ЧИСТЫЙ СДВИГ И КРУЧЕНИЕ

Чистый сдвиг

Чистым сдвигом называют такой вид напряженного состояния, при котором по граням выделенного из материала элемента, возникают только касательные напряжения (Рис. 1).

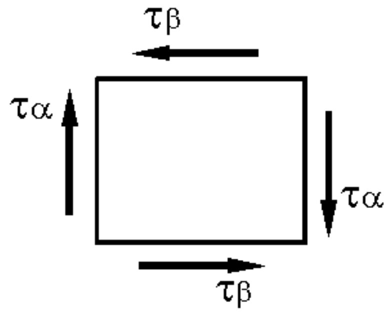

Рис. 1

Решим для данного элемента задачу нахождения главных напряжений при помощи круга Мора (Рис. 2, б). Так как нормальные напряжения в данном случае равны нулю, то точки K_a, K_b и C совпадут с точкой O пересечения координатных осей и тогда, как это видно из рисунка, главные напряжения s_1 и s_3 будут равны величине касательного напряжения (OA = s_1 = t, OB = s_3 = –t).

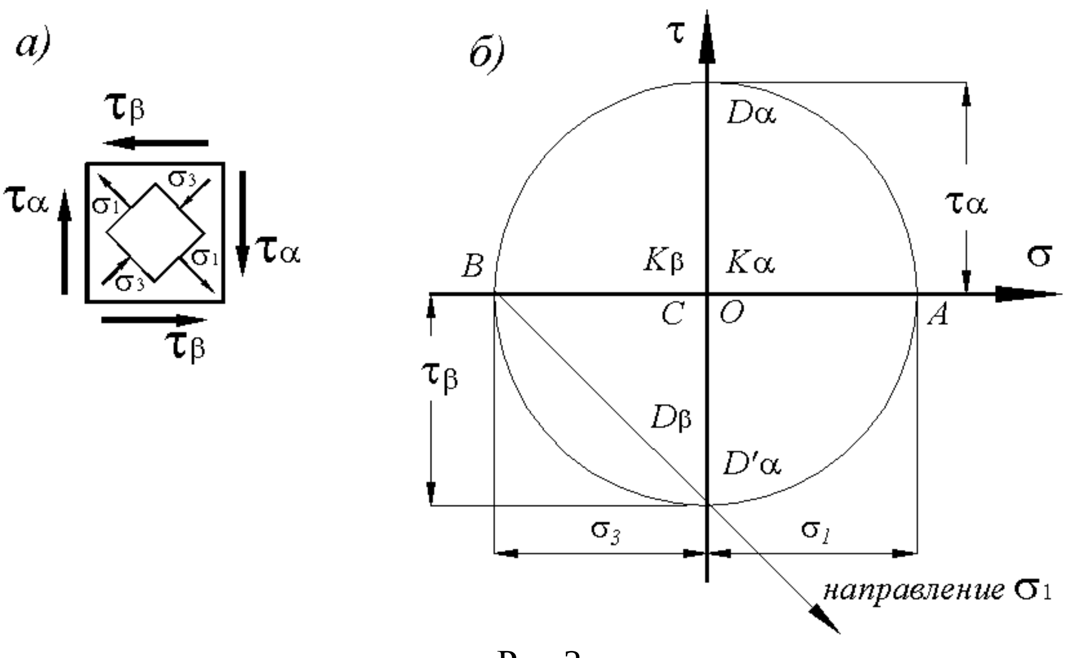

Рис.2

То есть чистый сдвиг эквивалентен действию двух равных по величине главных напряжений– растягивающего и сжимающего

(Рис.2, а). Следовательно, чистый сдвиг является частным случаем плоского напряженного состояния при $s_1 = -s_3$. По площадкам, наклоненным на угол 45° к направлению главных напряжений, возникают только касательные напряжения, под действием которых элемент подвергается деформации сдвига. В то же время в направлении главных напряжений он работает на растяжение и сжатие.

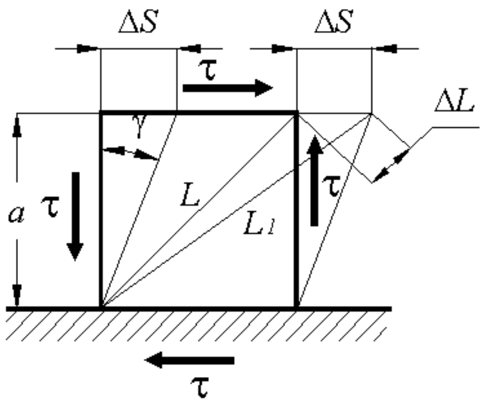

Рис. 3

Рассмотрим деформации, возникающие при чистом сдвиге. Если закрепить нижнюю грань элемента неподвижно, то под действием касательных напряжений верхняя грань сдвинется на величину Ds, которую называют *абсолютным сдвигом.* Элемент при этом перекосится и прямые углы станут острыми или тупыми, изменившись на величину угла g. Его называют *относительным сдвигом.*

Из чертежа (Рис. 3) видно, что $tg g = Ds/a$ или из–за малости деформаций

$$g = Ds /a. \qquad (1)$$

Определим величину относительного удлинения e диагонали элемента по формуле (1.4): $e = DL /L$,

где $DL = Ds \cos 45°$, а $L = a / \sin 45°$.

Тогда можем записать: $e = (Ds/a)\cos 45° \cdot \sin 45°$, так как $Ds/a = g$, а $\cos 45° \cdot \sin 45° = 0.5$ то:

$$e = g/2. \qquad (2)$$

С другой стороны это же относительное удлинение можно определить по формуле :

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \sigma_1/E - (\mu\sigma_3/E) = \tau/E - \mu(-\tau)/E = (\tau/E)(1 + \mu). \qquad (a)$$

Приравниваем правые части формулы (2) и выражения (а):

$$\gamma/2 = (\tau/E)(1 + \mu).$$

Выразим из полученного выражения касательное напряжение τ:

$$\tau = [E/(1 + \mu)]\gamma. \qquad (b)$$

Получим зависимость для модуля сдвига

$$G = E/[2(1 + \mu)]. \qquad (3)$$

Модуль сдвига еще называют *модулем упругости второго рода* и он наряду с *модулем Юнга* и *коэффициентом Пуассона* характеризует упругие свойства материалов.

Выражение (b) можно переписать в следующем виде:

$$\tau = \gamma G. \qquad (4)$$

Формула (4.4) является законом Гука при сдвиге и она аналогична формуле закона Гука при растяжении или сжатии .

Если площадь граней, по которым действуют касательные напряжения, обозначить через F, усилие, действующее вдоль этой грани, через T, а относительный сдвиг γ выразить из формулы (1), то формулу (4) можно преобразовать следующим образом:

$$T/F = (\Delta s/a)G.$$

Выразив отсюда абсолютный сдвиг Δs, подучим еще одно выражение закона Гука при сдвиге, идентичное формуле (1.7) при растяжении или сжатии.

$$\Delta s = (Ta)/(GF). \qquad (5)$$

Чистый сдвиг чаще всего встречается в соединениях металлических и деревянных конструкций и их расчеты будут подробно рассмотрены в соответствующих дисциплинах.

2. Кручение

Деформация кручения вызывается парами сил, лежащими в плоскостях, перпендикулярных к оси стержня (Рис. 4).

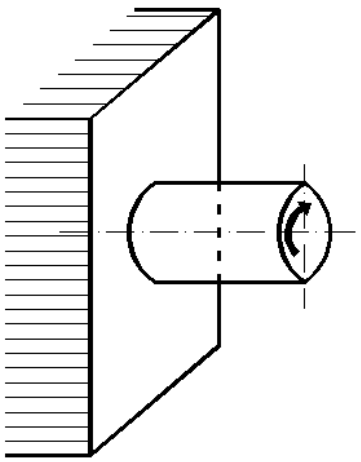

Рис. 4

Стержень, работающий на кручение, называют валом. Момент внутренних усилий, возникающих в любом сечении вала при кручении и поворачивающий это сечение вокруг продольной оси, называют *крутящим моментом.*

Для вычисления крутящих моментов необходимо знать моменты, передаваемые на вал двигателем. В тех случаях, когда вал приводится в движение двигателем внутреннего сгорания, мощность которого выражается в лошадиных силах, момент определяют по формуле:

$$M = 7162\ [N/n]. \qquad (6)$$

Если же вал вращается электрическим двигателем для определения момента пользуются формулой:

$$M = 9736\ [N/n], \qquad (7)$$

где в формулах (4.6 и 4.7):
M– крутящий момент, Нм;
N– мощность двигателя, л.с., кВт;
n– частота вращения, об/мин.

Рассмотрим пример построения эпюры крутящих моментов. При ее построении соблюдают следующий порядок (Рис. 5):

1. Разбиваем вал на силовые участки, границы которых определяются сечениями с приложенными в них моментами, передаваемыми на вал;

2. На каждом участке проводим поперечное сечение;

3. Последовательно отбрасывая левые части вала, определяем величину крутящих моментов в каждом сечении путем суммирования моментов, лежащих в плоскостях, перпендикулярных оси вала и по одну сторону от данного сечения:

$$M_{КР1} = M;$$

$$M_{КР2} = M - 2M = -M;$$

$$M_{КР3} = M - 2M + 3M = 2M;$$

$$M_{КР4} = M - 2M + 3M - M = M.$$

П р и м е ч а н и е. *При построении эпюр крутящих моментов не существует строго определенного правила знаков. Глядя с торца вала за положительное принимают направление вращения момента либо по часовой стрелке, либо против. В нашем случае– это направление вращения по часовой стрелке.*

4. Строим эпюру крутящих моментов (Рис. 5).

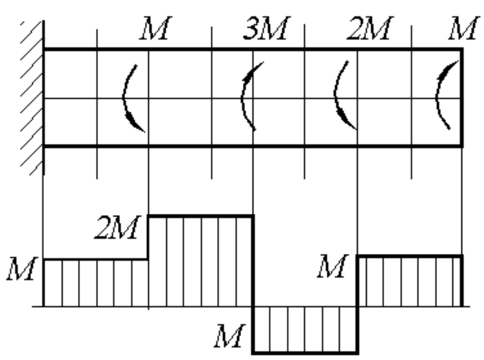

Рис. 5

Для определения напряжений и деформаций при кручении рассмотрим показанный на рисунке стержень (Рис. 6), закрепленный неподвижно нижним концом.

Выделим в стержне 3 сечения: нижнее с центром O_1 и сечения на расстоянии x и x+dx от нижнего конца с центрами O_2 и O_3. Проведем образующую цилиндра abcd и приложим к верхнему концу стержня крутящий момент $M_{КР}$. Под его действием образующая abcd переместится в положение $ab_1c_1d_1$. Соединим точки O_2 и O_3 соответственно с точками b, b_1 и c, c_1.

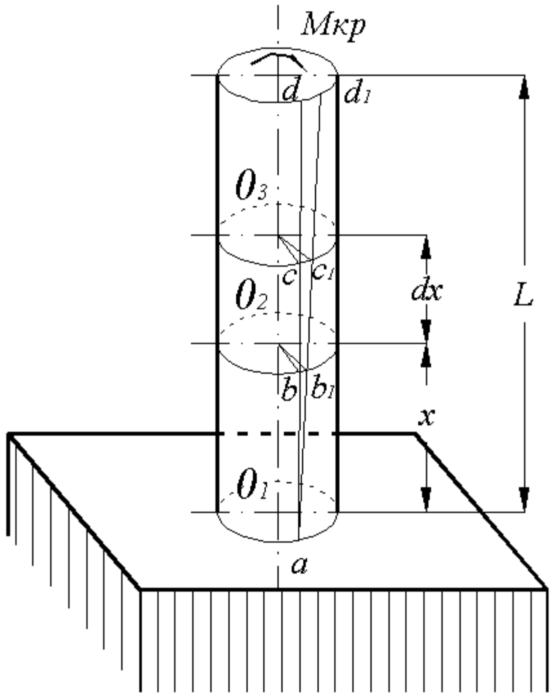

Рис. 6

Обозначим полученный угол закручивания ÐbO_2b_1 через j . Тогда, очевидно, угол ÐcO_3c_1 = j + dj . Вырежем из стержня участок длиной dx и рассмотрим его отдельно (Рис. 7).

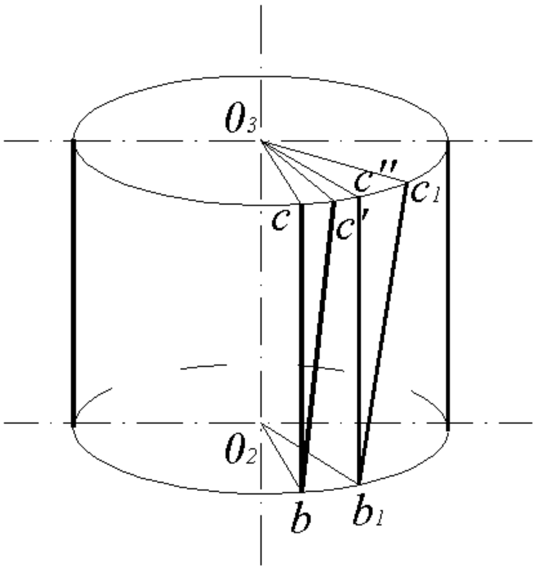

Рис. 7

Произведем дополнительные построения (Рис. 4.7). Из точки b проведем отрезок bc', параллельный отрезку b_1c_1, а из точки b_1 проведем отрезок b_1c'', параллельный отрезку bc.

Тогда ÐcO_3c'' = Ð$c'O_3c_1$ = j , а ÐcO_3c' = Ð$c''O_3c_1$ = dj . Определим размеры дуг Ècc' и È$c''c_1$. Обозначим радиус сечения через r. Тогда с учетом малости деформаций: Ècc'= = È$c''c_1$ = rdj . Также ввиду малости деформаций дуги Ècc_1 и Èbb_1 можно считать прямыми отрезками и трапеция bb_1cc_1 будет идентична рисунку (Рис. 3). Следовательно, при кручении мы имеем дело с чистым сдвигом и можем применять все формулы, выведенные для него.

Так как cc' = c''c_1 = Ds = rdj , а bc = dx, то по формуле (1) относительный сдвиг g = Ds/a = rdj /dx.

В полученном выражении

$$q = dj /dx, \qquad (8)$$

где q– относительный угол закручивания, то есть угол закручивания, приходящийся на единицу длины вала, рад/м.

Следовательно, g = rq. Подставим значение относительного сдвига в формулу закона Гука при чистом сдвиге (4) и получим значение касательного напряжения при кручении:

$$t = rqG. \qquad (a)$$

Для определения напряжения в любой точке поперечного сечения вала, отстоящей от его центра на расстояние r , заменим в выражении (a) r на r и тогда

$$t = r\,qG. \qquad (b)$$

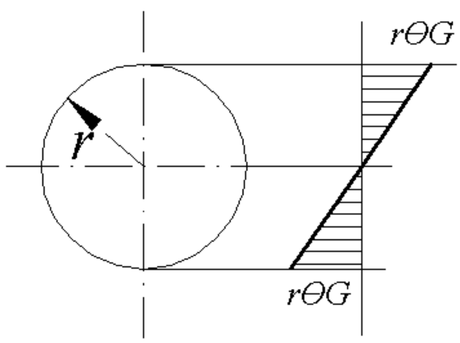

Рис. 8

Выражение (b) позволяет установить характер распределения касательных напряжений по поперечному сечению вала. Очевидно, что в центре вала при r = 0, t = 0, а на его поверхности при r = r, t =rqG (Рис. 8).

Определим величину крутящего момента $dM_{КР}$, возникающего от действия усилия dT, приложенного к элементарной площадке dF на расстоянии r от центра вала (Рис. 9).

Так как t = dT/dF, то dT = tdF. Подставим значение r из выражения (b): $dT=\rho\theta GdF$. Тогда крутящий момент $dM_{KP}=dT\rho=\rho^2\theta GdF$. Интегрируем обе части полученного выражения по всей длине вала:

$$\int_0^L dM_{KP} = \theta G\int_0^L \rho^2\, dF;\ M_{KP} = \theta G\int_0^L \rho^2 dF;\ \text{так как} \int_0^L \rho^2 dF = I_p,\ \text{то}\ M_{KP} = \theta GI_P.$$

Отсюда можно выразить относительный угол закручивания:

$$\theta = M_{KP}/(GI_P), \qquad (9)$$

где M_{KP}– крутящий момент в сечении вала;
G– модуль сдвига;
I_P– полярный момент инерции сечения вала.

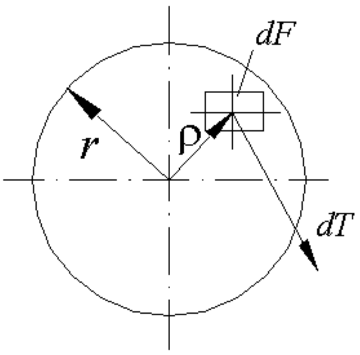

Рис.9

Произведение GI_P называют *жесткостью вала*. Жесткость характеризует *податливость* элемента упругим деформациям. Такие же функции несет в себе и *жесткость стержня* EF при растяжении или сжатии.

Для того чтобы получить величину полного угла закручивания φ, умножим обе части формулы (9) на длину вала L:

$$\varphi = (M_{KP}L)/(GI_P). \qquad (10)$$

Формулу (10) принято называть законом Гука при кручении (сравните формулы 10 и 5).

Подставим значение относительного угла закручивания из формулы (9) в выражение (b): $\tau = \rho\theta G = G\rho M_{KP}/I_PG$. Тогда получим:

$$\tau = \rho M_{KP}/I_P. \qquad (11)$$

Формула (11) служит для определения касательных напряжений в любой точке поперечного сечения вала, отстоящей от его центра на расстояние ρ.

Как было установлено выше, касательные напряжения будут максимальными на поверхности вала при $\rho = r$. Подставим в формулу (11) вместо ρ радиус вала: $\tau_{max} = (M_{КР}\, r)\, / I_P$.

Разделим числитель и знаменатель правой части полученного выражения на r: $\tau_{max} = [M_{КР} / (I_P / r)](r/r)$.

$$W_P = I_P / r, \qquad (12)$$

где W_P– полярный момент сопротивления или момент сопротивления кручения, см^3, м^3.

Следовательно, условие прочности при кручении будет иметь вид:

$$\tau_{max} = M_{КР}/W_P \le [\tau]. \qquad (13)$$

Пользуясь формулой (12) и формулами для определения полярного момента инерции, определим величины полярного момента сопротивления для круга и кольца.

$$W_{P\ круга} = \pi d^4 /(32r) = (2\pi d^4)/(32d) = \pi d^3 /16.$$

Таким образом

$$W_{P\ круга} = \pi d^3 /16 \approx 0{,}2d^3. \qquad (14)$$

Аналогично для кольца будем иметь

$$W_{P\ кольца} = (\pi D^3/16)(1 - \alpha^4) \approx 0{,}2D^3(1 - \alpha^4). \qquad (15)$$

При кручении вала за пределами упругости условие прочности приобретает вид:

$$\tau_{max} = M_{КР} /W_{ПР} \le R, \qquad (16)$$

где $W_{ПР}$– момент сопротивления при разрушении, который определяется по формулам (4.17).

$$W_{ПР\ круга} = \pi d^3/12;\ W_{ПР\ кольца} = \pi D^3/12(1 - \alpha^4). \qquad (17)$$

Примеры расчета

Пример 1. Для заданного на рисунке стального вала подобрать диаметр (Рис. 10) и построить эпюры крутящих моментов, углов закручивания и относительных углов закручивания.

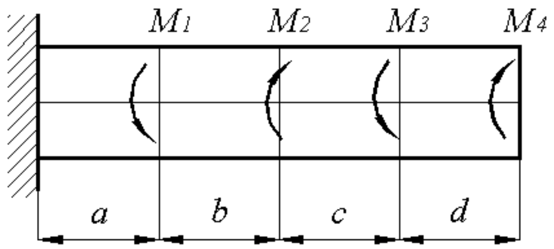

Рис. 10

Данные для расчета:
M_1 = 2 кНм; a = 1,1 м**;** M_2 = 7 кНм; b = 1,2м; M_3 = 2 кНм; c =1,1 и M_4 = = 4 кНм;
d = 1,1 м. Расчетное сопротивление материала вала R = 37 МПа.

Р е ш е н и е. 1. Строим эпюру крутящих моментов.

1.1. Определяем величину реактивного момента в заделке. Составляем для этого уравнение равновесия:

$$\Sigma M_A = 0 = M_1 – M_2 + M_3 – M_4 + M_A;\ M_A = – M_1 + M_2 – M_3 + M_4 =$$
$$= –2 + 7 – 2 + 4 = 7 \text{ кНм}.$$

1.2. Разбиваем вал на силовые участки и на каждом из них проводим поперечное сечение (Рис. 4.11).

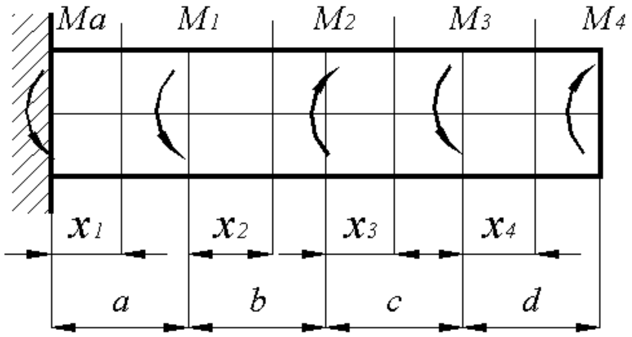

Рис. 11

1.3. Определяем величину крутящего момента в первом сечении (Рис.4.12, а). Положительными будем считать моменты, направление вращения которых по часовой стрелке, если смотреть с торца вала. $M_{КР1}$ = – M_A = –7 кНм.

1.4. Определяем величину крутящего момента во втором сечении (Рис.4.12, б).
$M_{КР2}$ = –M_A – M_1 = –7 – 2 = –9 кНм.

1.5. Определяем величину крутящего момента в третьем сечении (Рис.4.12, в).

$$M_{КР3} = – M_A – M_2 + M_3 = –7 – 2 + 7 = 2 \text{ кНм}.$$

1.6. Определяем величину крутящего момента в четвертом сечении (Рис.4.12, г). $M_{КР4}$ = – M_A – M_1 + M_2 – M_3 = – 7 – 2 + 7 – 2 = – 4 кНм.

1.7. По полученным данным строим эпюру крутящих моментов (Рис.13) и из нее выбираем значение наибольшего крутящего момента

$$M_{КР\ max} = 9 \text{ кНм}.$$

2. Пользуясь условием прочности на кручение [см. формулу (16)], подбираем диаметр вала.

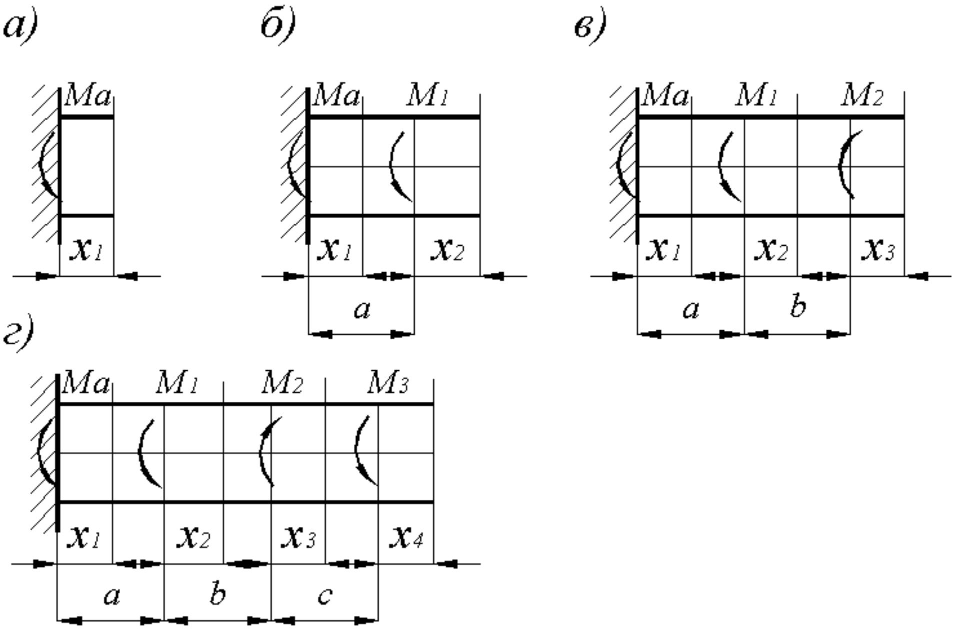

Рис. 12

$$\tau_{max} = M_{КРmax}/W_{ПР} \le R, \text{ отсюда}$$

$$W_{ПР\ круга} = M_{КР\ max}/R = 9/37\cdot 10^{3} = 0{,}243\cdot 10^{-3}\ м^{3} = 243\ см^{3}.$$

Так как

$$W_{ПР\ круга} = \pi d^{3}/12, \text{ то } d = \sqrt[3]{12\ W_{ПР}/\pi} = \sqrt[3]{12\cdot 243/3{,}14} = 9{,}7\ см.$$

Диаметр вала округляем до ближайшей целой величины.

Принимаем $d = 10$ см $= 0{,}1$ м.

Определяем величину жесткости $GI_P = 8\cdot 10^{4}(\pi d^{4}/32) = 785{,}38$ кНм^{2}.

3. Строим эпюру углов закручивания φ, пользуясь формулой (10) закона Гука при кручении.

3.1. Строим эпюру углов закручивания на первом участке:

$$\varphi_1 = (M_{КР1}\, x_1)/(GI_P) = -(7x_1/785{,}38),\ 0 \le x_1 \le 1{,}1\ м,$$

при $x_1 = 0$, $\varphi_1 = 0$; при $x_1 = 1{,}1$ м, $\varphi_1 = 0{,}0098$ рад.

3.2. Строим эпюру углов закручивания на втором участке:

$$\varphi_2 = (M_{КР2}\, x_2)/(GI_P) + \varphi_1 (\text{при } x_1 = 1{,}1\ м) = -(9x_2/785{,}38) - 0{,}0098,\ 0 \le x_2 \le 1{,}2\ м;$$

при $x_2 = 0$, $\varphi_2 = 0{,}0098$; при $x_2 = 1{,}2$ м, $\varphi_2 = 0{,}02356$ рад.

3.3. Строим эпюру углов закручивания на третьем участке

$$\varphi_3 = (M_{КР3}\, x_3)/(GI_P) + \varphi_2 (\text{при } x_2 = 1{,}2\ м) = -(2x_3/785{,}38) - 0{,}002356,$$
$$0 \le x_3 \le 1{,}1\ м;$$

при $x_3 = 0$, $\varphi_3 = 0{,}02356$; при $x_3 = 1{,}1$ м, $\varphi_3 = 0{,}02636$ рад.

3.4. Строим эпюру углов закручивания на четвертом участке

$$j_4 = (M_{KP4}\, x_4) / (GI_P) + j_3 \text{ (при } x_3 = 1{,}1 \text{ м)} = -(4x_4 / 785{,}38) - 0{,}02636,$$

$$0 \text{ £ } x_4 \text{ £ } 1{,}1 \text{ м},$$

при $x_4 = 0$, $j_4 = 0{,}02636$; при $x_4 = 1{,}1$ м, $j_4 = 0{,}03196$ рад.

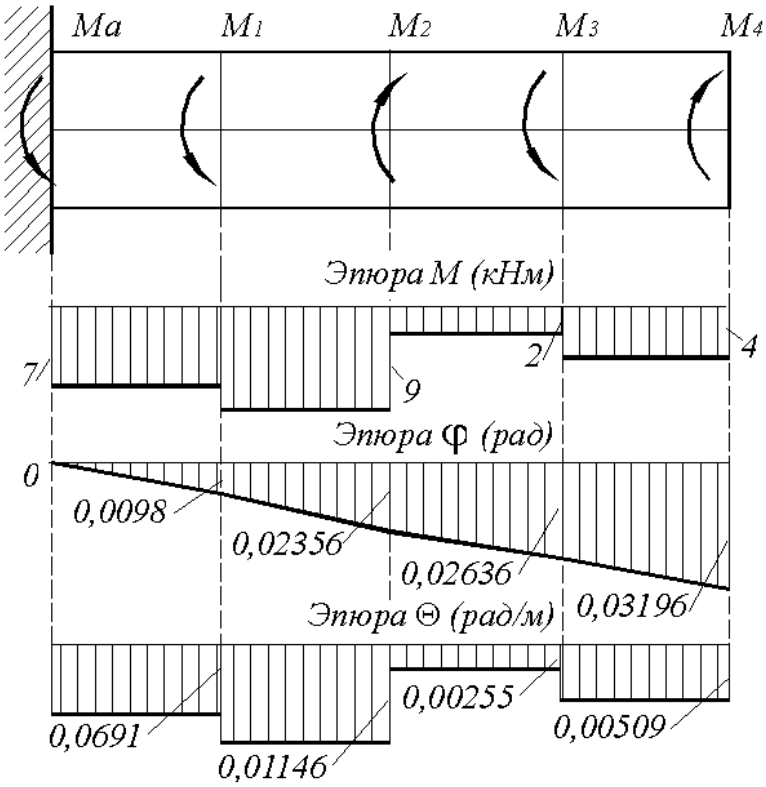

Рис. 4.13

4. Строим эпюру относительных углов закручивания, пользуясь формулой (4.9):

$$q_1 = M_{KP1} / (GI_P) = (-7)/785{,}38 = -0{,}00891 \text{ рад/м},$$

$$q_2 = M_{KP2} / (GI_P) = (-9)/785{,}38 = -0{,}01146 \text{ рад/м},$$

$$q_3 = M_{KP3} / (GI_P) = (-2)/785{,}38 = -0{,}00255 \text{ рад/м},$$

$$q_4 = M_{KP4} / (GI_P) = (-4)/785{,}38 = -0{,}00509 \text{ рад/м}.$$

Сводим все эпюры на один рисунок (Рис. 4.13).

Пример 2. Стальной стержень диаметром d = 6 см и длиной L = 2 м закручен на угол j = 0,5°. Определить наибольшее касательное напряжение, возникающее в нем.

Р е ш е н и е. Воспользуемся формулой (13):

$$t_{max} = M_{KP} / W_P;$$

Определим величину полярного момента сопротивления:

$$W_P = 0{,}2d^3 = 0{,}2(6\cdot 10^{-2})^3 = 43{,}2\cdot 10^{-6}\ м^3.$$

Значение крутящего момента найдем с помощью формулы (10). Умножим ее правую часть на 180°/p, так как угол поворота задан в градусах:

$$j = (180\ M_{КР}L) /(GI_P p),$$

отсюда $M_{КР} = (j\ GI_P p) /180L = (3{,}14\cdot 0{,}5\cdot 8\cdot 10^4\ I_P) /180\cdot 2 = 348{,}8\ Ip$;
так как $I_P = 0{,}ld^4 = 0{,}1(6\cdot 10^{-2})^4 = 129{,}6\cdot 10^{-8}\ м^4$, $M_{КР} = 45204\cdot 10^8$ МНм, а тогда
$t_{max} = (45204\cdot 10^{-8}) /(43{,}2\cdot 10^{-6}) = 10{,}46$ МПа.

Пример 3. Сплошной и полый валы с отношение внутреннего диаметра к наружному $d/D = 0{,}5$ сделаны из одинакового материала. Наибольшие касательные напряжения и вес одного метра этих валов одинаковы. Найти отношение моментов $M_{ПОЛ}/M_{СПЛ}$, скручивающих оба вала.

Р е ш е н и е. Обозначим диаметр сплошного вала через x. Так как вес обоих валов одинаков напишем равенство:
$1g(px^2/4) = 1g[(pD^2/4) – (pd^2/4)]$. Так как по условию $D = 2d$, получим;
$1g(px^2/4) = 1g\{[p(2d)^2/4] – (pd^2/4)\}$ или $x^2 = 3d^2$, $x = d\cdot 3^{1/2} = 1{,}73d$.

Для записи равенства касательных напряжений в обоих валах воспользуемся формулой (4.13):
$M_{ПОЛ} /W_{ПОЛ} = M_{СПЛ} /W_{СПЛ}$; $M_{ПОЛ} /[0{,}2D^3(1 – 0{,}5^4)] = M_{СПЛ} /[0{,}2(1{,}7d)^3]$ или
$M_{ПОЛ} /[0{,}2D^3(1 – 0{,}5^4)] = M_{СПЛ} /[0{,}2(4{,}91d)^3]$; так как $D = 2d$:
$M_{ПОЛ} /8\cdot 0{,}9375d^3 = M_{СПЛ} /4{,}913$; тогда $M_{ПОЛ} /M_{СПЛ} = 7{,}5 /4{,}913 = 1{,}52$.

Пример 4. Стальной вал диаметром $d = 45$ мм и длиной $L = 640$ мм передает мощность $N = 14$ кВт. Определить наименьшее значение угловой скорости с которой может работать вал, если расчетное сопротивление R=30МПа, а наибольший угол закручивания не должен превышать 0,5°.

Р е ш е н и е. Для определения угловой скорости воспользуемся формулой $w = 2pn /60 = pn /30$,

где n– число оборотов вала в минуту.

Величину n можно определить из формулы (7):

$$M = 9736\ [N /n].$$

Определим величину $M_{КР}$ из условий прочности [см. формулу (16)] и жесткости [см. формулу (4.10)].

$$R = M_{КР} /W_{ПР};\ M_{КР} = RW_{ПР} = 30\cdot 10^6\cdot 0{,}26\cdot (45\cdot 10^{-3}) = 710{,}77\ Нм;$$

$$j = (180\ M_{КР}L)/(GI_P p);\ M_{КР} = (j\ GI_P p) /180L =$$

$$= 3{,}14\cdot 0{,}5\cdot 8\cdot 10^{10}\ (45\cdot 10^{-3})^4/180\cdot 0{,}64 = 447{,}08\ Нм.$$

Очевидно, что наименьшее значение угловой скорости будет при большем значении $M_{КР} = 710{,}77$ Нм.

$n = 9736(14 /710{,}77) = 191{,}76$ об/мин.; $w = 3{,}14\cdot 191{,}76 /30 = 20{,}07$ 1/сек.

Пример 5. Вал передает мощность N = 15 кВт при угловой скорости равной 80 рад/сек. Проверьте прочность вала при его диаметре d = 55 мм и расчетном сопротивлении R = 25 МПа.

Р е ш е н и е. Проверим прочность вала с помощью условия прочности (16):

$$\tau_{max} = M_{КР} / W_{ПР} \le R.$$

Крутящий момент, приложенный к валу определим из формулы (7): $M_{КР} = 15 / n$; здесь $n = 30\omega / \pi = 30 \cdot 80 / 3{,}14 = 764{,}33$ об/мин, тогда

$$M_{КР} = 9763(15 / 764{,}33) = 191{,}59 \text{ Нм};$$

$$\tau_{max} = 191{,}59/[0{,}26(35 \cdot 10^{-3})^3] = 17{,}18 \cdot 10^6 \text{ Па} = 17{,}18 \text{ МПа} < 25 \text{ МПа},$$

то есть величина полученного напряжения удовлетворяет условию прочности.

Пример 6. Определить наружный диаметр полого стального вала, если допускаемое касательное напряжение $[\tau]$ = 56 МПа, он передает мощность N=9600 л.с. при n = 110 об/мин, а внутренний диаметр составляет 0,6 от внешнего.

Р е ш е н и е. Воспользуемся условием прочности (13)

$$\tau_{max} = M_{КР} / W_P \le [\tau]; \quad W_P = 0{,}2D^3(1 - \alpha^4); \quad D = \sqrt[3]{W_P / 0{,}2(1 - \alpha^4)};$$

Определим величину крутящего момента из формулы (4.6):

$$M_{КР} = 7162(N/n) = 7162(9600 / 110) = 625047 \text{ Нм} = 625{,}047 \text{ кНм}.$$

Определим полярный момент сопротивления W_P:

$W_P = M_{КР} / [\tau] = 625{,}047 / (56 \cdot 10^3) = 0{,}011$ м^3 = 11000 см^3, тогда

$$D = \sqrt[3]{11000 / 0{,}2(1 - 0{,}6^4)} \approx 41 \text{ см}.$$

Пример 7. Определить необходимое число заклепок для соединения двух стальных листов (Рис. 14) и проверить напряжение в ослабленном сечении этих листов при их ширине b = 200 мм и толщине δ = 12 мм.

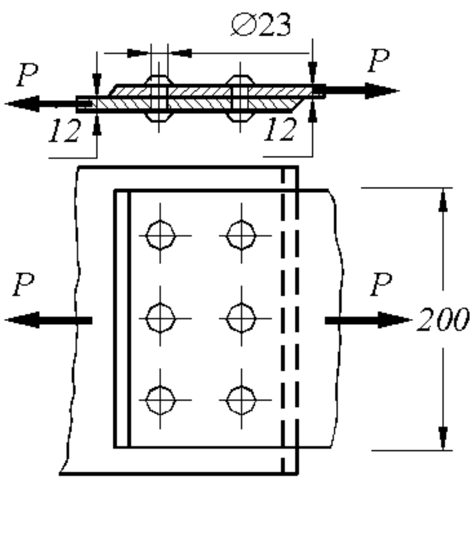

Рис. 4.14

Растягивающая сила P = 250 кН, допускаемые напряжения: на срез заклепок $[\tau]$= 100 МПа, на растяжение листов $[\sigma]$ = 160 МПа.

Р е ш е н и е. 1. Определяем число заклепок, пользуясь условием прочности на срез односрезных заклепок:

$$\tau = P/[(n\pi d^2)/4], \text{ тогда } n = P/\{([\tau]\pi d^2)/4\} =$$
$$= 250 \cdot 4/[3{,}14(23 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 100 \cdot 10^3] \approx 6{,}02.$$

Принимаем число заклепок n = 6 и располагаем их в два ряда.

2. Определяем площадь ослаблен-

ного сечения:

$$F = b\delta - nd\delta = 20\cdot 1{,}2 - 3\cdot 2{,}3\cdot 1{,}2 = 15{,}72 \text{ см}^2.$$

3. Определяем величину наибольшего напряжения в листе:

$$\sigma = P/F = 250/(15{,}72\cdot 10^{-4})\ 15{,}9\cdot 10^{-4} \text{ кПа} = 159 \text{ МПа}.$$

Видно, что $\sigma < [\sigma]$: 159 МПа < 160 МПа.

Пример 8. Определить допускаемое усилие в соединении, сваренном в стык (Рис. 15).

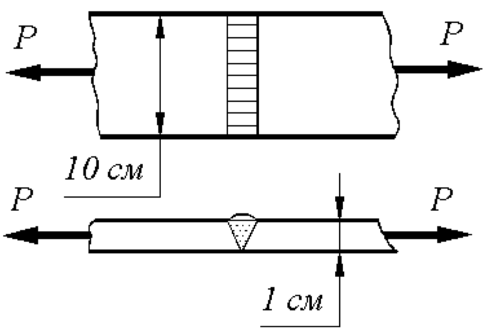

Рис. 15

Допускаемые напряжения: для металла свариваемых полос $[\sigma]$= 140 МПа, для металла шва: $[\sigma_э]$ = 100 МПа.

Р е ш е н и е. 1. Определим допускаемое усилие, воспринимаемое швом из условия прочности шва при соединении встык $\sigma_э = P/lt \le [\sigma_э]$, тогда $[P]=[\sigma_э]lt$.

Расчетную длину шва, учитывая непровары по концам, принимаем меньше фактической на 1 см, тогда $[P] = 100\cdot 10^3\cdot 9\cdot 1\cdot 10^{-4} = 90$ кН.

2. Определяем допускаемое усилие для основного металла, используя условие прочности на растяжение свариваемых полос $\sigma = P/F \le [\sigma]$, тогда $[P]=[\sigma]bt = 140\cdot 10^3\cdot 10\cdot 1\cdot 10^{-4} = 140$ кН. Следовательно, при данном шве основной металл работает с недогрузкой.