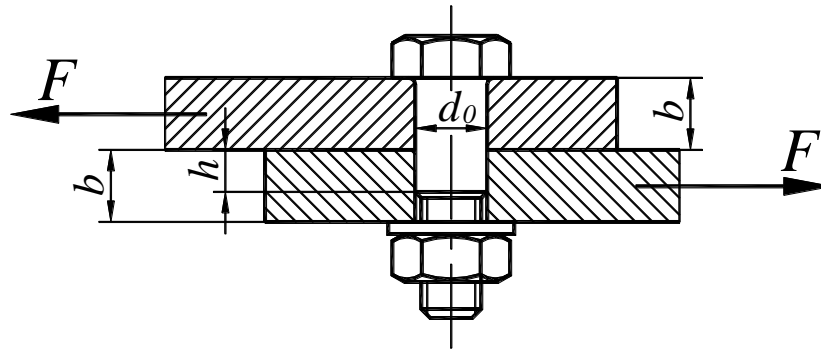


Рис. 4.3.

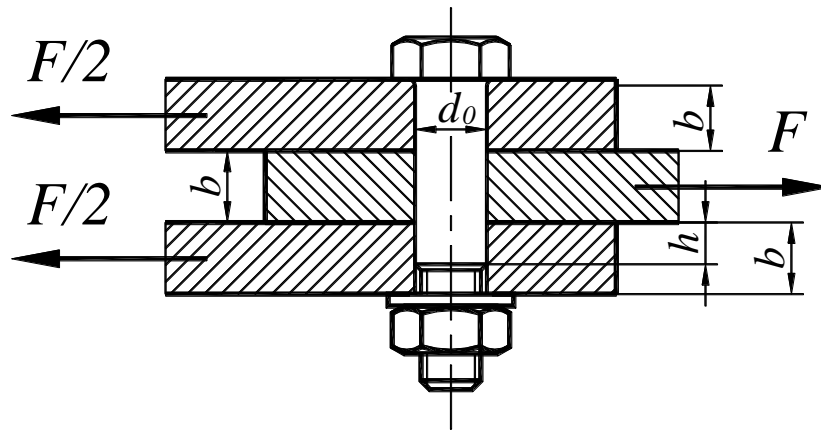


Рис. 4.4.

Таблица 4.2

К рис. 4.3 и 4.4

Наименование	Обознач., ед. изм.	Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Величина силы	F , кН	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5
Коэффициент запаса	K_3	1.2	1.24	1.28	1.32	1.36	1.4	1.44	1.48	1.5	1.3
Допускаемое напряжение на срез	$[\tau_{ср}]$, МПа	28	32	36	40	44	48	52	56	60	64
Допускаемое напряжение на смятие	$[\sigma_{см}]$, МПа	100	110	105	120	115	130	125	140	135	150
Толщина соединяемых деталей	b , мм	20	24	22	16	18	20	22	24	26	28
Отношение длины смятия к толщине детали	h/b	0.6	0.7	0.8	0.7	0.6	0.7	0.8	0.7	0.6	0.8

Пример решения задачи №1

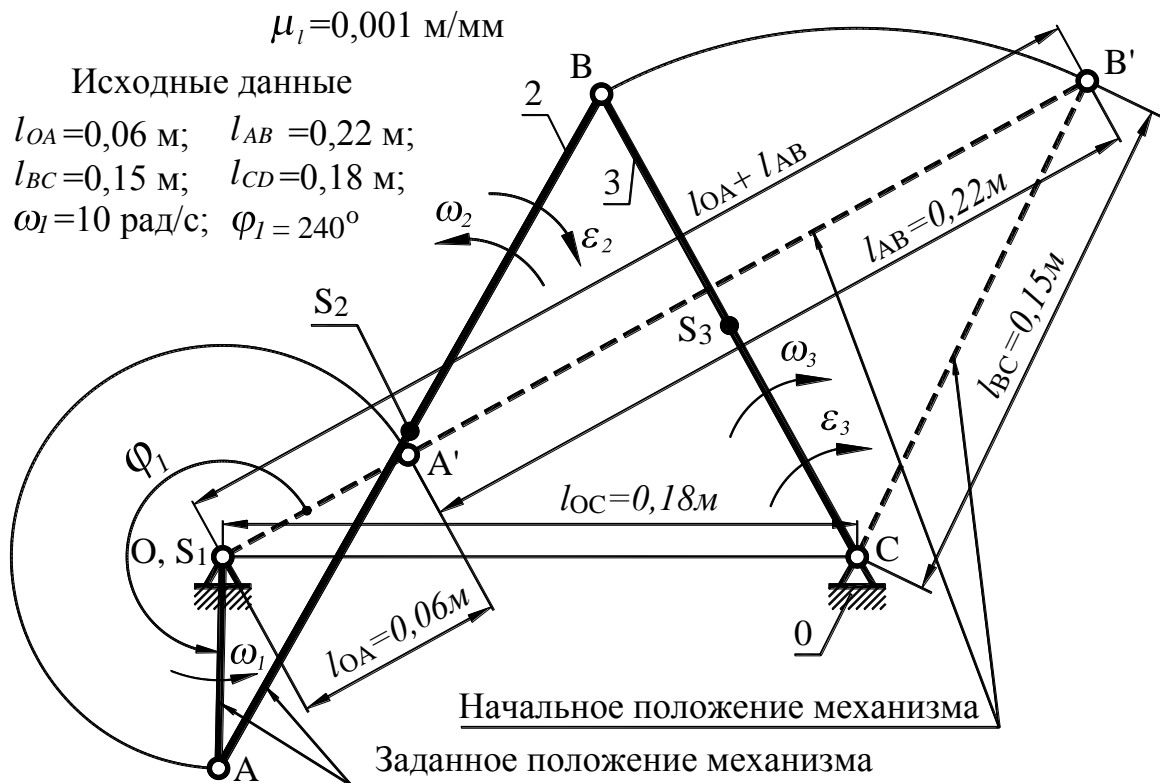


Рис. 5.1. Кинематическая схема заданного механизма

1. Построение заданного положения механизма

Положение механизма, для которого необходимо провести кинематический анализ методом планов, определяется координатой входного звена 1 (кривошип) $\varphi_1 = 240^\circ$. Для построения заданного положения вначале необходимо построить начальное положение механизма, в качестве которого рекомендуется принять правое крайнее положение механизма (на рисунке начальное положение изображено пунктирной линией). Практически это сводится к построению треугольника $OB'C$, две стороны которого заданы (l_{OC} и l_{BC}), а третья равна сумме длин 1-го и 2-го звеньев, т. е. $l_{OB'} = l_{OA} + l_{AB}$.

Далее строится заданное текущее положение кривошипа. Для этого необходимо от начального положения кривошипа отложить против часовой стрелки угол φ_1 . Затем на пересечении дуги радиуса l_{AB} , с центром в точке А, и дуги радиуса l_{BC} , с центром в точке С, находят положение точки В, а значит и положение остальных звеньев механизма (2-го и 3-го).

2. Построение плана скоростей

Необходимо построить в масштабе план скоростей, вычислить величины скоростей точек В, S_2 и S_3 , определить величины и направления угловых скоростей звеньев 2 и 3.

Определяем скорость точки А:

$$V_A = V_{A_2} = V_{A_1} = \omega_1 \cdot l_{OA} = 10 \cdot 0,06 = 0,6 \frac{м}{с}.$$

Задаем масштаб плана скоростей:

$$\mu_V = \frac{V_A}{p_V a} = \frac{0,6}{200} = 0,003 \frac{м/с}{мм},$$

где - $p_V a = 200$ мм – отрезок, изображающий в масштабе μ_V на плане скоростей скорость точки А.

Рассматривая точку В как точку звена 2, совершающего плоскопараллельное движение, и приняв в качестве полюса точку А, составляем векторное уравнение для определения скорости точки В:

$$\vec{V}_B \perp BC = \vec{V}_A \perp OA + \vec{V}_{B/A} \perp AB.$$

В данном векторном уравнении неизвестными являются только величины векторов \vec{V}_B и $\vec{V}_{B/A}$ – две неизвестных, т. е. уравнение решается. Выбираем полюс плана V (точка p_V) и, выполнив графическое решение векторного уравнения для точки В, получаем план скоростей (рис. 5.2). Концы векторов скоростей точек S_2 и S_3 находим с помощью теоремы подобия. Так как точки S_2 и S_3 находятся на серединах отрезков АВ и ВС соответственно, то и на плане скоростей концы векторов

скоростей этих точек (точки s_2 и s_3) находятся на серединах отрезков ab и cb плана скоростей соответственно.

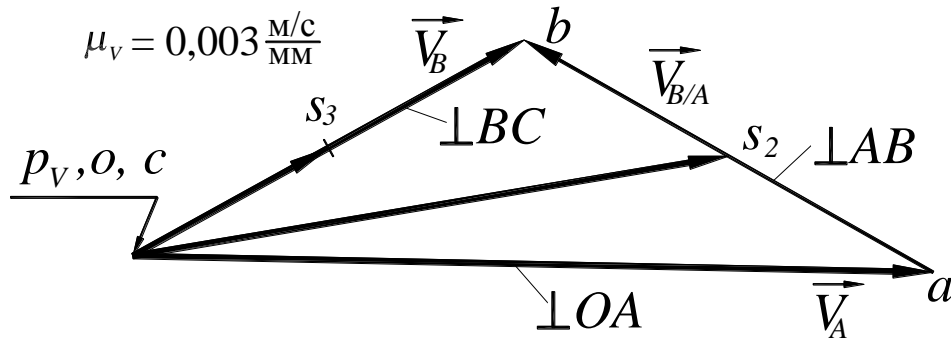


Рис. 5.2. План скоростей

Из плана скоростей находим скорости точек как произведение длины соответствующего отрезка и масштаба плана скоростей μ_v .

Далее определяем угловые скорости звеньев 2 и 3:

$$\omega_2 = \frac{V_{B/A}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_v}{l_{AB}} = \frac{117,54 \cdot 0,003}{0,22} = 1,0603 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{l_{BC}} = \frac{p_v b \cdot \mu_v}{l_{BC}} = \frac{111,68 \cdot 0,003}{0,15} = 2,233 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Направления угловых скоростей звеньев находим в зависимости от направлений соответствующих скоростей двух точек каждого звена. Так, например, из плана скоростей видно, что скорость точки B звена 2 относительно точки A направлена справа налево вверх, следовательно, угловая скорость звена 2 направлена против часовой стрелки.

Результаты расчетов линейных и угловых скоростей сведены в таблицу 5.1.

Таблица 5.1

Величины угловых и линейных скоростей

$\omega_2, 1/\text{с}$	$\omega_3, 1/\text{с}$	$V_A, \text{м/с}$	$V_{B/A}, \text{м/с}$	$V_{s_2}, \text{м/с}$	$V_{s_3}, \text{м/с}$	$V_B, \text{м/с}$
1,603	2,233	0,6	0,353	0,453	0,1675	0,335

3. Построение плана ускорений

Эта часть задачи аналогична рассмотренной в п. 2. Здесь необходимо построить в масштабе план ускорений, вычислить величины ускорений точек B , S_2 и S_3 , а также определить величины и направления угловых ускорений звеньев 2 и 3.

Определяем нормальное ускорение точки A :

$$a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 10^2 \cdot 0,06 = 6 \left(\frac{м}{с^2} \right).$$

Масштаб плана ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_A^n}{p_a n_1} = \frac{6}{120} = 0,05 \left(\frac{м/с^2}{мм} \right).$$

Рассматривая точку B как точку звена 2, совершающего плоскопараллельное движение, и приняв в качестве полюса точку A , составляем векторное уравнение для определения ускорения точки B :

$$\frac{\vec{a}_B^n}{\parallel BC} + \frac{\vec{a}_B^\tau}{\perp BC} = \frac{\vec{a}_A^n}{\parallel OA} + \frac{\vec{a}_A^\tau}{\perp OA} + \frac{\vec{a}_{B/A}^n}{\parallel AB} + \frac{\vec{a}_{B/A}^\tau}{\perp AB}. \quad (1)$$

В данном векторном уравнении неизвестными являются величины векторов $\frac{\vec{a}_B^\tau}{\perp BC}$ и $\frac{\vec{a}_{B/A}^\tau}{\perp AB}$, т. е. всего 2 неизвестных – это уравнение решается.

Выбираем полюс плана ускорений (точка p_a) и, выполнив графическое решение векторного уравнения (1), определяем ускорение точки B . Концы векторов ускорений точек S_2 и S_3 находим с помощью теоремы подобия, (см. п. 2).

План ускорений показан на рис. 5.3.

При построении плана ускорений отрезки, изображающие ускорения $a_{B/A}^n$ и a_B^n , определялись из соотношений:

$$a_{B/A}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB}, \quad a_{n2} = \frac{a_{B/A}^n}{\mu_a} \quad (\text{мм}); \quad a_B^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC}, \quad p_a n_3 = \frac{a_B^n}{\mu_a} \quad (\text{мм}).$$

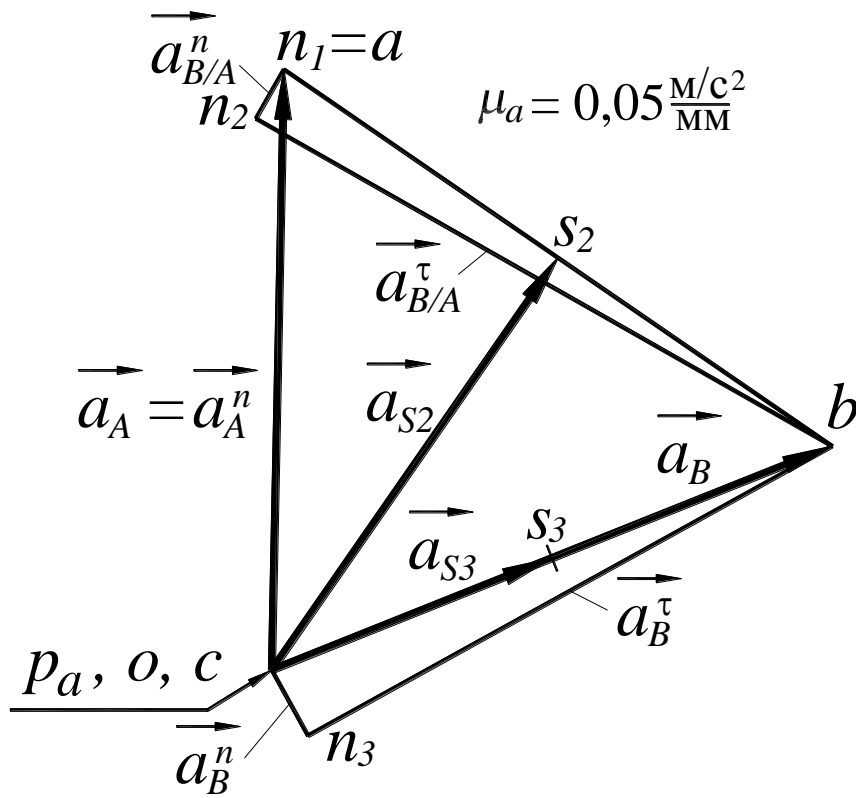


Рис. 5.3. План ускорений

Угловые ускорения звеньев 2 и 3 равны:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{B/A}^{\tau}}{l_{AB}} = \frac{n_2 b \cdot \mu_a}{l_{AB}} = \frac{123,4 \cdot 0,05}{0,22} = 30,09 \left(\frac{\text{рад}}{\text{с}^2} \right),$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_B^{\tau}}{l_{BC}} = \frac{n_3 b \cdot \mu_a}{l_{BC}} = \frac{119,6 \cdot 0,05}{0,22} = 39,88 \left(\frac{\text{рад}}{\text{с}^2} \right)$$

Направления угловых ускорений звеньев 2 и 3 определяются в зависимости от направлений ускорений $\vec{a}_{B/A}^{\tau}$ и \vec{a}_B^{τ} . Для этого их мысленно необходимо перенести в точку B и относительно точек A и C определить направления ε_2 и ε_3 .

Результаты расчетов линейных и угловых ускорений сведены в таблицу 5.2.

Величины угловых и линейных ускорений

Таблица 5.2

$a_{B/A}^n$, м/с^2	$a_{B/A}^{\tau}$, м/с^2	$a_{B/A}$, м/с^2	a_B^n , м/с^2	a_B^{τ} , м/с^2	a_B , м/с^2	a_{S2} , м/с^2	a_{S3} , м/с^2	ε_2 , $1/\text{с}^2$	ε_3 , $1/\text{с}^2$
0,565	6,62	6,644	0,7494	5,982	6,029	5,014	3,014	30,09	39,882

Пример решения задачи №2

Исходные данные:

$$\omega_1 = 300 \text{ рад/с};$$

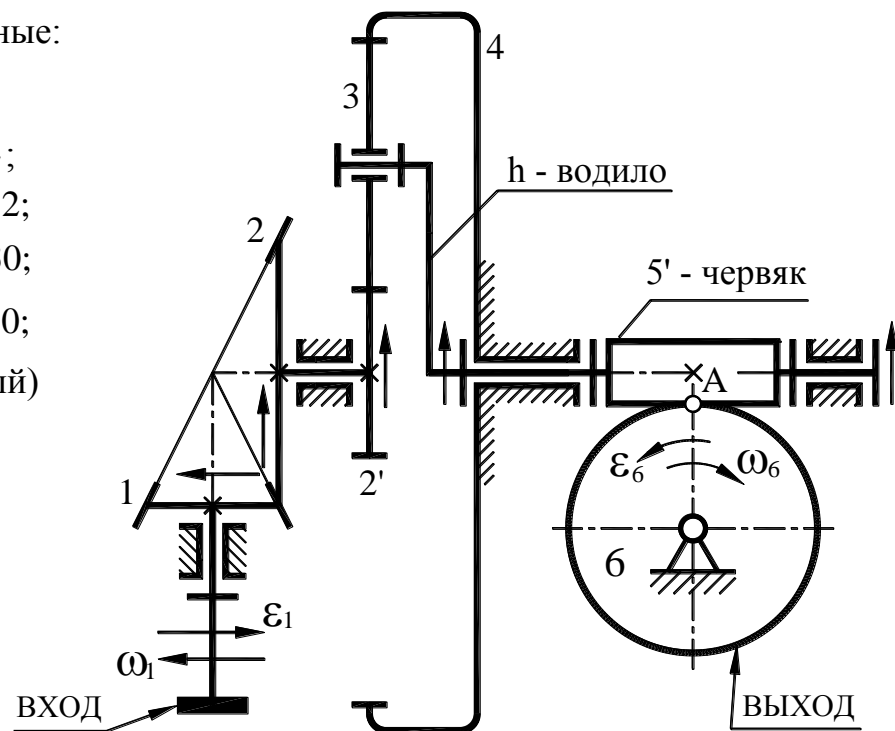
$$\varepsilon_1 = 180 \text{ рад/с}^2;$$

$$z_1 = 16; \quad z_2 = 32;$$

$$z_2' = 20; \quad z_3 = 30;$$

$$z_4 = 80; \quad z_6 = 30;$$

$$z_5' = 2\pi \text{ (правый)}$$



ПРИМЕЧАНИЕ

Стрелками \uparrow и \leftarrow показаны направления вращения звеньев механизма (направления движения верхних видимых частей колес)

Рис. 6.3. Кинематическая схема зубчатого механизма

1. Определение передаточного отношения механизма

Зубчатый механизм (передача) содержит три ступени:

1-я ступень – это коническая передача с колесами 1 и 2;

2-я ступень включает колеса 2', 3, 4 и водило h – планетарный механизм Джемса с одновенцовым сателлитом;

3-я ступень представляет собой червячную передачу с двухзаходным правым червяком (звенья 5' и 6).

Общее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений отдельных ее ступеней:

$$i_{16} = i_{12} \cdot i_{2'h}^{(4)} \cdot i_{5'6} = 2 \cdot 5 \cdot 15 = 150, \quad (1)$$

где $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{16} = 2$ - передаточное отношение конической передачи;

$$i_{2'h}^{(4)} = 1 - i_{2'4}^{(h)} = 1 + \frac{z_4}{z_{2'}} = 1 + \frac{80}{20} = 5 \quad \text{- передаточное отношение планетарного}$$

механизма от колеса 2' к водилу при заторможенном колесе 4 (формула для $i_{2'h}^{(4)}$ получена на основе формулы Виллиса из условия $\omega_4 = 0$);

$$i_{2'4}^{(h)} = \frac{\omega_{2'} - \omega_h}{\omega_4 - \omega_h} = -\frac{z_4}{z_{2'}} = -\frac{80}{20} = -4 \quad \text{- передаточное отношение обращенного}$$

механизма (формула Виллиса);

$$i_{5'6} = \frac{z_6}{z_{5'}} = \frac{30}{2} = 15 \quad \text{- передаточное отношение червячной передачи.}$$

Таким образом, общее передаточное отношение механизма $i_{16} = 150$.

2. Определение направлений угловых скоростей и ускорений

Так как в данной передаче оси входного и выходного валов не параллельны (перекрещиваются под углом 90°), то знак передаточного отношения не определяется (в этом случае он теряет смысл, так как наблюдаемые направления вращения входного и выходного валов зависят от направления взгляда наблюдателя).

По условию задачи входное звено вращается замедленно (ω_I и ε_I направлены в разные стороны), следовательно, и все остальные звенья зубчатого механизма будут вращаться замедленно, т. е. для каждого звена ω_i и ε_i будут иметь противоположные направления. Таким образом, достаточно определить только направления угловых скоростей всех звеньев.

Для пары колес направления вращений определяются исходя из того, что точки начальных окружностей колес, находящихся в зацеплении, либо «входят в зону зацепления» либо «выходят из зоны зацепления». Из этого следует, что

направление вращения колеса 2 будет изображаться стрелкой, направленной вверх, т. к. аналогичная стрелка для колеса 1 направлена влево.

Центральное колесо планетарного механизма 2' вращается в ту же сторону, что и колесо 2 (эти колеса образуют одно звено), а так как передаточное отношение планетарного механизма $i_{2'h}^{(4)} > 0$, то водило h и червяк 5', образующий с водилом одно звено, тоже будут вращаться в ту же сторону (стрелка вверх).

Итак, если смотреть на червяк вдоль его оси слева, то его угловая скорость будет направлена против часовой стрелки. Так как червяк правый (правый винт), то при вращении его против часовой стрелки он относительно червячного колеса будет двигаться влево (будет вывинчиваться). Следовательно, точка A червячного колеса относительно червяка будет двигаться вправо, т. е. ω_6 будет направлена по часовой стрелке (в плоскости чертежа).

3. Определение ω_6 , ε_6 и времени t до остановки привода

Угловые скорость и ускорение выходного звена (червячного колеса) будут, соответственно, равны:

$$\omega_6 = \omega_1 / i_{16} = 300 / 150 = 2 \text{ рад/с}; \quad (2)$$

$$\varepsilon_6 = \varepsilon_1 / i_{16} = 180 / 150 = 1,2 \text{ рад/с}^2. \quad (3)$$

Далее определим время движения входного звена до остановки.

Из уравнения движения входного звена:

$$\omega_{1к} = \omega_1 + \varepsilon_1 \cdot t$$

находим:

$$t = \frac{\omega_{1к} - \omega_1}{\varepsilon_1} = \frac{0 - 300}{-180} = 1,667 \text{ с}, \quad (4)$$

где $\omega_{1к} = 0$ – конечная угловая скорость через отрезок времени t ,

$\omega_1 = 300 \text{ рад/с}$ – начальная угловая скорость.

Пример решения задачи №3

Исходные данные: $a = 3,4$ м; $b = 4,6$ м; $c = 2,5$ м; $l = 13$ м; $d = l - (a + b + c) = 13 - (3,4 + 4,6 + 2,5) = 2,5$ м; $F = 12$ кН; $q = 15$ кН/м; $M = 36$ кНм.

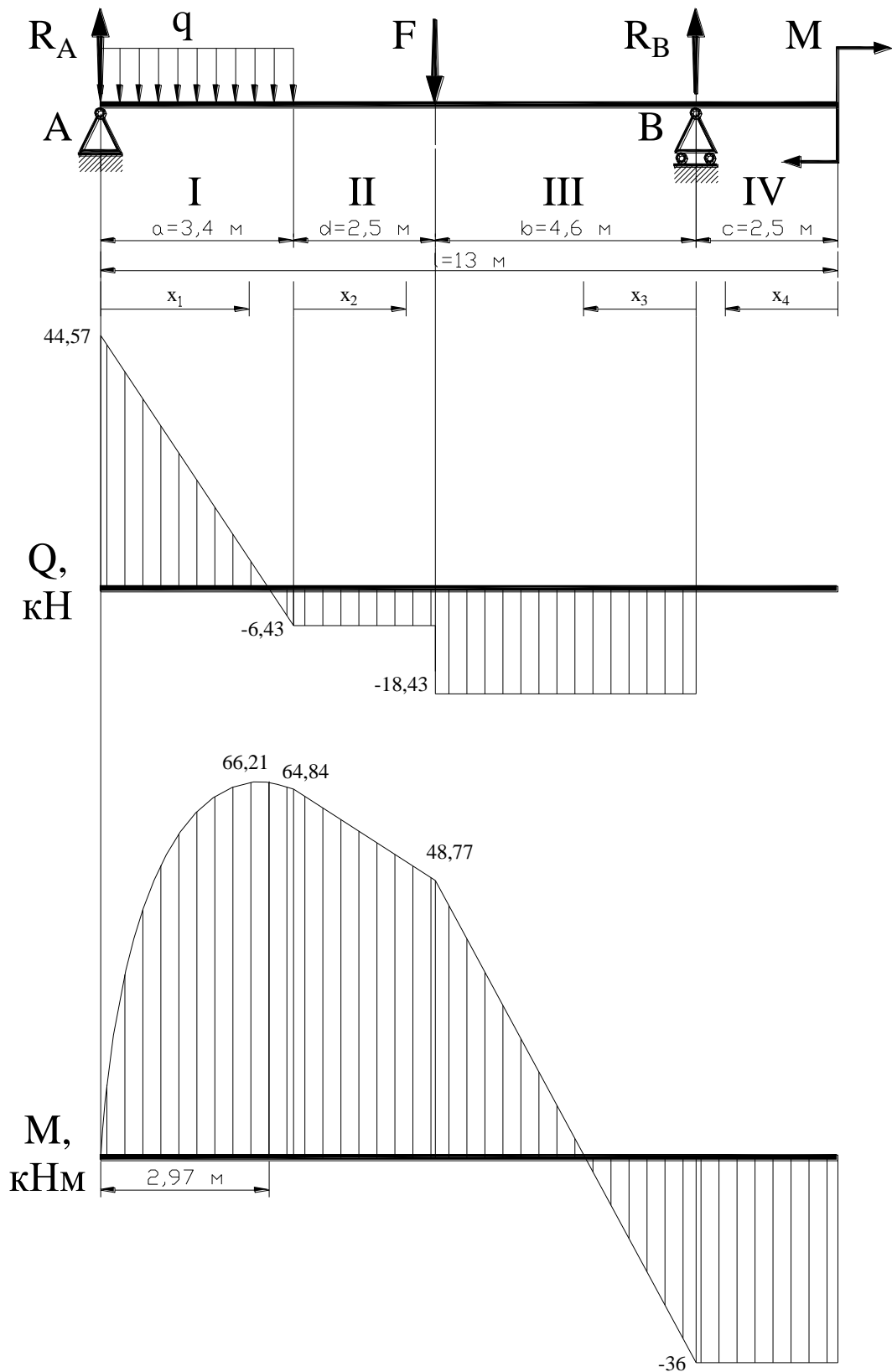


Рис. 6.1. Расчетная схема балки с эпюрами Q и M

1. Определение реакций опор

Из условий равновесия балки:

$$\sum M_A(P_i)=0;$$

$$q \cdot a \cdot \left(\frac{a}{2}\right) + F \cdot (l - b - c) + M - Y_B \cdot (l - c) = 0;$$

$$Y_B = \frac{q \cdot a \cdot \left(\frac{a}{2}\right) + F \cdot (l - b - c) + M}{(l - c)} = \frac{15 \cdot 3,4 \cdot 1,7 + 12 \cdot 5,9 + 36}{13 - 2,5} = 18,43 \text{ кН.}$$

$$\sum M_B(P_i)=0;$$

$$q \cdot a \cdot \left(l - c - \frac{a}{2}\right) + F \cdot b - M - Y_A \cdot (l - c) = 0;$$

$$Y_A = \frac{q \cdot a \cdot \left(l - c - \frac{a}{2}\right) + F \cdot b - M}{(l - c)} = \frac{15 \cdot 3,4 \cdot (13 - 2,5 - 1,7) + 12 \cdot 4,6 - 36}{13 - 2,5} = 44,57 \text{ кН.}$$

Проверка выполнения условия $\sum P_y=0$:

$$Y_A + Y_B - F - q \cdot b = 44,57 + 18,43 - 12 - 15 \cdot 3,4 = 0.$$

2. Определение поперечных сил и изгибающих моментов

Для определения поперечных сил и изгибающих моментов выделим на балке 4 участка:

I. $0 \leq x_1 \leq a$; $Q(x_1) = Y_A - qx_1$.

$$Q(0) = 64 \text{ кН. } Q(a) = 44,57 - 15 \cdot 3,4 = -6,43 \text{ кН.}$$

$$M(x_1) = Y_A x_1 - qx_1^2/2. M(a) = 44,57 \cdot 3,4 - 15 \cdot 3,4^2/2 = 64,84 \text{ кНм.}$$

Определяем экстремум параболы: $Y_A - qx_1 = 0$; $x_1 = Y_A/q = 44,57/15 = 2,97$ м;

$$M(2,97) = 44,57 \cdot 2,97 - 15 \cdot 2,97^2/2 = 66,21 \text{ кНм.}$$

II. $0 \leq x_2 \leq d$; $Q(x_2) = Y_A - q \cdot a$.

$$Q(d) = 44,57 - 15 \cdot 3,4 = -6,43 \text{ кН.}$$

$$M(x_2) = Y_A \cdot (x_2 + a) - q \cdot a(a/2 + x_2). M(d) = 44,57 \cdot (2,5 + 3,4) - 15 \cdot 3,4(1,7 + 2,5) = 48,77 \text{ кНм.}$$

III. $0 \leq x_3 \leq d$; $Q(x_3) = -Y_B$.

$$Q(0) = Q(d) = -18,43 \text{ кН.}$$

$$M(x_3) = Y_B x_3 - M. \quad M(0) = -36 \text{ кНм}. \quad M(d) = 18,43 \cdot 2,5 - 36 = 48,77 \text{ кНм}.$$

$$\text{IV.} \quad 0 \leq x_4 \leq c; \quad Q_4 = 0.$$

$$M(x_4) = -M. \quad M(0) = M(c) = -36 \text{ кНм}.$$

Из эпюры изгибающих моментов видно, что наиболее опасным является сечение x_1 . В этом сечении $M_1 = M_{\max} = 66,21 \text{ кНм}$.

3. Выбор балки

Балку выбираем из условия $\sigma_{\max} \leq [\sigma] = 160 \text{ МПа}$ или $W_z > [W_z]$.

Минимальное (допустимое) значение момента сопротивления балки определяется из условия:

$$[W_z] = M_A / [\sigma] = 66,21 \cdot 10^3 / 160 \cdot 10^6 = 0,414 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 414 \text{ см}^3.$$

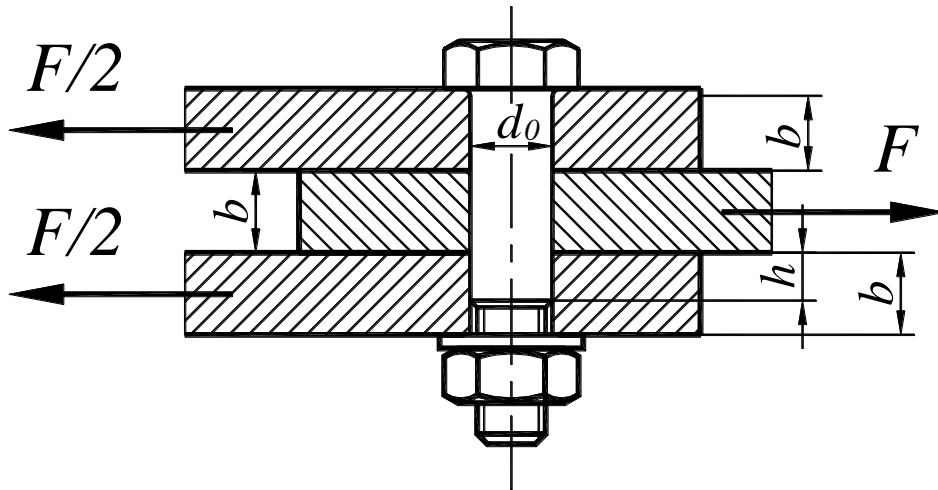
По таблице ПРИЛОЖЕНИЯ 3А выбираем двутавровую балку №30, для которой

$$W_z = 414 \text{ см}^3 > [W_z] = 472 \text{ см}^3.$$

Пример решения задачи №4

Исходные данные:

$$F=10 \text{ кН}; K_3 = 1.5; [\tau_{cp}] = 80 \text{ МПа}; [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}; b = 25; h/b = 0,9.$$



Так как болт установлен без зазора, то расчет диаметра болта нужно выполнять на срез и смятие.

Проектный расчет выполняется по формуле:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot K_3 \cdot F}{\pi \cdot i \cdot [\tau_c]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,5 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 2 \cdot 80 \cdot 10^6}} = 0,0109 \text{ (м)}.$$

Принимаем диаметр болта $d_0 = 11 \text{ мм}$.

Произведем расчет на смятие. При расчете по заданной схеме нужно рассмотреть два варианта расчета:

$$1) \sigma_{см1} = \frac{F / (i - 1)}{d_0 b} \leq [\sigma_{см}];$$

$$2) \sigma_{см2} = \frac{F / i}{d_0 h} \leq [\sigma_{см}],$$

Тогда требуемый по смятию диаметр:

$$1) d_0 = \frac{F / (i - 1)}{b [\sigma_{см}]} = \frac{10 \cdot 10^3 / (2 - 1)}{0,025 \cdot 100 \cdot 10^6} = 0,004 \text{ (м)} = 4 \text{ (мм)};$$

$$2) d_0 = \frac{F / i}{h[\sigma_{cm}]} = \frac{10 \cdot 10^3 / 2}{0,9 \cdot 0,25 \cdot 100 \cdot 10^3} = 0,0022 \text{ (м)} = 2,2 \text{ (мм)},$$

а проектный диаметр (по срезу) $d_0 = 11 \text{ (мм)} > 4 \text{ (мм)}$

Окончательно принимаем диаметр болта $d_0 = 11 \text{ мм}$, а диаметр резьбы этого болта М10.

Литература

1. Джамай В.В. и др. Прикладная механика. – М.: Юрайт, 2013.
2. Иосилевич Г.Б. и др. Прикладная механика. – М.: Машиностроение, 1985.
3. Осецкий В. И. и др. Прикладная механика. – М.: Машиностроение, 1977.
4. Гречко Л. П. Рычажные механизмы, передачи и зацепления. – Харьков, 2000.
5. Гречко Л. П. Синтез механизмов и динамика машин. – Харьков, 1998.
6. Яблонский А. А. Курс теоретической механики (части 1 и 2). – М.: Высшая школа, 1977.
7. Писаренко Г. С. и др. Сопроотивление материалов. – Киев: Высшая школа, 1975.

Учебное издание

Методические указания к расчетно-графической работе
по дисциплине «Прикладная механика»
для студентов направления подготовки 190700
«Технология транспортных процессов»