1. Задача № 1

**Расчет на прочность и жесткость стержня при растяжении - сжатии**

1.1. Задание.

Таблица 1.1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № строки | №  схемы | *F*,  см2 | Расстояние, м | | | *Р*,  кН |
| *a* | *b* | *c* |
| 1 | 1 | 2,1 | 0,11 | 0,11 | 0,11 | 21 |
| 2 | 2 | 2,2 | 0,12 | 0,12 | 0,12 | 22 |
| 3 | 3 | 2,3 | 0,13 | 0,13 | 0,13 | 23 |
| 4 | 4 | 2,4 | 0,14 | 0,14 | 0,14 | 24 |
| 5 | 5 | 2,5 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 25 |
| 6 | 6 | 2,6 | 0,16 | 0,16 | 0,16 | 26 |
| 7 | 7 | 2,7 | 0,17 | 0,17 | 0,17 | 27 |
| 8 | 8 | 2,8 | 0,18 | 0,18 | 0,18 | 28 |
| 9 | 9 | 2,9 | 0,19 | 0,19 | 0,19 | 29 |
| 0 | 0 | 2,0 | 0,10 | 0,10 | 0,10 | 20 |
|  | *M* | *K* | *K* | *L* | *M* | *L* |

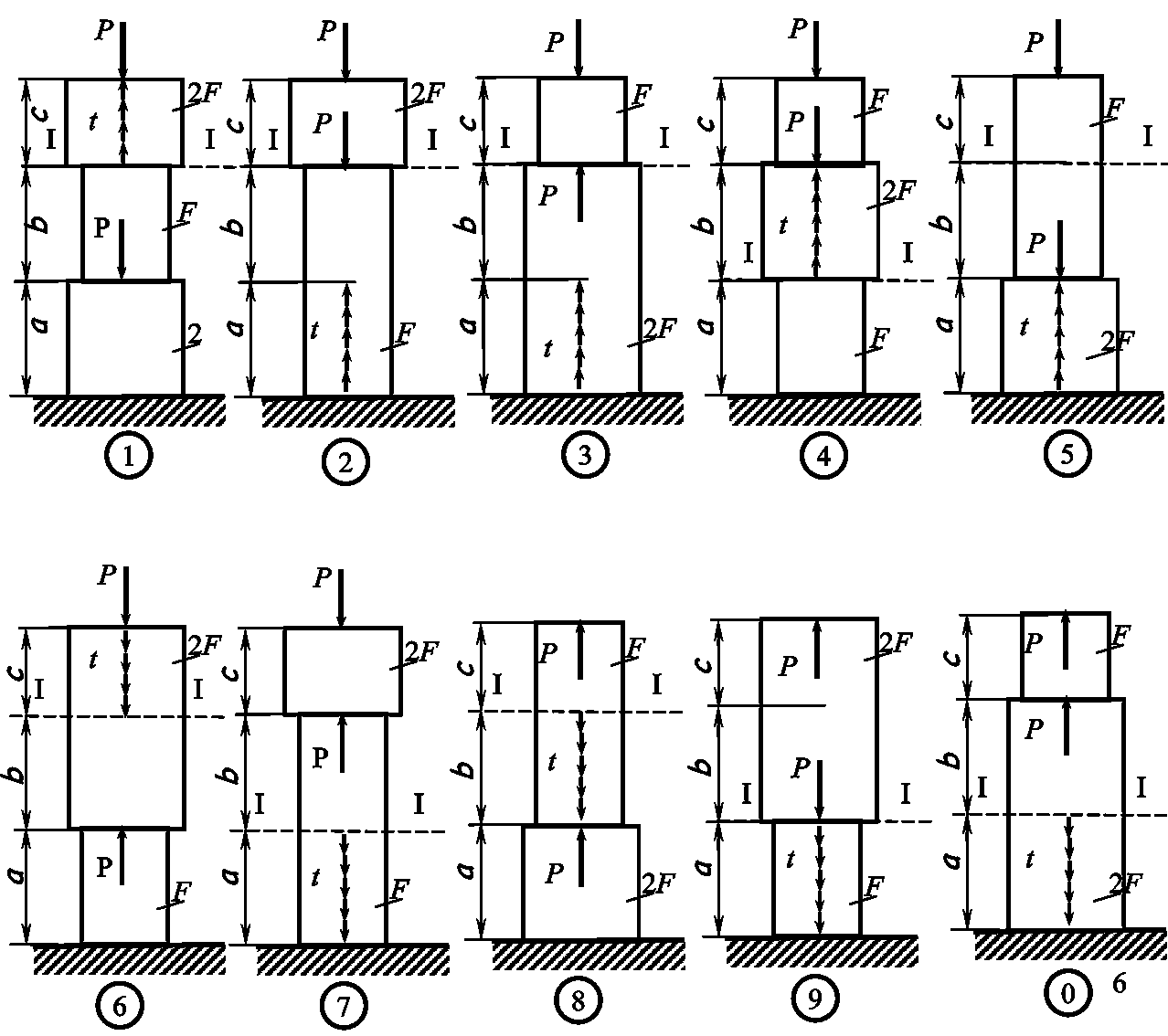


Рис. 1.1

Стальной стержень (*Е* = 2105 МПа), один конец которого жестко защемлен, другой – свободен, находится под действием продольных сил *Р* и распределенной нагрузки *t* = 20 кН/м. Отдельные участки стержня имеют различную площадь по

перечного сечения, *F* или 2*F* (рис. 1.1).

Требуется:

* сделать схематический чертеж стержня по заданным размерам, соблюдая масштаб длин по вертикали;
* вычислить значения продольной силы *N* и нормального напряжения *,* построить их эпюры;
* найти перемещение сечения I – I.

Данные взять из табл. 1.1.

1.2. Теоретическая справка

1.2.1. Внутреннее усилие

Стержнем называется твердое тело, два размера которого значительно (на порядок) меньше третьего размера.

Сечение стержня, перпендикулярное его продольной оси, называется нормальным поперечным сечением стержня.

Внешней нормалью к поперечному сечению стержня орт, перпендикулярный поперечному сечению стержня и направленный от отсеченной части стержня.

Растяжением - сжатием называют такой вид деформирования, при котором в поперечном сечении стержня возникает только нормальная (продольная) сила *N*.

Нормальная сила *N* в рассматриваемом сечении прямого стержня равна алгебраической сумме проекций всех внешних сил, приложенных к рассматриваемой части стержня, на внешнюю нормаль к поперечному сечению стержня. Растягивающая внешняя сила дает положительную проекцию и положительную нормальную силу.

1.2.2. Напряжения

В поперечных (нормальных) сечениях стержня

(1.1)

В произвольном сечении нормальное и касательное напряжения определяются по формулам

(1.2)

где – угол между нормалью к произвольному сечению и внешней нормалью к поперечному сечению.

1.2.3. Условие прочности

. (1.3)

Допускаемое напряжение

(1.4)

где – предельное (опасное) для материала стержня напряжение; *n* – коэффициент запаса прочности.

При растяжении , при сжатии . Здесь , – допускаемые напряжения для материала стержня, соответственно при растяжении и сжатии.

1.2.4. Деформации

Абсолютное удлинение стержня

, (1.5)

где *l*, – длина стержня, соответственно до и после деформирования.

Относительное продольное удлинение участка стержня длиной *dz*

. (1.6)

Для стержня длиной *l*

. (1.7)

Относительная поперечная деформация

, (1.8)

где *a* – характерный линейный размер поперечного сечения, например диаметр; – изменение этого размера.

Коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона)

. (1.9)

Закон Гука при растяжении - сжатии

. (1.10)

Абсолютное удлинение стержня длиной при переменной нормальной силе или площади стержня

. (1.11)

Величина называется жесткостью стержня при растяжении – сжатии.

При , ,

. (1.12)

Удлинение стержня под действием собственного веса при

, (1.13)

где – плотность материала стержня.

Для растянутого и одновременно нагретого на стержня удлинение определяется по формуле

. (1.14)

Перемещение некоторого сечения стержня определяется величиной алгебраической суммы удлинений частей стержня, расположенных между указанным сечением и сечением, относительно которого определяется. Модуль вектора перемещения равен модулю указанной суммы, а направление определяется ее знаком.

1.3. Пример решения задачи

Стальной стержень ( 2\*105 МПа), один конец которого жестко защемлен, другой свободен, находится под действием продольных сил и распределенной

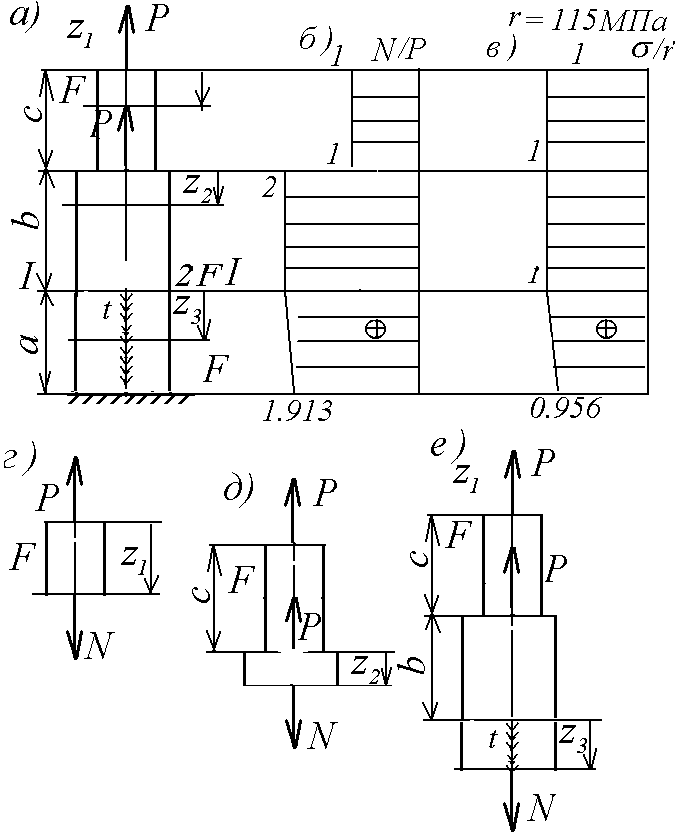


Рис 1.2

нагрузки = 20 кН/м. (рис. 1.2). Отдельные участки стержня имеют различную площадь поперечного сечения или (рис. 1.2).

Требуется:

* Сделать схематический чертеж стержня по заданным размерам, соблюдая масштаб длин по вертикали.
* Вычислить значения продольной силы и нормального напряжения , построить их эпюры.
* Найти перемещение сечения .

Данные взять из таблицы 1.1.

# Исходные данные

Схема 0; 2.0 см2; 0.10 м; 0.13 м; 0.10 м; 23 кН.

# Решение

# а). Схематический чертеж стержня в масштабе по вертикали приведен на рис. 1.2.

б) Стержень имеет три участка, в пределах которых нормальная сила описывается единственным аналитическим выражением.

Для определения нормальной силы в поперечном сечении стержня используем метод сечений. При этом рассматриваем верхние отсеченные части стержня.

1 участок = 0.10 м (рис 1.2 г).

Нормальная сила на участке

23 кН, , .

Пусть 23\*1000/2\*10-4= 115 МПа

Нормальное напряжение на участке

, , .

2 участок = 0.13 м (рис 1.2 д).

Нормальная сила на участке

, 2, 2.

Нормальное напряжение на участке

, , .

3 участок = 0.10 м (рис 1.2 е).

Нормальная сила на участке

, 2, 1.913.

Нормальное напряжение на участке

, = 2 ,

= 1.913 0.956.

По полученным величинам нормальной силы и нормального напряжения строим эпюры нормальной силы и нормального напряжения (рис. 1.2 б, 1.2 в).

в) Искомое перемещение определяем относительно заделки стержня. В данном случае модуль этого перемещения равен модулю удлинения третьего участка стержня, а направление определяется знаком

5.625\*10-5 м.

Положительность величины означает, что данное сечение переместилось вверх.

2. Задача № 2

**Расчеты на прочность и жесткость статически неопределимой**

**стержневой системы при растяжении - сжатии**

2.1. Задание. Для заданной стержневой системы (табл. 2.1), состоящей изстальных стержней круглого поперечного сечения, требуется:

а) раскрыть статическую неопределимость системы;

б) подобрать диаметры поперечных сечений стержней, если известны: соотношения площадей, величины действующих нагрузок идопускаемое напряжение I60 МПа;

в) при рассчитанных величинах площадей определить перемещение точки приложения силы или момента , возникающее под действием заданной нагрузки;

г) при рассчитанных величинах диаметров определить напряжения в стержнях, возникающие при изменении температуры стержней системы на **,** считаявнешнююнагрузку отсутствующей.

Принять значение модуля упругости для стали равным 2,0\*105 МПа, а коэффициент температурного расширения стали принять равным 125\*10-7 1/м.

Номер варианта числовых данных к задаче №1 (столбца) выбирается по величине *M* по таблицам 1 – 3.

Направление сосредоточенной силы или момента определяется числом . При четном сосредоточенная сила или момент направлены в соответствии с данными таблиц 2.1-2.3. При нечетном эти нагрузки имеют противоположные направления.(L=0)

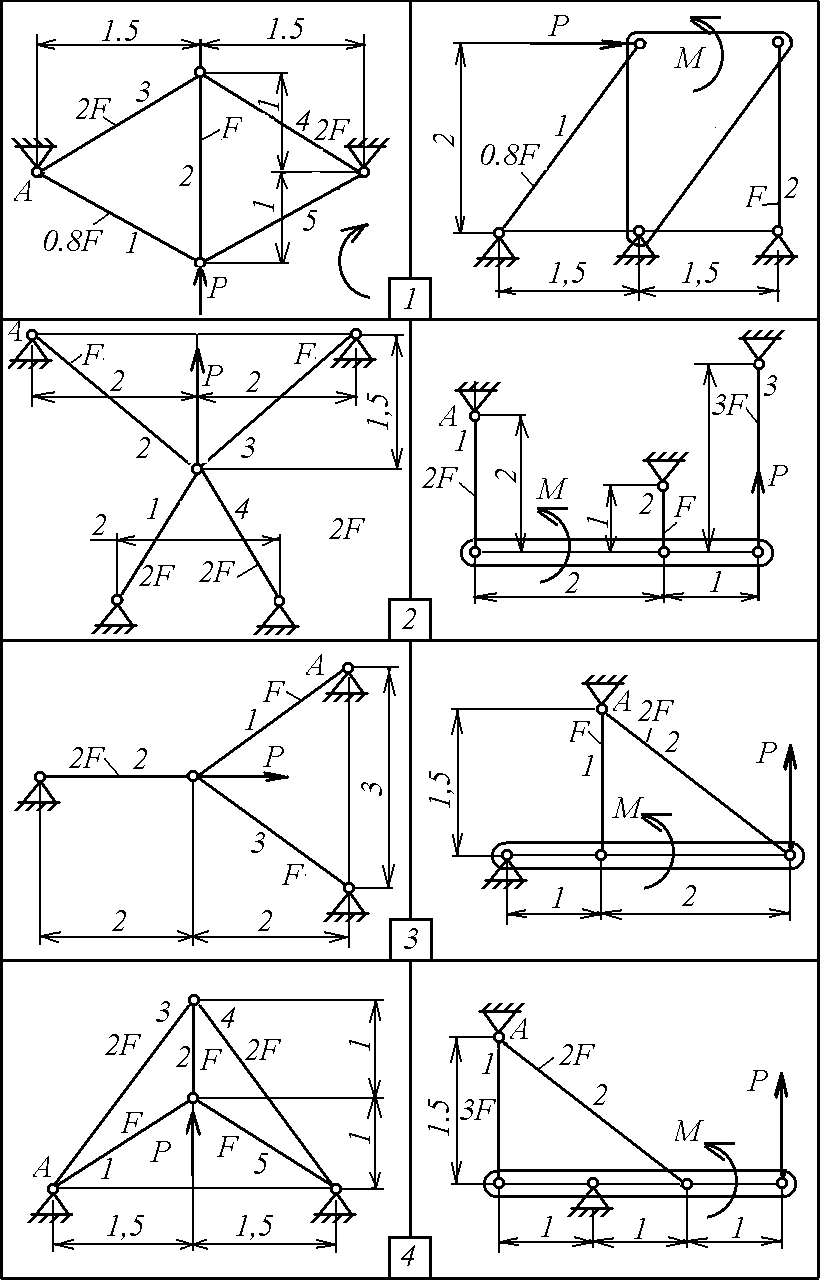
Изменение температуры дано в градусах Кельвина, силы в кН, моменты –в кН\*М. Проекции силы *Р* даны на оси х, у системы координат традиционного положения.

Направление сосредоточенной силы или момента определяется числом .

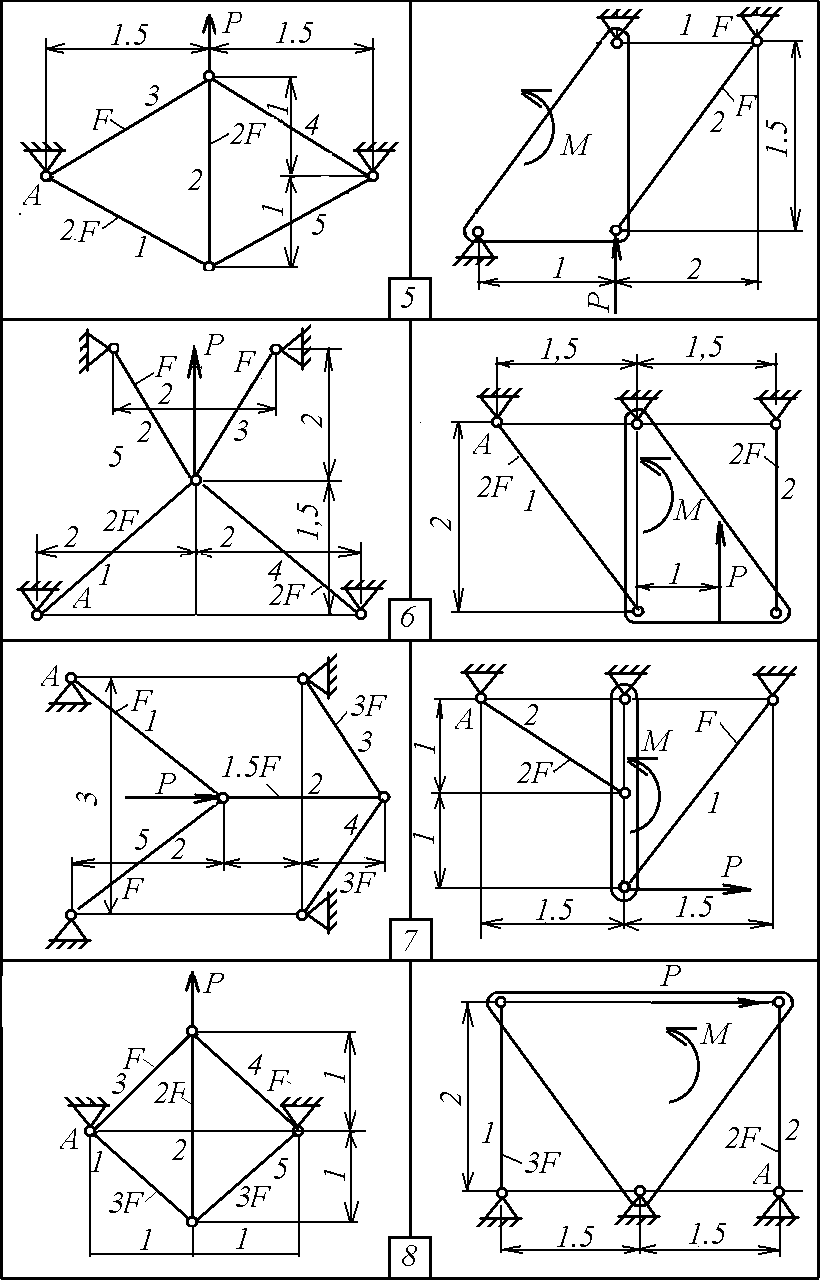
Задача выполняется по одной из двух расчетных схем табл. 2.1.

Первую схему, содержащую жесткое тело (правый столбец табл. 2.1) берут студенты, у которых число нечетное. Исходные данные для этой схемы выбираются из таблицы 2.2. В противном случае берется вторая расчетная схема, содержащая только стержни (левый столбец табл. 2.1) и исходные данные для этой схемы выбираются из таблицы 2.3.(K=8)

Таблица 2.1



Продолжение табл. 2.1



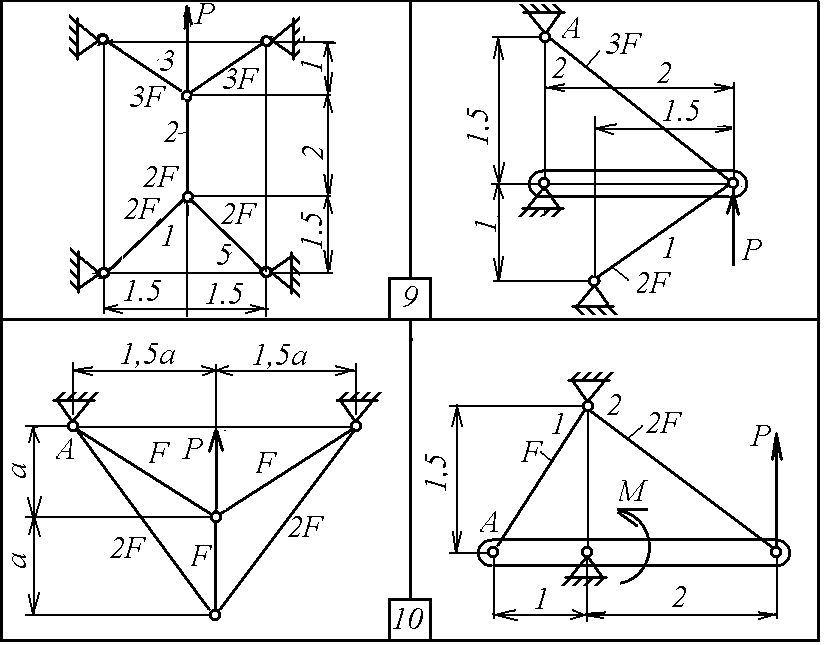
 Окончание табл. 2.1

Таблица 2.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

Таблица 2.3

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| №  п/п | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|  | 0 | 0 | 0 | -15 | 0 | 0 | 0 | -20 | 0 | 0 |
|  | -10 | -25 | -20 | 0 | 20 | 35 | -18 | 0 | 40 | -25 |
|  | -30 | +20 | -40 | +45 | -20 | +50 | -60 | +25 | -30 | +35 |

2.2. Теоретическая справка

Системы, состоящие из элементов, имеющих форму стержня, называют стержневыми. Стержневые системы подразделяют на статически определимые и статически неопределимые.

Стержневые системы, в которых нормальные силы и реакции связей определяются при помощи метода сечений и уравнений статики или динамики, называются статически определимыми. В статически неопределимых системах использование метода сечений и уравнений равновесия для определения нормальных сил и реакций связей оказывается недостаточным. Разность между числом неизвестных усилий, подлежащих определению, и количеством независимых уравнений равновесия, которые могут быть составлены для их определения, называется степенью статической неопределенности системы.

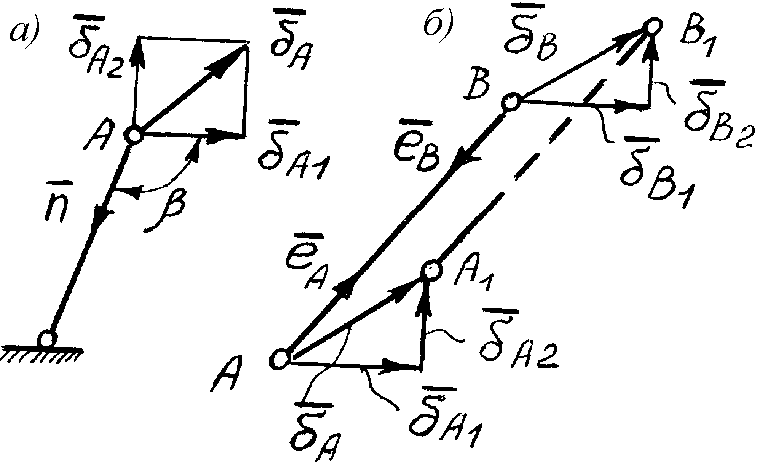
Для определения усилий в статически неопределимых системах необходимо составить, помимо уравнений статики, уравнения совместности перемещений, основанные на рассмотрении геометрической стороны деформации системы и использовании закона Гука. Необходимое число этих уравнений должно быть равно степени статической неопределимости системы.

Рис. 2.1

Уравнения совместности деформаций можно получить рассматривая деформации системы или использую базовые перемещения (БП) ее точек, которыми называют возможные перемещения, удовлетворяющие связям, наложенным на систему.

Для использования БП нужно устанавливать связь нормальных сил в стержнях системы с базовыми перемещениями. При этом могут быть два случая.

Один конец стержня неподвижен, то есть, присоединен к стойке (рис. 2.1, а). При этом деформации в стержне определяются только перемещениями подвижного конца стержня (точка *В*) и . Из рис. 2.1, а следует, что удлинение стержня равно

, (2.1)

где - орт, направленный по оси недеформированного стержня от подвижной точки к неподвижной; - полное перемещение.

Пусть  *i* - угол, образуемый и . Тогда

(2.2)

Оба конца стержня подвижны (рис. 2.1, б). В этом случае удлинения стержня определяются в общем случае четырьмя БП и

, (2.3)

где и - орты, указанные на рис. 2.1, б.

Нормальная сила

, (2.4)

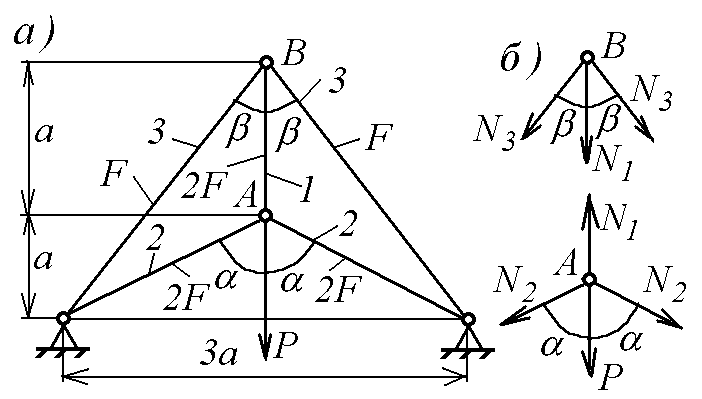
где

. (2.5)

Последняя формула применима только при постоянной жесткости стержня.

Определение усилий в стержнях статически неопределимой системы, т.е. раскрытие ее статической неопределимости, производят в последовательности, рассмотренной в задачах 2.1 и 2.2.

2.3. Пример решения задачи

Для заданной стержневой системы (рис. 2.2), состоящей из стальных стержней круглого поперечного сечения, требуется*:*

а) подобрать диаметры поперечных сечений стержней, если известны: отношения площадей, величина действующей нагрузки *Р = 60 кН* и допускаемое напряжение *160 МПа*.

Решение

Рис. 2.2

Поскольку вследствие симметрии системы узлы *А* и *В* могут перемещаться независимо друг от друга только по вертикали, перемещения в рассматриваемой системе определяются 2 перемещениями узлов А и В, которые предполагаются направленными вниз.

Для определения сил и напряжений в стержнях системы используем принцип суперпозиции.

Пусть и перемещения точек *А* и *В* соответственно. Тогда удлинения стержней будут равны

,

,

/

Нормальные силы в стержнях

,

,

.

При рассмотрении равновесия элементов расчетной схемы действующие на них силы, равные нормальным силам в стержнях, следует направлять вдоль осей стержней так, чтобы эти силы вызывали в стержнях растяжение. В противном случае неизбежны качественные ошибки в решении, влияющие на знаки нормальных сил.

Уравнение равновесия узлов А и В имеют вид (рис. 1,2,б)

, .

Подставляя сюда выражения для нормальных сил, получаем уравнения для и , ,

или

(2.6)

Далее проще эту систему численно, для чего нужно определить коэффициенты при и .

Из рис. 2.3, а следуют выражения для длин и жесткостей стержней и углов между их осями

, , ,

, ,

, ,

.

Тогда

,

.

Система (2.6) приобретает вид

, .

Отсюда следует , , .

Тогда

,

,

.

Следовательно, стержни 2 и 3 сжаты, а стержень 1 — растянут.

Для определения площадей поперечных сечений стержней используются условия прочности стержней

или .

Отсюда получаем три неравенства для определения *F:*

22,426\*103/160= 140,16 мм2;

33,907\*103/160= 211,91 мм2;

14,016\*103/160= 87,63 мм2.

Отсюда получаем 3 неравенства для определения величины площади

70,08 мм2, 105,955 мм2, 87,63 мм2.

Тогда

105,955 мм2, и 211,91 мм2, 105,955 мм2.

Диаметры стержней

16,426 мм,

11,633 мм.

Принимаем 18 мм. Тогда

254,469 мм2, 127,235 мм2.

Тогда 12,728 мм.

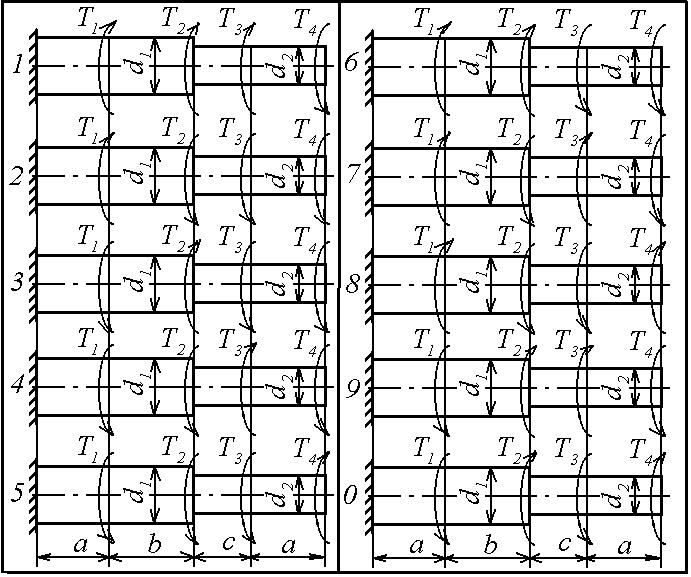
Округлять диаметр *d2* до 13 мм нельзя, поскольку при этом нарушатся заданные условием задачи соотношений между площадями стержней.

Для определения напряжений в стержнях, возникающих при изменении температуры стержней системы на t нормальные силы записывают в виде и, выразив  через базовые перемещения, подставляют в уравнения равновесия. Решая последние, получают базовые перемещения, затем силы и напряжения.

1. Задача № 3

**Расчеты на прочность и жесткость при кручении вала круглого сечения**

Таблица 3.1



3.1. Задание.

К стальному ступенчатому валу, имеющему сплошное круглое поперечное сечение, приложены четыре момента. Левый конец вала защемлен в опоре, а правый конец свободен.

Требуется:

* Определить крутящие моменты в поперечных сечениях вала и построить их эпюру.
* При заданном значении допускаемого касательного напряжения определить диаметры и вала из расчета на прочность, учитывая, что диаметры и вала связаны соотношением , где - заданное число. Полученное значение выразить в миллиметрах и округлить до целых значений из предпочтительного ряда чисел в машиностроении (числа, заканчивающиеся цифрой 0, 2,4,5,6,8). Затем определить . В общем случае может оказаться любым рациональным числом.
* Построить эпюру модуля максимальных касательных напряжений в сечениях вала.
* Построить эпюру углов закручивания поперечных сечений вала относительно защемленного сечения, приняв модуль сдвига *G = 8\*104 МПа.*

Схему вала выбрать из табл. 3.1 по величине *М*, а числовые данные взять из табл. 3.2.

Таблица 3.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер строки | Расстояния, м | | | Моменты, кН\*м | | | | Номер  схемы |  | [τ]  МПа |
| *а* | *b* | *c* | *T1* | *T2* | *T3* | *T4* |
| 1 | 1.0 | 1.0 | 2.0 | 5,1 | 2,1 | 1,1 | 0,1 | 1 | 1.1 | 25 |
| 2 | 1.1 | 2.1 | 1.1 | 5,2 | 2,2 | 1,2 | 0,2 | 2 | 1.2 | 30 |
| 3 | 2.2 | 1.2 | 1.2 | 5,3 | 2,3 | 1,3 | 0,3 | 3 | 1.3 | 35 |
| 4 | 1.3 | 2.3 | 1.3 | 5,4 | 2,4 | 1,4 | 0,4 | 4 | 1.4 | 40 |
| 5 | 1.4 | 1.4 | 2.4 | 5,5 | 2,5 | 1,5 | 0,5 | 5 | 1.5 | 45 |
| 6 | 1.5 | 2.5 | 1.5 | 5,6 | 2,6 | 1,6 | 0,6 | 6 | 1.6 | 50 |
| 7 | 2.6 | 1.6 | 1.6 | 5,7 | 2,7 | 1,7 | 0,7 | 7 | 1.7 | 55 |
| 8 | 1.7 | 2.7 | 1.7 | 5,8 | 2,8 | 1,8 | 0,8 | 8 | 1.8 | 60 |
| 9 | 1.8 | 1.8 | 2.8 | 5,9 | 2,9 | 1,9 | 0,9 | 9 | 1.9 | 65 |
| 0 | 1.9 | 2.9 | 1.9 | 6,0 | 3,0 | 2,0 | 1,0 | 0 | 2.0 | 70 |
|  | *K* | *L* | *M* | *M* | *K* | *L* | *M* | *M* | *L* | *M* |

3.2. Теоретическая справка

Кручением стержня называется вид нагружения, при котором в его поперечных сечениях возникает только крутящий момент.

Крутящий момент определяется методом сечений, который иллюстрируется при решении ниже рассмотренной задачи. Крутящий момент направляют так, чтобы наблюдатель, смотрящий на отсеченную часть вала в направлении, противоположном внешней нормали к сечению, был направлен против хода часовой стрелки (рис. 3.2). Такой момент считается положительным.

В каждой точке поперечного сечения вала возникает касательное напряжение , определяемое по формуле

, (3.1)

где - расстояние от центра тяжести сечения до рассматриваемой точки сечения; - полярный момент инерции поперечного сечения.

Экстремальное касательное напряжение возникает в точках поперечного сечения, для которых . Оно определяется по формуле

, (3.2)

где - полярный момент сопротивления поперечного сечения вала.

Для сплошного круглого поперечного сечения с диаметром

, . (3.3)

При кручении вала в пределах применимости закона Гука каждое поперечное сечение (кроме жёстко закреплённого сечения) поворачивается, как целое, на одинаковый угол относительно продольной оси вала и остается плоским. При этом расстояния между поперечными сечениями не изменяются.

Взаимный угол поворота двух поперечных сечений, отстоящих на расстоянии , определяется по формуле

(3.4)

где - модуль сдвига материала; - дифференциал координаты вдоль оси вала.

3.3. Пример решения задачи

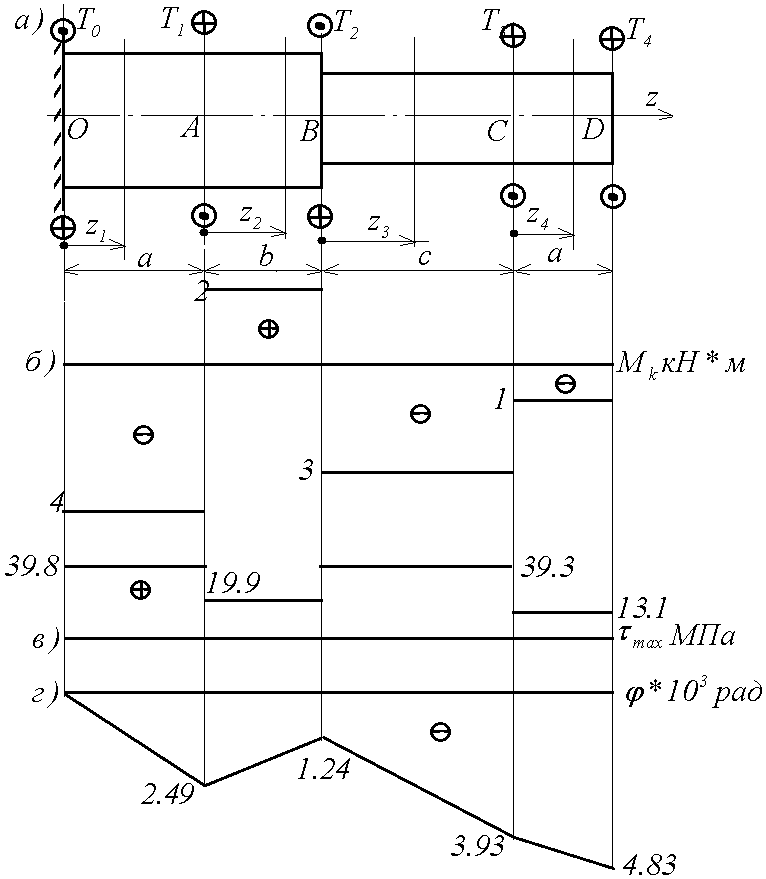
Рассмотрим стальной ступенчатый вал (рис. 3.1 а); имеющий круглое поперечное сечение и нагруженный четырьмя моментами , , , .

Рис. 3.1

Левый конец вала жестко защемлен в опоре, а правый конец свободен. Допускаемое касательное напряжение , модуль сдвига материала вала , расстояния 0.2 м, 1.08.

Подобные задачи решаются в следующем порядке.

а) Определение момента в опоре.

Опорный момент определим из уравнения равновесия моментов, приложенных к валу, относительно оси

, .

В итоге имеем:

.

б) Построение эпюры крутящих моментов по длине вала.

Вал имеет четыре участка. Крутящий момент в поперечных сечениях вала определяем методом сечений. При этом следует рассматривать все участки вала.

1 участок, .

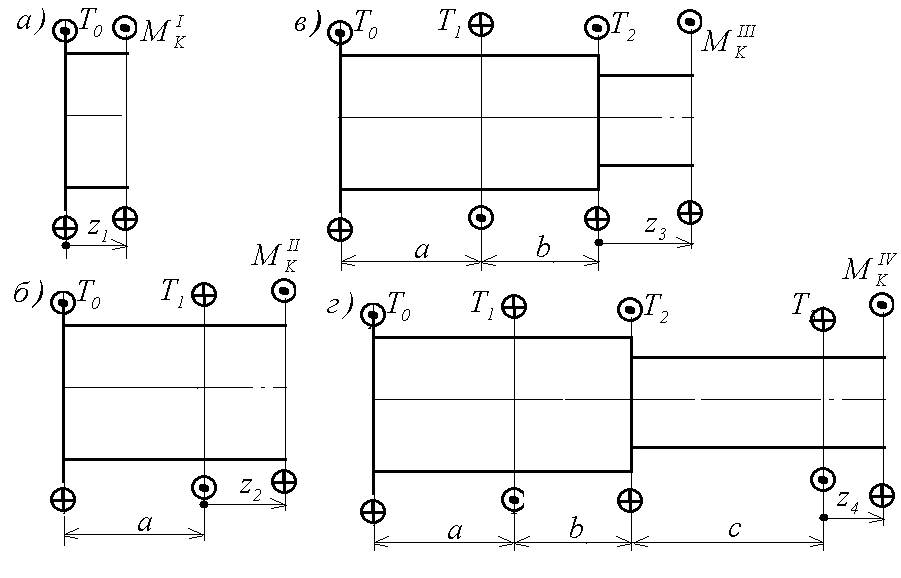
Рассечём мысленно вал на две части поперечным сечением, отстоящим на расстоянии от левого конца (рис. 3.2 а), отбросим правую часть вала, её действие на левую часть вала заменим крутящем моментом , направленным против хода часовой стрелки при взгляде на сечение со стороны внешней нормали к сечению. Составим уравнение равновесия для оставшейся левой части вала, а именно, приравняем нулю сумму моментов относительно оси :

Рис. 3.2

, , .

Рассуждая аналогично, получим

2 участок, , рис. 3.2, б

, , .

3 участок, , рис. 3.2, в

, ,

.

4 участок, , рис. 3.2, г

, ,

.

Таким образом, на каждом из участков крутящие моменты постоянны. Эпюра крутящих моментов приведена на рис. 3.1, б.

в) Определение диаметров , вала из расчёта на прочность.

Расчёт на прочность проводится по схеме

, отсюда .

На участке бруса имеем

, ,

.

Тогда мм.

На участке вала имеем

, ,

.

Из полученных величин выбирается большее и округляется в соответствии с условием задачи до 74 мм. Тогда

*74 мм, 1.08\*74= 79.92 мм.*

Величину округлять нельзя.

г) Построим эпюру максимальных касательных напряжений по длине вала.

На 1 участке

.

На 2 участке

.

На 3 участке

.

На 4 участке

.

Эпюра напряжений приведена на рис. 3.1, в.

д) Построение эпюры углов взаимного поворота сечений (углов закручивания) .

Так как на каждом из четырёх участков вала величины , , постоянны, то из формулы (3.4) следует; что угол линейно меняется по длине вала. Угол поворота левого (закреплённого) поперечного сечения вала равен нулю; а углы поворота:

сечения относительно сечения -

сечения относительно сечения -

сечения относительно сечения -

сечения относительно сечения -

соответственно равны:

.

Углы поворота сечений *В*, С, относительно закрепленного сечения *О* соответственно, равны

-0.00249 -0.00125= -0.00124 рад,

-0.00124 -0.00269= -0.00393 рад,

-0.00393 -0.000897= -0.00483 рад.

Эпюра углов поворота сечений вала приведена на рис. 3.1, г.

4. Задача № 4

**Расчет балки на прочность при плоском изгибе**

Таблица 4.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер строки | *а*, м |  |  |  | ,  кН/м | Номер  схемы | Расположение опоры в точке | Определить прогиб и угол поворота в точке |
| 1 | 0.5 | 1.2 | 0.6 | 0.2 | 6 | 1 | В | С |
| 2 | 1.0 | 1.4 | 0.5 | 0.4 | 8 | 2 | С | В |
| 3 | 1.5 | 1.6 | 0.8 | 0.6 | 10 | 3 | В | С |
| 4 | 2.0 | 1.8 | 1.2 | 0.8 | 12 | 4 | С | В |
| 5 | 2.5 | 2.0 | 1.5 | 1.0 | 14 | 5 | В | С |
| 6 | 1.5 | 1.1 | 1.6 | 0.1 | 16 | 6 | С | В |
| 7 | 2.0 | 1.3 | 1.0 | 0.3 | 11 | 7 | В | С |
| 8 | 1.0 | 1.5 | 1.8 | 0.5 | 9 | 8 | С | В |
| 9 | 2.5 | 1.7 | 2.4 | 0.7 | 7 | 9 | В | С |
| 0 | 0.5 | 1.9 | 2.0 | 0.9 | 5 | 0 | С | В |
|  | *M* | *M* | *K* | *M* | *L* | *N* | *N* | |

4.1. Задание. Для двухопорной балки определить опорные реакции построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов в масштабе, определить максимальный расчетный изгибающий момента и подобрать номер двутаврового поперечного сечения из расчета на прочность, если допускаемое нормальное напряжение равно = 200 МПа. Числовые данные взять из табл. 4.1, схему-из табл. 4.3. Сосредоточенную силу и момент выразить через величину распределенной нагрузки и длину по формулам , .

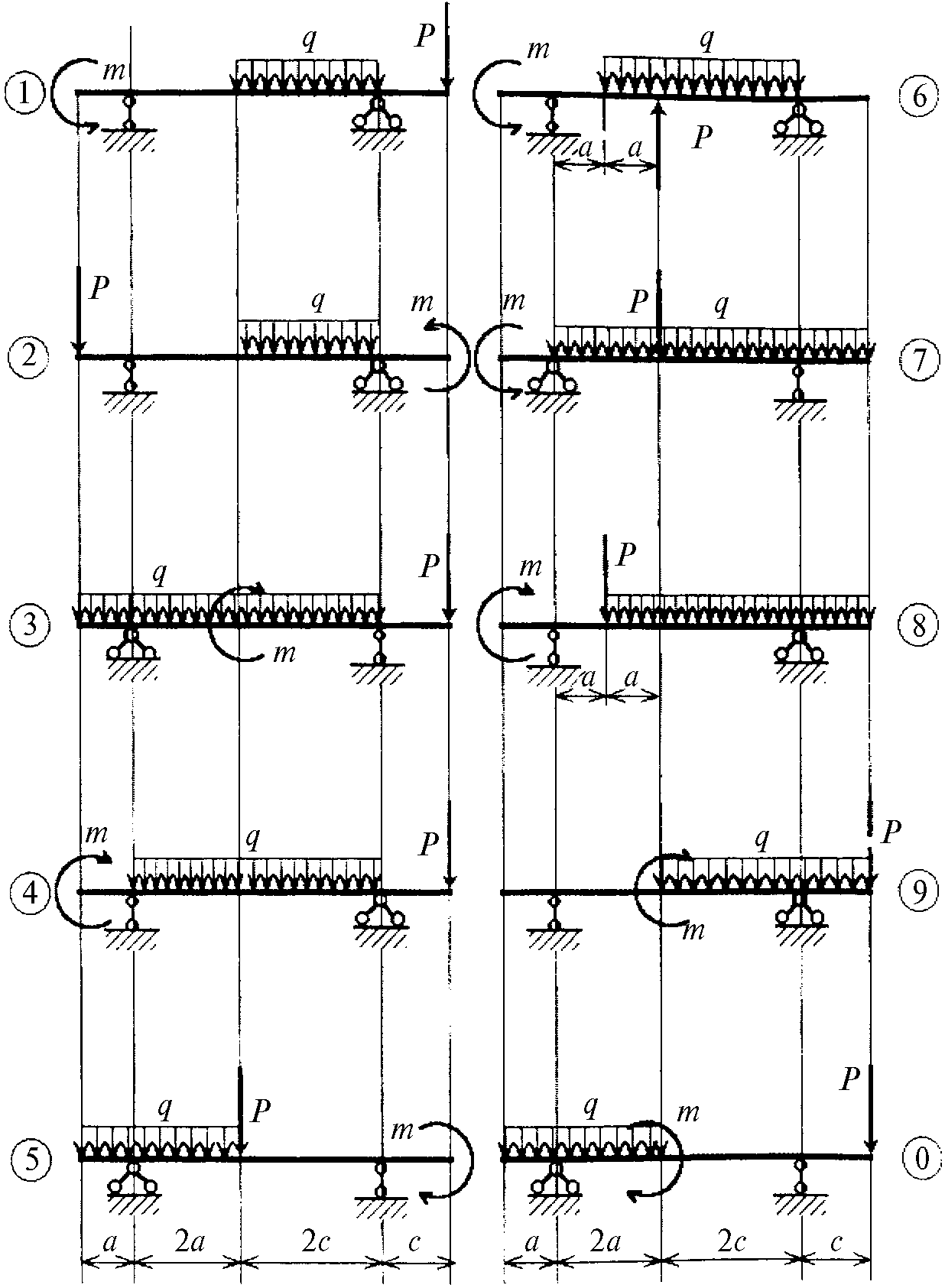
Цифру N определить по правилу, изложенному в условии к задаче 5.

Значения моментов сопротивления двутавровых сечений (ГОСТ 8239-72) приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер двутавра | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 18а | 20 | 20а |
| Wx , см3 | 39,7 | 58,4 | 81,7 | 109 | 143 | 159 | 184 | 203 |
| Номер двутавра | 22 | 22а | 24 | 24а | 27 | 27а | 30 | 30а |
| Wx, см3 | 232 | 254 | 289 | 317 | 371 | 407 | 472 | 518 |
| Номер двутавра | 33 | 36 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 |
| Wx, см3 | 597 | 743 | 953 | 1231 | 1589 | 2035 | 2510 | 3120 |

Таблица 4.3



Руководствуясь эпюрой изгибающих моментов, приблизительно изобразить изогнутую ось балки*.*

4.2. Теоретическая справка

Пусть ось у системы координат расположена в плоскости действия нагрузок, проходящей через продольную ось балки и направлена вверх, а ось х- перпендикулярно этой плоскости от наблюдателя.

Изгиб стержня – это вид нагружения, при котором в поперечных сечениях стержня возникают только изгибающие моменты и поперечные силы . стержень, работающий на изгиб, называют балкой (рис. 4.1).

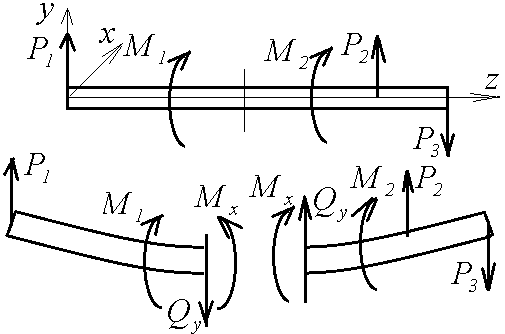
От действия изгибающего момента в каждой точке поперечного сечения балки возникает нормальное напряжение . От действия поперечной силы возникает касательное напряжение . Пусть *Cх , Cу* главные центральные оси поперечного сечения балки, *Cz* – продольная ось балки. Если все внешние силы приложены в плоскости *уCz* (рис. 5.1 а), то реализуется прямой поперечный изгиб балки и напряжения в поперечном сечении определяются по формулам

Рис. 4.1

(4.1)

где *Мх* – изгибающий момент относительно оси *Cх;* – осевой момент инерции поперечного сечения относительно оси *Сх*; y – координата точки, в которой определяется напряжение; *b* – ширина поперечного сечения; - статический момент относительно оси *Сх* площади части поперечного сечения, расположенной выше точки с координатой у.

Для длинных балок касательными напряжениями τ, ввиду их малости, пренебрегают и проводят расчет на прочность по нормальным напряжениям

, (4.2)

где - осевой момент сопротивления поперечного сечения при изгибе; - допускаемое нормальное напряжение.

4.3. Пример решения задачи для двухопорной балки

Шарнирно закрепленная на двух опорах стальная двутавровая балка (рис. 4.2, а) нагружена равномерно распределенной по длине нагрузкой интенсивности *q* = 10 кН/м, сосредоточенной силой и моментом, соответствующим 2 и 0.9. Допускаемое нормальное напряжение МПа, расстояния *a* = 0.5м, 1.9. Требуется построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов в масштабе, определить максимальный изгибающий момента , и подобрать номер двутаврового поперечного сечения из расчета на прочность.

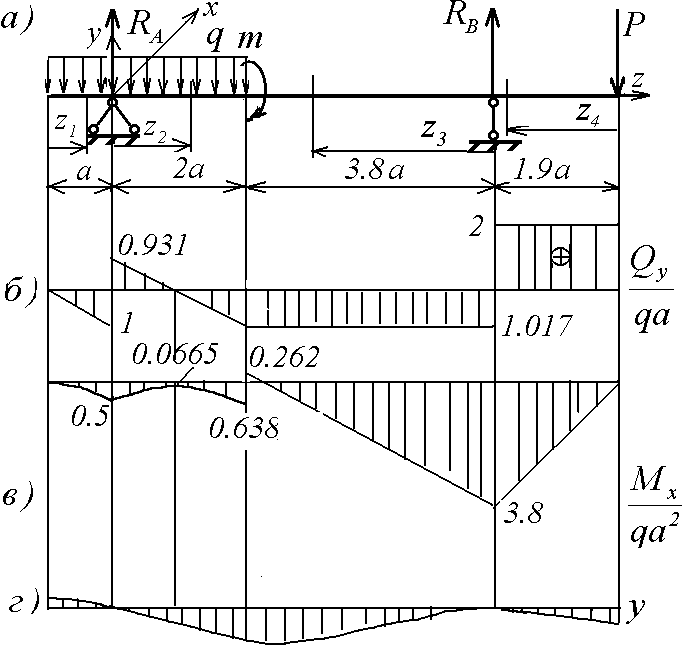
Решение подобных задач ведется в следующем порядке.

Рис. 4.2

а) Строится в масштабе расчетная схема балки (рис. 4.2).

б) Определение опорных реакций.

Балка имеет шарнирно – подвижную опору А и шарнирно – неподвижную опору В. Поскольку система сил, действующих на балку, включает только вертикальные силы и опора В перемещается горизонтально, горизонтальные составляющие реакции в опорах А и В будут равны нулю.

Вертикальные составляющие реакций и определим из уравнений равновесия моментов сил относительно точек А и В:

*, .*

*, .*

или

*, .*

Отсюда следует

*, .*

Проверка

, .

в) Составление аналитических выражений изменения изгибающего момента и поперечной силы на всех участках.

Балка имеет 4 участка.

1 участок .

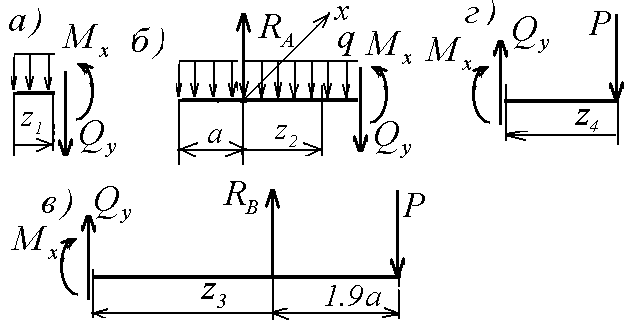
Рассечем мысленно балку на две части поперечным сечением, отстоящим на расстояние *z1* от левого конца балки. Рассматриваем левую отсеченную часть балки. Отбросим правую часть балки, ее действие на левую часть заменим поперечной силой и изгибающим моментом *Мх.* Их положительные направления показаны на рис. 4.3, а.

Рис. 4.3

Составим уравнения равновесия для сил, действующих на оставшуюся левую часть балки: сумма проекций сил на ось *Cу* равна нулю и сумма моментов относительно оси *Cх* равна нулю:

, *R2 – qz1 – Q* = 0,

, ,

, ,

, , .

Следовательно, при рассмотрении левой отсеченной части балки поперечная сила равна алгебраической сумме вертикальных внешних сил, расположенных слева от поперечного сечения, при этом положительные слагаемые в сумме – силы направленные вверх, отрицательные слагаемые – силы направленные вниз. Изгибающий момент *Мх* равен сумме моментов относительно оси *Сх*, проходящей через центр тяжести *С* поперечного сечения. При этом положительные слагаемые в сумме – это моменты, направленные по ходу часовой стрелки, а отрицательные слагаемые – моменты, направленные против хода часовой стрелки.

При рассмотрении правой отсеченной части балки учитываются силы, расположенные справа от поперечного сечения, и применяется обратное правило знаков.

2 участок 1.9.

Рассматриваем левую отсеченную часть балки (рис. 4.3 ,б) и записываем, как и для первого участка уравнения равновесия проекций сил и моментов сил. Из этих уравнений получаем

,

Это же выражение можно получить, составляя для рассматриваемой части балки уравнение равновесия сил в проекциях на ось у.

, ,

-0.5 , -0.638 .

Это же выражение можно получить, составляя для рассматриваемой части балки уравнение равновесия моментов сил относительно оси, параллельной оси х и проходящей через центр тяжести сечения.

Экстремальное значение найдем из условия

,

отсюда .

Поскольку , то кривая имеет выпуклость вверх и в сечении с координатой имеет максимальное значение

.

3 участок 2.

Рассматриваем правую отсеченную часть балки (рис. 4.3, в) и записываем, как и выше, уравнения равновесия проекций сил и моментов сил. Из этих уравнений получаем

,

, , .

4 участок .

Рассматриваем правую отсеченную часть балки (рис. 4.3, г) и записываем, как и выше, уравнения равновесия проекций сил и моментов сил. Из этих уравнений получаем

, .

г) По полученным величинам и строим эпюры поперечных сил и изгибающих моментов (рис. 4.2 б, в). По эпюре определяем максимальный по модулю изгибающий момент в поперечных сечениях балки

3.8= 3.8\*2.5= 9.500 кН\*м.

д) При построении прогиба продольной оси балки следует принять во внимание, что

* в опорных точках прогиб балки равен нулю;
* в точках, в которых изгибающий момент положителен изогнутая продольная ось балки имеет выпуклость вниз;
* в точках, в которых изгибающий момент отрицателен изогнутая продольная ось балки имеет выпуклость вверх;
* в точках, в которых изгибающий момент равен нулю имеется точка перегиба продольной оси балки.

Приблизительный вид изогнутой оси балки показан на рис. 4.2 г.

е) Подбор двутаврового сечения*.*

Расчетная величина момента сопротивления балки

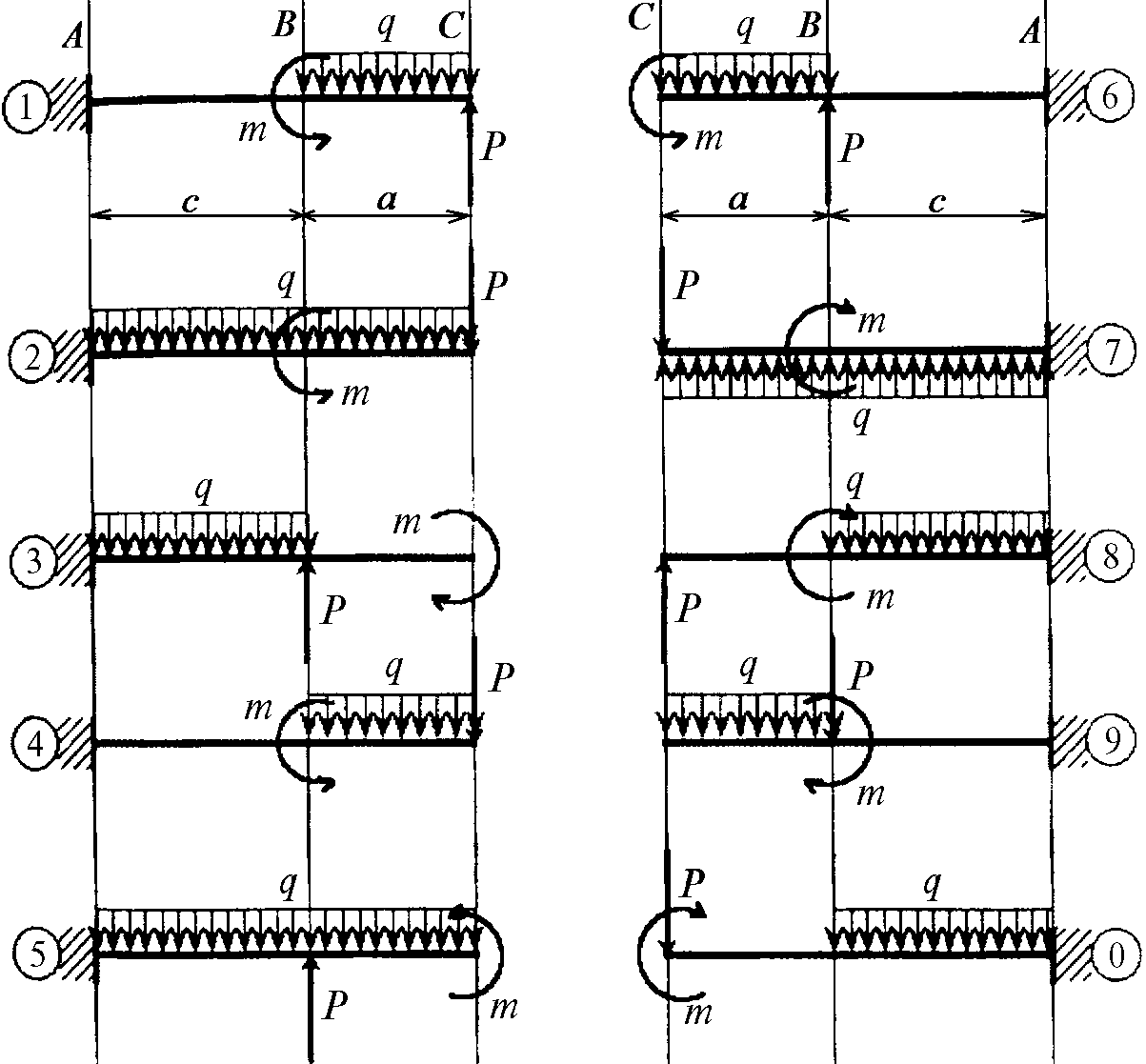
9.5\*106/200= 47500 мм3= 47.5 см3.

По табл. 4.2 определяем двутавр № 12 с характеристиками 58.4 см3,  350 см4.

5. Задача № 5

**Расчет на прочность и определение перемещений статически неопределимой балки при плоском изгибе**

Таблица 5.4



5.1. Задание. Размеры стальной балки заданы величинами и (табл. 4.1). Схема балки приведена в табл. 5.4. Сосредоточенную силу и момент выразить через величину распределенной нагрузки и длину по формулам , .

Расположить дополнительную опору в заданной точке (В или С) в соответствии с величиной N. Цифру N определить по следующему правилу:(N=1) получить сумму S=K+L+M. Если S больше 10, то вычитать из S по 10 до тех пор, пока не останется число меньше 10, которое принять за N. Например, при S=27 N=7, при S=14 N=4. При S не более 10 N=S.

Раскрыть статическую неопределимость получившейся балки методом сил.

Для эквивалентной системы построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов в масштабе.

Определить максимальный расчетный изгибающий момента , и подобрать диаметр сплошного круглого поперечного сечения при допускаемом нормальном напряжении, равном = 280 МПа.

Определить прогиб и угол поворота для заданного величиной N (табл. 5.1) сечения балки методом Мора и проверить результат вычислений способом Верещагина.

Задача №6

**Совместное действие изгиба и кручения**

6.1. Задание. Стальной вал постоянного сечения вращается с постоянной угловой скоростью, совершая *n* об/мин, и передает мощность *N* кВт (табл. 6.1). Две проекции схемы нагружения вала показаны в табл. 6.1.

Требуется для вала, при заданном коэффициенте прочности =1,5:

* + определить нагрузки, действующие на вал;
  + построить эпюры изгибающих моментов в двух плоскостях (вертикальной и горизонтальной), результирующего изгибающего момента , крутящих моментов и расчетного (эквивалентного) момента ;
  + определить допускаемое напряжение по формуле
* ,

где - предел текучести материала вала. Пределы текучести сталей приведены в табл. 6.3;

* из условия прочности определить диаметр вала и его значение в мм округлить до числа из ряда предпочтительных размеров в машиностроении (числа, заканчивающегося цифрой 0, 2,4,5,6,8).

При определении и в тех сечениях, в который один из моментов , или имеет разрыв значений, моменты и нужно определять слева и справа от этого сечения.

Исходные данные взять из табл. 6.1 - 6.3.

#### Таблица 6.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер строки | Номер схемы | Размеры, м | | | | | *N*,  кВт | *n*,  об/мин | Марка стали |
| *a* | *b* | *c* | *D*1 | *D2* |
| 1 | 1 | 0,5 | 0,3 | 0,3 | 0,4 | 0,6 | 20 | 300 | 10 |
| 2 | 2 | 0,4 | 0,5 | 0,5 | 0,2 | 0,6 | 15 | 400 | 20 |
| 3 | 3 | 0,3 | 0,7 | 0,3 | 0,3 | 0,5 | 10 | 350 | 25 |
| 4 | 4 | 0,4 | 0,3 | 0,5 | 0,2 | 0,4 | 16 | 200 | 3 |
| 5 | 5 | 0,6 | 0,8 | 0,4 | 0,4 | 0,6 | 18 | 250 | 30 |
| 6 | 6 | 0,4 | 0,5 | 0,3 | 0,3 | 0,6 | 12 | 700 | 35 |
| 7 | 7 | 0,5 | 0,3 | 0,3 | 0,2 | 0,5 | 14 | 500 | 4 |
| 8 | 8 | 0,6 | 0,4 | 0,5 | 0,3 | 0,5 | 20 | 600 | 10 |
| 9 | 9 | 0,4 | 0,6 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 15 | 400 | 3 |
| 0 | 10 | 0,8 | 0,4 | 0,7 | 0,3 | 0,6 | 17 | 200 | 30 |
|  | *M* | *L* | *L* | *M* | *M* | *М* | *K* | *M* | *L* |

##### Таблица 6.2

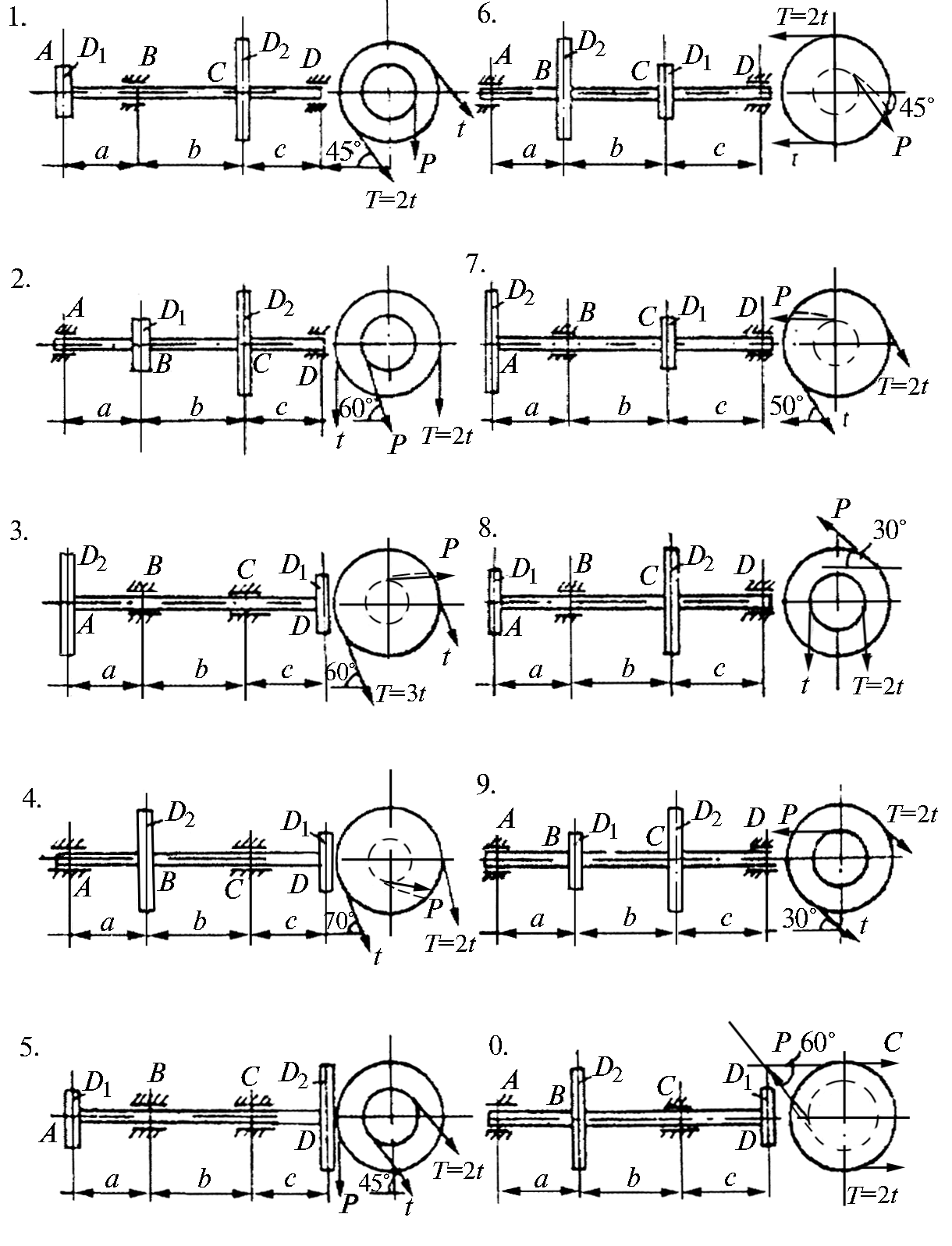


Таблица 6.3

Пределы текучести сталей

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка стали | 3 | 4 | 10 | 20 | 25 | 30 | 35 |
| Предел текучести , МПа | 250 | 280 | 250 | 250 | 280 | 300 | 320 |

6.2. Теоретическая справка

Равномерно вращающийся вал можно условно рассматривать как находящийся в равновесии, поскольку уравнение равновесия вала относительно его продольной оси и другие уравнения равновесия вала удовлетворяются тождественно. При одновременном действии моментов , и в точках вала возникают нормальные и касательные напряжения, вызванные изгибом и кручением. Материал вала находится в сложном напряженном состоянии. Такой вал можно рассчитывать на прочность по одной из теорий прочности. Условием данной задачи предписано использовать третью теорию прочности - теорию наибольших касательных напряжений.

Для удобства расчетов, нагружение вала представляется как кручение и изгиб в двух взаимно ортогональных плоскостях (косой изгиб). Принцип независимости действия сил позволяет рассматривать сложное сопротивление как результат сложения трех простых, т.е. кручения и двух ортогональных плоских изгибов. При этом поперечные силы при проверке прочности не учитываются.

Расчет вала на статическую прочность начинается с определения действующих на него нагрузок.

По величине передаваемой мощности и числу оборотов в минуту , определяется величина крутящего момента, действующего на участке вала между шкивами,

Таблица 6.4

|  |  |
| --- | --- |
|  | Усилия, передающиеся на вал через шестерню зубчатого зацепления  (6.1) |
|  | Усилия, передающиеся на вал через шкив ременной передачи  (6.2) |

Нагрузки на вал передаются через шкивы, шестерни или другие детали. По величине крутящего момента вычисляются окружные усилия. Затем они приводятся к оси вала (при этом получается крутящий момент . Реальные средства закрепления вала (подшипники) заменяются в запас прочности на шарнирные опоры. Наклонные силы раскладываются на вертикальные и горизонтальные составляющие.

В табл. 6.4 приведены способы описания воздействия на вал зубчатого колеса и шкива ременной передачи, а также формулы для определения проекций соответствующих сил на оси координат.

Силы, действующие на вал, вызывают изгиб в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Для расчета вала на прочность следует построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях и эпюру крутящих моментов .

Для вала постоянного поперечного сечения опасными будут те сечения, где возникает самый большой эквивалентный момент

,

где - результирующий изгибающий момент.

6.3. Пример решения задачи

Стальной вал постоянного сечения вращается с постоянной частотой об/мин и передает мощность кВт (рис. 6.1,а).

Требуется подобрать диаметр вала, если известны предел текучести материала и запас прочности :

* Определить нагрузки, действующие на вал;
* Построить эпюры изгибающих моментов в двух плоскостях (вертикальной и горизонтальной) и эпюру крутящих моментов;
* Определить по формуле

результирующий изгибающий момент в сечении вала.

* Определить по формуле

расчетныный (эквивалентный) момент по третьей теории прочности.

* Подобрать диаметр вала, используя третью теорию прочности (теорию наибольших касательных напряжений) и его значение в мм округлить до числа из ряда предпочтительных размеров в машиностроении.

## Исходные данные взять из табл. 6.1 – 6.3.

## Исходные данные

0.3 м; 0.7 м; 0.5 м; 0.2 м; 0.4 м; 17 кВт; 200 об/мин. Материал сталь 25.

# Решение

а) Определение нагрузок, действующих на вал

Условие равномерного вращения вала сводится к равенству моментов сил, приложенных к валу относительно оси вращения

Н\*м.

Силы натяжения ветвей ремня ременной передачи

2\*812/0.4= 4058 Н= 4.058 кН;

2\*4.058= 8.116 кН.

Сила натяжения каната

2\*812/0.2= 8117 Н= 8.117 кН.

Суммарная сила натяжения ветвей ремня ременной передачи

3\*4.058= 12.175 кН.

Проекции суммарной силы натяжения ветвей ремня ременной передачи на оси координат х и у

-12.175\*0.342= -4.164 кН;

-12.175\*0.939= -11.441 кН.

б) Построение эпюры изгибающих моментов в двух плоскостях (вертикальной и горизонтальной) и эпюру крутящих моментов.

Схема нагружения вала в вертикальной плоскости приведена на рис. 6.1, б.

Уравнение равновесия моментов сил, приложенных к валу и действующих в вертикальной плоскости, имеют вид

,

,

,

.

Отсюда следует

11.441\*0.3/(0.3+0.7)= 3.432 кН;

11.441\*0.7/(0.4+0.7)= 8.008 кН.

Проверка

-11.441+8.008+3.432= 0.

В вертикальной плоскости вал имеет 2 участка.

1 участок .

Для левой отсеченной части вала имеем

,

,

= 8.008\*0.3= 2.403 кН\*м.

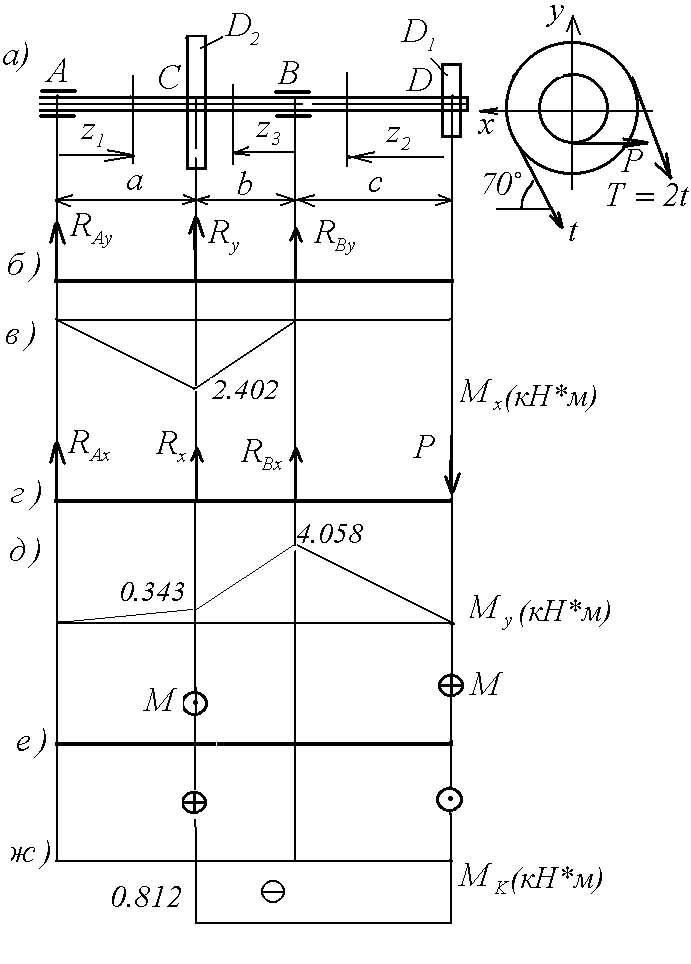
2 участок .

Для правой отсеченной части вала имеем

,

,

3.432\*0.7= 2.402 кН\*м.

По полученным данным строим эпюру изгибающих моментов (рис. 6.1,в).

# Рис 6.1

Схема нагружения вала в горизонтальной плоскости приведена на рис. 6.1, г.

Уравнения равновесия моментов сил, приложенных к валу и действующих в горизонтальной плоскости, имеют вид

, ,

,

.

Отсюда следует

-(-4.164\*0.3-

-8.117\*(0.3+0.7+0.5)/(0.3+0.7)= 13.425 кН;

(4.164\*0.7- -8.117\*0.5)/(0.3+0.7)= -1.143 кН.

Проверка

-4.164-1.143+13.425-8.117= 0.

В горизонтальной плоскости вал имеет 3 участка.

1 участок .

Для левой отсеченной части вала имеем

, , = -1.143\*0.3= -0.343 кН\*м.

2 участок .

Для правой отсеченной части вала имеем

,

8.117\*0.5= 4.058 кН\*м,

13.425\*0.7-8.117\*(0.7+0.5)= -4.058 кН\*м.

3 участок .

Для правой отсеченной части вала имеем

,

= -8.117\*0.5= -4.058 кН\*м.

По полученным данным строим эпюру изгибающих моментов (рис. 6.1,д).

Крутящий момент 0.812 кН\*м действует в сечениях вала на первом и втором участках, расположенных между шкивом ременной передачи и барабаном канатной передачи. Эпюра крутящих моментов приведена на рис. 6.1,е.

в) Подбор диаметра вала по третьей теории прочности (теории максимальных касательных напряжений).

г) Из анализа эпюр моментов, действующих в сечениях вала, следует, максимального значения эквивалентный момент может достигнуть только в сечениях С или В

Расчетный момент определяется по формуле .

Для сечения 4.139 кН\*м.

Для сечения 2.2.559 кН\*м.

Расчет сечения вала следует вести для сечения С, как наиболее нагруженного.

Условие прочности вала

,

где - момент сопротивления сечения вала при совместном изгибе и кручении; 250/1.5= 166.67 МПа – допускаемое напряжение.

Отсюда = 60.898 мм.

Принимаем диаметр равным 62 мм.