

ГЛАВА 11

СЛОЖНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

§ 11.1 Напряжения и внутренние усилия в общем случае сложного сопротивления

Сложное сопротивление имеет место при действии на стержень произвольных нагрузок, которые всегда можно разложить на осевые, поперечные и скручивающие составляющие. Если при определении внутренних усилий, напряжений и перемещений используется принцип независимости действия сил, то расчет стержня при сложном сопротивлении можно произвести отдельно на действие каждой составляющей нагрузки, а результаты расчета суммировать. В этом смысле сложное сопротивление не содержит ничего принципиально нового, а представляет собой сочетание простых видов деформации стержня (центральное растяжение и сжатие, прямой изгиб в главных плоскостях и кручение), которые были подробно рассмотрены в предыдущих главах. Однако более удобно рассмотреть частные случаи сложного сопротивления и вывести для них соответствующие формулы. Для стержней строительных конструкций наиболее характерными частными случаями являются внецентренное сжатие, косоугольный изгиб и растяжение или сжатие с изгибом.

Сложное сопротивление стержня может иметь место при достаточно простом нагружении. Например, консольный стержень, нагруженный сосредоточенной силой, линия действия которой не совпадает с главной осью Oy (рис.11.1), испытывает изгиб в плоскости Oxy и кручение. При этом внутренние усилия в произвольном поперечном сечении стержня равны:

$$N = 0, \quad Q_y = P, \quad Q_z = 0;$$

$$M_z = -P(l-x), \quad M_y = 0, \quad M_x = M_k = P \frac{b}{2}.$$

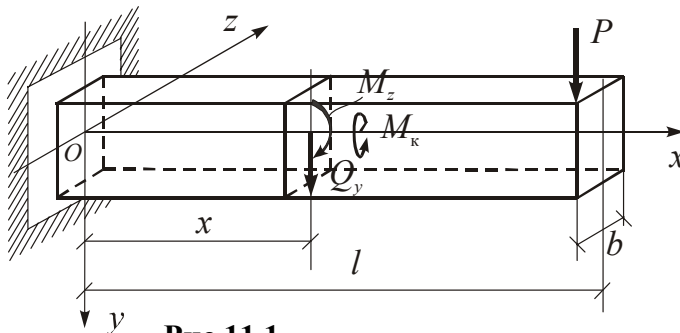


Рис.11.1

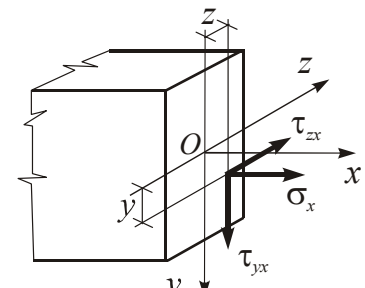


Рис.11.2

В общем случае сложного сопротивления в точках поперечного сечения стержня действуют три напряжения (рис.11.2), равнодействующими которых

являются шесть внутренних усилий – продольная сила N , изгибающие моменты M_z, M_y , поперечные силы Q_z, Q_y и крутящий момент $M_x = M_k$ (рис.11.3).

Введем правило знаков для внутренних усилий. Продольная сила считается положительной, если она вызывает растяжение, а крутящий момент – положительным, если он направлен против хода часовой стрелки.

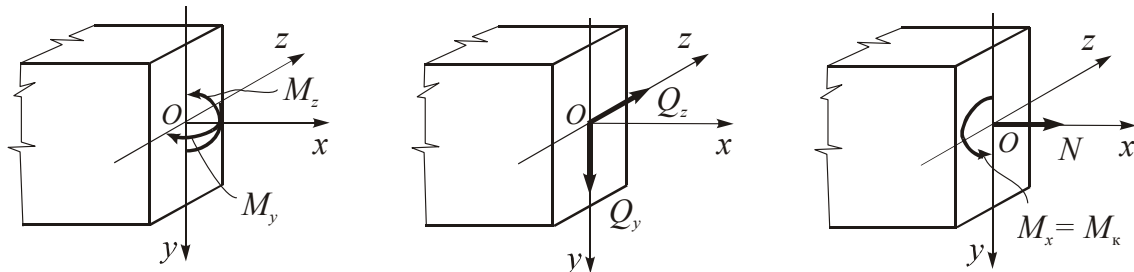


Рис.11.3

Изгибающие моменты считаются положительными, если они вызывают растяжение в первой четверти системы координат поперечного сечения. Напомним, что поперечное сечение должно быть отнесено к главным центральным осям инерции Oz и Oy . Ординаты эпюр изгибающих моментов по-прежнему будем откладывать со стороны растянутых волокон.

При наличии двух поперечных сил более удобно связать их знаки с направлениями координатных осей и принять, что положительные поперечные силы направлены в сторону положительных направлений осей. Отметим, что во многих задачах сложного сопротивления поперечные силы и связанные с ними касательные напряжения имеют второстепенный характер и не используются в расчетах стержня на прочность (за исключением расчетов элементов соединений составных стержней и некоторых особых случаев).

На рис.11.2 и 11.3 показаны положительные направления напряжений и внутренних усилий.

Нормальные напряжения в каждой точке поперечного сечения суммируются алгебраически и при наличии всех трех их равнодействующих N, M_z и M_y определяются по формуле

$$\sigma_x = \sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_z}{J_z} y + \frac{M_y}{J_y} z, \quad (11.1)$$

где F, J_z и J_y – соответственно площадь и главные моменты инерции поперечного сечения, y и z – координаты точек сечения.

Первое слагаемое в формуле (11.1) соответствует центральному растяжению и сжатию, а второе и третье слагаемые – прямому изгибу в главных плоскостях Oxy и Oxz . Из формулы (11.1) следует, что напряжения σ изменяются в поперечном сечении по линейному закону.

Касательные напряжения в точках поперечного сечения определяются с помощью геометрического суммирования (по величине и направлению) составляющих τ от действия поперечных сил и крутящего момента.

Рассмотрим основные случаи сложного сопротивления.

§ 11.2. Косой изгиб прямого стержня

Различают два случая косоугольного изгиба – *плоский и пространственный косоугольный изгиб*.

Рассмотрим вначале плоский косоугольный изгиб. Он имеет место в случае, когда все поперечные нагрузки действуют в плоскости, не совпадающей с главными плоскостями инерции стержня (рис.11.4,а). Эта плоскость называется силовой плоскостью и в ней действуют суммарные поперечная сила Q и изгибающий момент M . Линия пересечения силовой плоскости с поперечным сечением называется *силовой линией*, угол наклона которой к оси Oy обозначим через α_p (рис.11.4,а,б).

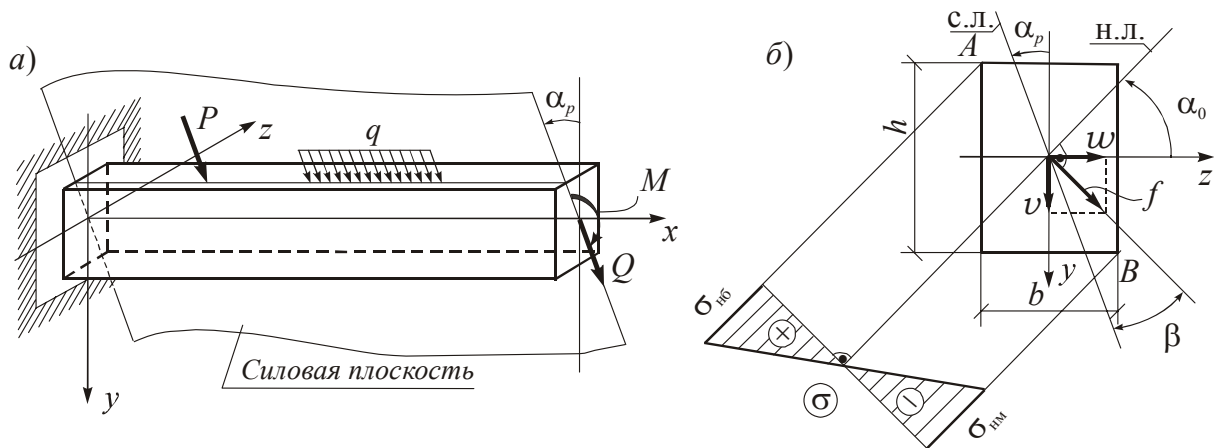


Рис.11.4

Разложив поперечную нагрузку по главным плоскостям инерции стержня Oxy и Oxz , получим формулы для определения составляющих суммарного изгибающего момента относительно осей Oz и Oy :

$$M_z = M \cos \alpha_p, \quad M_y = M \sin \alpha_p. \quad (11.2)$$

Разделив второе из этих выражений на первое, получим:

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \frac{M_y}{M_z}. \quad (11.3)$$

Из этого равенства следует правило знаков для угла α_p . Если изгибающие моменты M_z и M_y имеют одинаковые знаки, то угол α_p является положительным. В этом случае силовая линия проходит через первую и третью четверти системы координат поперечного сечения, а угол α_p откладывается от оси Oy против хода часовой стрелки. Это имеет место для рассмотренной выше консольной балки, поскольку при показанном характере нагружения оба момента в первой четверти имеют одинаковый знак и вызывают сжатие.

Нормальные напряжения в поперечных сечениях стержня определяются по общей формуле (11.1), в которой надо положить $N = 0$.

$$\sigma = \frac{M_z}{J_z} y + \frac{M_y}{J_y} z . \quad (11.4)$$

Приравняв это выражение к нулю, получим уравнение прямой, в каждой точке которой $\sigma = 0$. Эта прямая называется *нулевой линией* или *нейтральной осью*. Уравнение нулевой линии при косом изгибе можно представить в следующем виде:

$$y = -\frac{J_z}{J_y} \cdot \frac{M_y}{M_z} z . \quad (11.5)$$

Нулевая линия при косом изгибе проходит через центр тяжести сечения. Обозначим через α_0 угол её наклона к оси Oz . При этом с учетом формулы (11.2) получим:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = -\frac{J_z}{J_y} \operatorname{tg} \alpha_p . \quad (11.6)$$

Знак минус в этой формуле указывает на то, что нулевая линия по отношению к силовой линии проходит через две другие четверти системы координат поперечного сечения. Отсюда следует, что угол α_0 надо отложить от оси Oz в ту же сторону, что и угол α_p от оси Oy . Из формулы (11.6) следует также, что при $J_z \neq J_y$ силовая и нулевая линии не являются взаимно перпендикулярными, что имеет место при прямом изгибе.

На основании гипотезы плоских сечений при изгибе стержня его поперечные сечения поворачиваются относительно нулевой линии (нейтральной оси). При этом наибольшие деформации удлинения и укорочения волокон стержня и, следовательно, наибольшие растягивающие и сжимающие нормальные напряжения действуют в точках сечения, наиболее удаленных от нулевой линии. Таким образом, для вычисления наибольших нормальных напряжений необходимо в формулу (11.4) подставить координаты точек, наиболее удаленных от нулевой линии. Эпюра нормальных напряжений обычно строится на прямой, перпендикулярной к нулевой линии.

Для сечений с двумя осями симметрии типа прямоугольника и двутавра наибольшие растягивающие и сжимающие напряжения равны по абсолютной величине и действуют в противоположных угловых точках. Их значения удобно определять по формуле

$$\sigma_{\text{нб}} = |\sigma_{\text{нм}}| = \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} , \quad (11.7)$$

где W_z и W_y – моменты сопротивления сечения.

При определении наибольших напряжений значения изгибающих моментов M_z и M_y в формуле (11.7) и в дальнейшем надо взять по абсолютной величине. При построении эпюры нормальных напряжений их

знаки устанавливаются в зависимости от знаков изгибающих моментов. Характер эпюры нормальных напряжений для рассмотренной выше консольной балки прямоугольного сечения показан на рис.11.4,б. Наибольшие растягивающие напряжения действуют в точке A , а наибольшие сжимающие напряжения – в точке B .

Условие прочности при косом изгибе для стержней с указанным типом поперечного сечения и из материала, одинаково сопротивляющегося растяжению и сжатию, имеет следующий вид

$$\sigma_{\text{нб}} = \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} \leq \gamma_c R, \quad (11.8)$$

где R – расчетное сопротивление материала и γ_c – коэффициент условий работы.

Условие (11.8) должно быть поставлено в сечении, где суммарный изгибающий момент M и, следовательно, его составляющие M_z и M_y имеют наибольшие значения.

С помощью формулы (11.8) можно выполнить подбор сечения стержня. Обозначим соотношение между моментами сопротивления сечения $k = W_z / W_y$. Подставив при этом в (11.8) $W_z = kW_y$, получим формулу для подбора сечения

$$W_y \geq \frac{\frac{M_z}{k} + M_y}{\gamma_c R}. \quad (11.9)$$

Для прокатных двутавров k изменяется в пределах $6 \div 14$. Подбор сечения выполняется при этом с помощью нескольких приближений. Для прямоугольного сечения имеем

$$k = \frac{W_z}{W_y} = \frac{bh^2}{6} \cdot \frac{6}{hb^2} = \frac{h}{b}.$$

С помощью условия прочности (11.8) можно также решить задачу определения грузоподъемности стержня заданного поперечного сечения.

Для стержней с несимметричным поперечным сечением и из материала, неодинаково сопротивляющегося растяжению и сжатию ($R_p \neq R_c$), требуется выполнение двух условий прочности по точкам с наибольшими растягивающими и сжимающими напряжениями. В этом случае расчеты на прочность являются более сложными.

При определении прогибов (перемещений точек оси) балки при плоском косом изгибе необходимо действующие на балку нагрузки разложить на составляющие по направлениям главных осей инерции Oy и Oz и от их действия вычислить перемещения v и w по направлению этих осей. (рис.11.4,б). Суммарный прогиб определяется по формуле

$$f = \sqrt{v^2 + w^2}.$$

В соответствии с гипотезой плоских сечений перемещения точек оси балки происходят в плоскости, перпендикулярной к нулевой линии и, следовательно, в общем случае направление суммарного прогиба не совпадает с направлением действия нагрузки (с силовой линией). Изогнутая ось балки представляет собой плоскую кривую, расположенную в плоскости изгиба, не совпадающей с силовой плоскостью. Наличие угла $\beta = \alpha_0 - \alpha_p$ характеризует явление плоского косоуго изгиба. Отметим, что при прямом изгибе в одной из главных плоскостей инерции балки $\beta = 0$.

Направление суммарного прогиба балки совпадает с направлением действия нагрузки также при условии $J_z = J_y$ (рис.11.5), поскольку в этом случае нулевая и силовая линии взаимно перпендикулярны.

Плоский косой изгиб опасен для балок с поперечными сечениями, моменты инерции которых значительно отличаются друг от друга. Например, для двутавровых балок даже незначительное отклонение силовой линии от оси Oy приводит к существенному отклонению плоскости изгиба от силовой плоскости и к увеличению нормальных напряжений и перемещений.

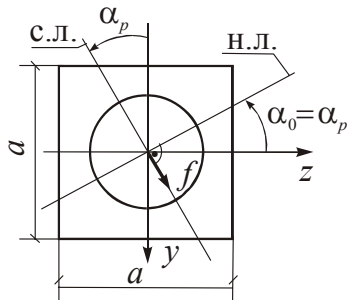


Рис.11.5

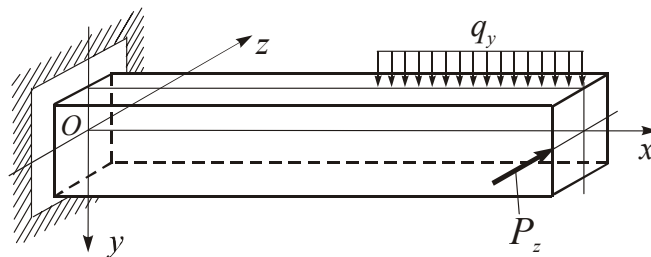


Рис.11.6

Пространственный изгиб стержня имеет место при действии поперечных нагрузок в разных плоскостях, чаще всего в главных плоскостях инерции (рис.11.6). При этом изгибающие моменты M_z и M_y вычисляются отдельно от нагрузок в главных плоскостях и в общем случае имеют различные законы изменения, а их отношение не является постоянной величиной.

Нормальные напряжения в поперечном сечении определяются по формуле (11.4), а угол наклона нулевой линии – по общей формуле

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = -\frac{J_z}{J_y} \cdot \frac{M_y}{M_z} . \quad (11.10)$$

Угол наклона нулевой линии изменяется по длине балки. Определение наибольших растягивающих и сжимающих нормальных напряжений и расчеты балок на прочность производятся также, как и при плоском косоуго изгибе, например, с помощью формул (11.8) и (11.9). Однако эти расчеты осложняются тем, что изгибающие моменты M_z и M_y могут иметь наибольшие значения в различных сечениях по длине балки. В этом случае необходимо проверять выполнение условий прочности в нескольких сечениях, по крайней мере в тех, где каждый из моментов имеет наибольшее значение.

Определение составляющих перемещений точек оси (прогибов) v и w производится отдельно от действия нагрузок в главных плоскостях. Изогнутая ось балки является пространственной кривой.

Пример 11.1. Для консольной двутавровой балки, находящейся в условиях плоского косоугольного изгиба (рис.11.7), подберем сечение из условия прочности по методу предельных состояний. Построим эпюру σ в опасном сечении и определим перемещения свободного конца. В расчетах примем

$$R = 210 \text{ МПа} = 21 \text{ кН/см}^2, \quad \gamma_f = 1,2, \quad \gamma_c = 0,9, \quad E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кН/см}^2.$$

Строим эпюру суммарного изгибающего момента M (рис.11.7,а). Расчетное значение M в заделке равно $M_p = M_H \gamma_f = 40 \cdot 1,2 = 48 \text{ кНм}$. Составляющие суммарного изгибающего момента относительно осей Oz и Oy равны: $M_z = -M \cos \alpha_p = -48 \cos 4^\circ = -47,88 \text{ кНм}$, $M_y = -M \sin \alpha_p = -48 \sin 4^\circ = -3,35 \text{ кНм}$.

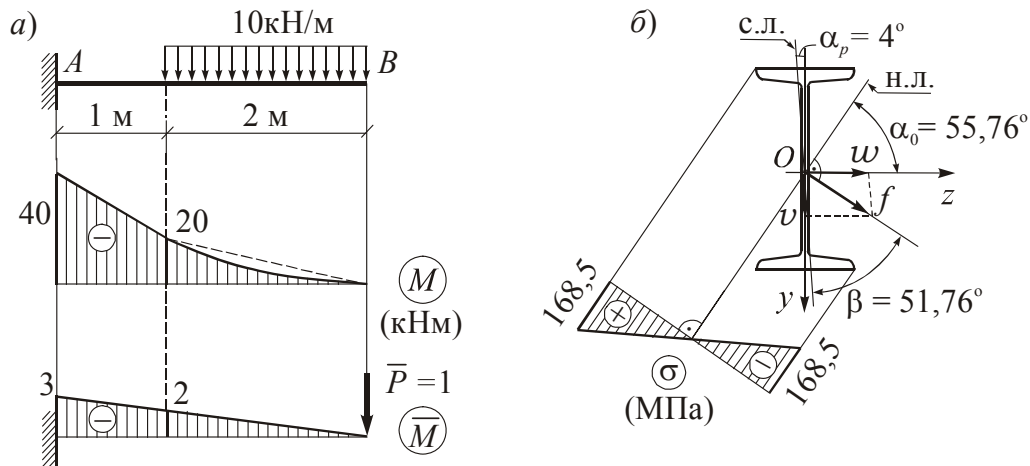


Рис.11.7

Определим по формуле (11.9) требуемый момент сопротивления сечения W_y , приняв в первом приближении $k = W_z / W_y = 8$.

$$W_y \geq \frac{M_z + M_y}{\gamma_c R} = \frac{\left(\frac{47,88}{8} + 3,35\right) 10^2}{0,9 \cdot 21} = 49,4 \text{ см}^3.$$

По сортаменту принимаем I30, $W_y = 49,9 \text{ см}^3$, $W_z = 472 \text{ см}^3$. Проверяем прочность балки:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{нб}} &= \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} = \left(\frac{47,88}{472} + \frac{3,35}{49,9}\right) 10^2 = \\ &= 16,85 \text{ кН/см}^2 = 168,5 \text{ МПа} < \gamma_c R = 189 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Прочность обеспечена с некоторым запасом. В качестве второго приближения проверим прочность балки меньшего сечения, приняв I27, $W_z = 371 \text{ см}^3$, $W_y = 41,5 \text{ см}^3$.

$$\sigma_{\text{нб}} = \left(\frac{47,88}{371} + \frac{3,35}{41,5} \right) 10^2 = 21 \text{ кН/см}^2 = 210 \text{ МПа} > \gamma_c R = 189 \text{ МПа}$$

Прочность не обеспечена. Принимаем сечение I30, $J_z = 7080 \text{ см}^4$, $J_y = 337 \text{ см}^4$ и определяем угол наклона нулевой линии к оси Oz .

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = -\frac{J_z}{J_y} \operatorname{tg} \alpha_p = -\frac{7080}{337} \operatorname{tg} 4^\circ = -1,469, \quad \alpha_0 = -55,76^\circ.$$

Для построения эпюры σ этот угол надо отложить от оси Oz против хода часовой стрелки. Наибольшие напряжения действуют в угловых точках в первой и третьей четвертях сечения, причем в первой четверти напряжения являются сжимающими, а в третьей четверти – растягивающими. Эпюра σ в опасном сечении приведена на рис.11.7,б.

Для определения перемещений свободного конца балки используем метод Мора. Построим единичную эпюру \bar{M} (рис.11.7,а) и «перемножим» её по правилу А.К.Верещагина с эпюрами $M_z = M \cos \alpha_p$ и $M_y = M \sin \alpha_p$.

$$v_B = \int_0^l \frac{\bar{M} M_z}{EJ_z} dx = \frac{1}{EJ_z} \left[\frac{1}{6} (2 \cdot 40 \cdot 3 + 2 \cdot 20 \cdot 2 + 40 \cdot 2 + 20 \cdot 3) + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 2 - \frac{10 \cdot 2^3}{12} \cdot \frac{1}{2} \cdot 2 \right] \cos \alpha_p = \frac{96,67 \cdot (10^2)^3 \cos 4^\circ}{2,1 \cdot 10^4 \cdot 7080} = 0,649 \text{ см};$$

$$w_B = \int_0^l \frac{\bar{M} M_y}{EJ_y} dx = \frac{96,67 \cdot (10^2)^3 \sin 4^\circ}{2,1 \cdot 10^4 \cdot 337} = 0,953 \text{ см}.$$

При получении числовых значений перемещений размерность длины в числителе переведена в сантиметры. Суммарное перемещение свободного конца балки равно:

$$f_B = \sqrt{v_B^2 + w_B^2} = \sqrt{0,649^2 + 0,953^2} = 1,153 \text{ см}.$$

Направление суммарного перемещения перпендикулярно к нулевой линии (рис.11.7,б). Плоскость изгиба и силовая плоскость составляют между собой угол $\beta = 55,76^\circ - 4^\circ = 51,76^\circ$.

Пример 11.2. Для шарнирно опертой балки коробчатого сечения из двух сваренных между собой стальных прокатных швеллеров I 24, находящейся в условиях плоского косоугольного изгиба (рис.11.8), определим расчётное значение силы P из условия прочности и построим эпюру σ в опасном сечении. В расчетах примем $R = 210 \text{ МПа} = 21 \text{ кН/см}^2$, $\gamma_c = 0,9$.

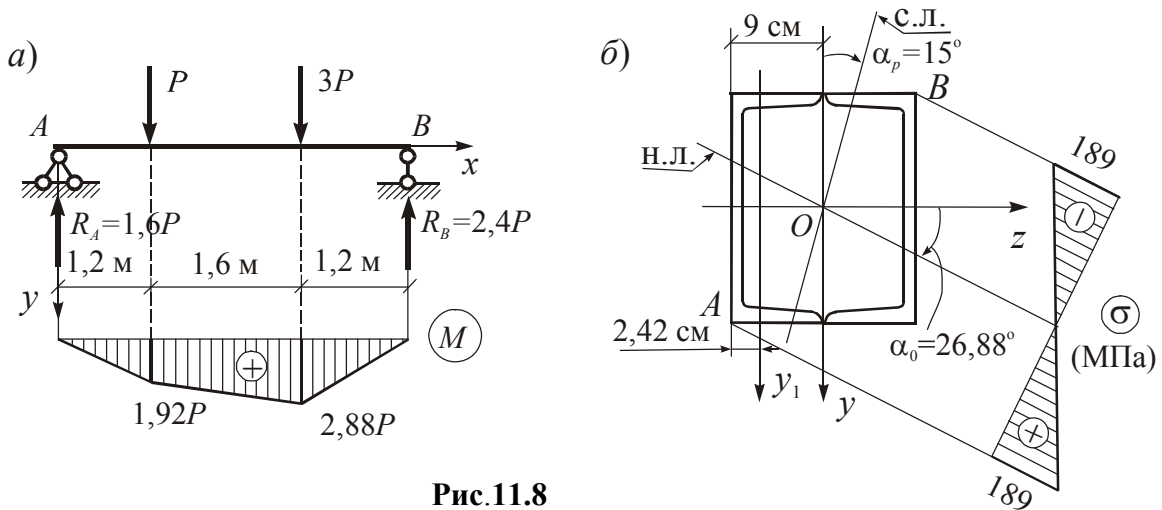


Рис.11.8

Определяем опорные реакции и строим эпюру суммарного изгибающего момента (рис.11.8,а). Опасным является сечение балки под силой $3P$.

Составляющие суммарного изгибающего момента относительно осей Oz и Oy равны:

$$M_z = 2,88P \cos 15^\circ = 2,78P, \quad M_y = -2,88P \sin 15^\circ = -0,745P.$$

Определяем моменты инерции и моменты сопротивления сечения 2Г24.

$$J_z = 2 \cdot 2900 = 5800 \text{ см}^4;$$

$$J_y = 2[J_{y_1} + (b - z_0)^2 F] = 2[208 + (9 - 2,42)^2 \cdot 30,6] = 3066 \text{ см}^4;$$

$$W_z = 2 \cdot 242 = 484 \text{ см}^3; \quad W_y = \frac{J_y}{b} = \frac{3066}{9} = 341 \text{ см}^3.$$

Из условия прочности балки по наибольшим нормальным напряжениям в угловых точках опасного сечения

$$\sigma_{\text{нб}} = \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{2,78 \cdot 10^2 P}{484} + \frac{0,745 \cdot 10^2 P}{341} \leq \gamma_c R = 18,9 \text{ кН/см}^2$$

находим $P \leq 23,8 \text{ кН}$.

При $P = 23,8 \text{ кН}$ напряжения в угловых точках опасного сечения равны $\gamma_c R = 189 \text{ МПа}$.

Определяем угол наклона нулевой линии.

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = -\frac{J_z}{J_y} \operatorname{tg} \alpha_p = -\frac{5800}{3066} \operatorname{tg}(-15^\circ) = 0,507, \quad \alpha_0 = 26,88^\circ.$$

Угол α_p является отрицательным, поскольку изгибающие моменты M_z и M_y имеют разные знаки.

Для построения эпюры σ угол α_0 надо отложить от оси Oz по ходу часовой стрелки. Наибольшие напряжения действуют в угловых точках

четвертой сечения, пересекаемых силовой линией, причем в точке A напряжения являются растягивающими, а в точке B – сжимающими. Эпюра σ приведена на рис.11.8,б.

Пример 11.3. Для шарнирно опертой деревянной балки прямоугольного сечения, находящейся в условиях пространственного изгиба (рис.11.9,а), определим размеры сечения из условия прочности. Построим эпюру σ в опасном сечении. В расчетах примем $h/b = 2$, $R = 13 \text{ МПа} = 1,3 \text{ кН/см}^2$ и $\gamma_c = 1,0$. Значения нагрузок считаем расчетными.

Определяем вертикальные и горизонтальные опорные реакции и строим эпюры M_z и M_y (рис.11.9,а). Момент M_z вызывает растяжение волокон нижней части балки, а момент M_y – растяжение волокон правой части (при взгляде на сечение со стороны положительного направления оси Ox).

Учитывая, что для прямоугольника $k = W_z/W_y = h/b$, определим по формуле (11.9) требуемый момент сопротивления W_y из условий прочности в угловых точках сечений C и D .

Сечение C :

$$W_y \geq \frac{\frac{M_z}{k} + M_y}{\gamma_c R} = \frac{\left(\frac{3}{2} + 2\right) \cdot 10^2}{1,3 \cdot 1,0} = 269 \text{ см}^3.$$

Сечение D :

$$W_y \geq \frac{\left(\frac{6}{2} + 1\right) \cdot 10^2}{1,3 \cdot 1,0} = 308 \text{ см}^3.$$

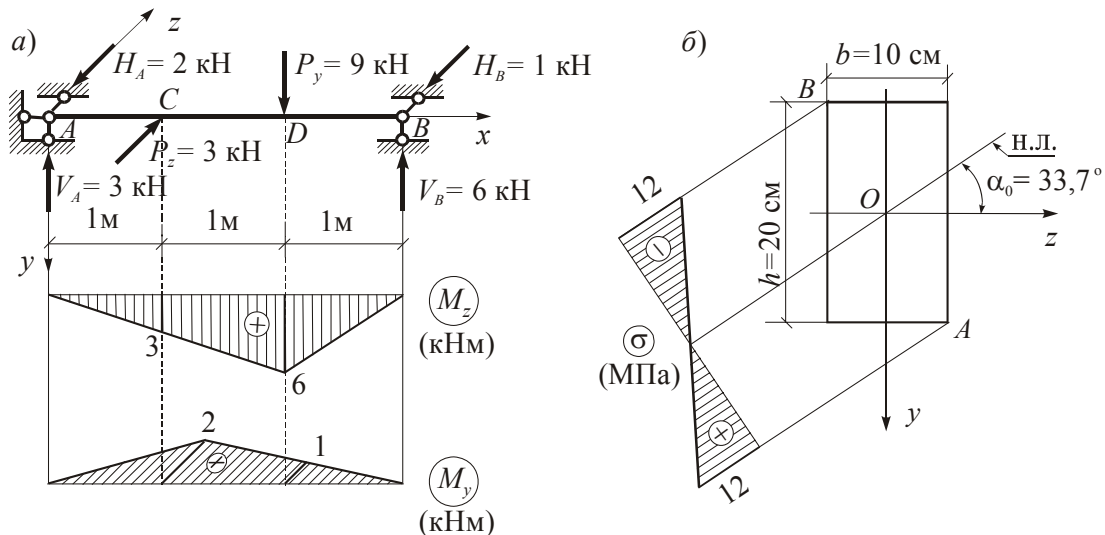


Рис.11.9

Более опасным является сечение D . Определяем требуемые размеры сечения:

$$W_y = \frac{hb^2}{6} = \frac{2b \cdot b^2}{6} \geq 308 \text{ см}^3;$$

$$b \geq 9,74 \text{ см}, \quad h \geq 2 \cdot 9,74 = 19,5 \text{ см}.$$

Принимаем сечение 10×20 см и определяем моменты инерции и моменты сопротивления сечения.

$$J_z = \frac{10 \cdot 20^3}{12} = 6667 \text{ см}^4, \quad W_z = \frac{10 \cdot 20^2}{6} = 667 \text{ см}^3;$$

$$J_y = \frac{20 \cdot 10^3}{12} = 1667 \text{ см}^4, \quad W_y = \frac{20 \cdot 10^2}{6} = 333 \text{ см}^3.$$

Определяем наибольшие по абсолютной величине напряжения в угловых точках A и B опасного сечения и проверяем прочность балки

$$\sigma_{\text{нб}} = \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{6 \cdot 10^2}{667} + \frac{1 \cdot 10^2}{333} =$$

$$= 1,2 \text{ кН/см}^2 = 12 \text{ МПа} < \gamma_c R = 13 \text{ МПа}.$$

Прочность балки обеспечена. Определяем угол наклона нулевой линии в сечении D .

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = -\frac{J_z}{J_y} \cdot \frac{M_y}{M_z} = -\frac{6667}{1667} \cdot \frac{1}{6} = -0,667, \quad \alpha_0 = -33,7^\circ.$$

Поскольку в первой четверти оба изгибающих момента имеют один и тот же знак и вызывают растяжение, нулевая линия проходит через вторую и четвертую четверти сечения. Эпюра σ приведена на рис.11.9,б.

Пример 11.4. Для чугунной консольной балки П-образного сечения, испытывающей пространственный изгиб (рис.11.10,а), определим расчётное значение силы P из условий прочности в зонах растяжения и сжатия. Построим эпюру σ в опасном сечении. В расчетах примем $R_p = 50 \text{ МПа} = 5 \text{ кН/см}^2$, $R_c = 150 \text{ МПа} = 15 \text{ кН/см}^2$ и $\gamma_c = 1,0$.

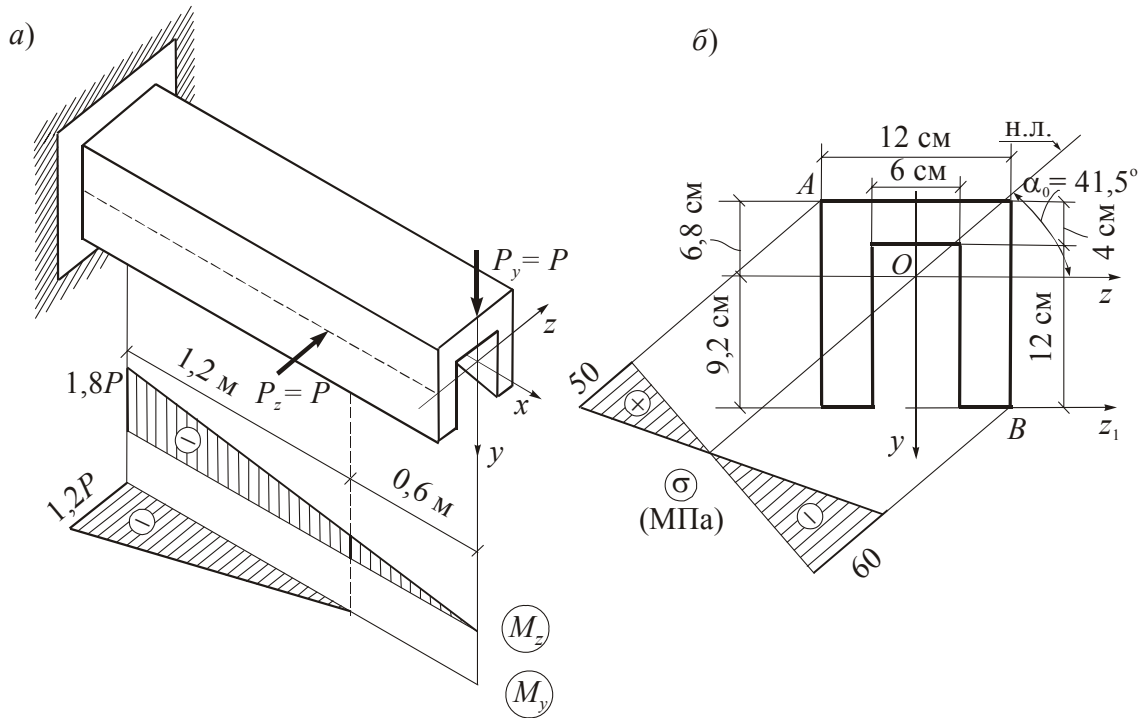


Рис.11.10

Строим эпюры изгибающих моментов M_z и M_y (рис.11.10,а). Оба момента имеют наибольшие значения в заделке и вызывают растяжение в третьей четверти сечения и сжатие – в первой четверти.

Определяем моменты инерции и моменты сопротивления сечения (рис.11.10,б). Поскольку ось Oz не является осью симметрии, необходимо определить моменты сопротивления сечения для верхних и нижних волокон.

$$F = 16 \cdot 12 - 6 \cdot 12 = 120 \text{ см}^2, \quad S_{z_1} = 12 \cdot 16(-8) - 6 \cdot 12(-6) = -1104 \text{ см}^3;$$

$$y_c = \frac{S_{z_1}}{F} = -\frac{1104}{120} = -9,2 \text{ см};$$

$$J_z = J_{z_1} - y_c^2 F = \frac{12 \cdot 16^3}{3} - \frac{6 \cdot 12^3}{3} - 9,2^2 \cdot 120 = 2771 \text{ см}^4;$$

$$W_{zB} = \frac{2771}{6,8} = 407,5 \text{ см}^3, \quad W_{zH} = \frac{2771}{9,2} = 301 \text{ см}^3;$$

$$J_y = \frac{16 \cdot 12^3}{12} - \frac{12 \cdot 6^3}{12} = 2088 \text{ см}^4, \quad W_y = \frac{2088}{6} = 348 \text{ см}^3.$$

Определяем расчетные значения силы P из условий прочности по наибольшим растягивающим и наибольшим сжимающим напряжениям в угловых точках A и B опасного сечения

$$\sigma_{нб} = \sigma_A = \frac{M_z}{W_{zB}} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{1,8 \cdot 10^2 P}{407,5} + \frac{1,2 \cdot 10^2 P}{348} \leq \gamma_c R_p = 5 \text{ кН/см}^2,$$

$$P \leq 6,36 \text{ кН};$$

$$|\sigma_{\text{нм}}| = |\sigma_B| = \frac{M_z}{W_{\text{zn}}} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{1,8 \cdot 10^2 P}{301} + \frac{1,2 \cdot 10^2 P}{348} \leq \gamma_c R_c = 15 \text{ кН/см}^2,$$

$$P \leq 15,9 \text{ кН}.$$

Для обеспечения прочности в зонах растяжения и сжатия надо принять меньшую силу $P = 6,36 \text{ кН}$. При этом наибольшие растягивающие напряжения в точке A равны $\gamma_c R_p = 50 \text{ МПа}$. Вычислим наибольшие сжимающие напряжения в точке B .

$$|\sigma_B| = \left(\frac{1,8 \cdot 6,36}{301} + \frac{1,2 \cdot 6,36}{348} \right) \cdot 10^2 = 6,0 \text{ кН/см}^2 = 60 \text{ МПа}.$$

Зона сжатия существенно недогружена. Определяем угол наклона нулевой линии в опасном сечении.

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = -\frac{J_z}{J_y} \cdot \frac{M_y}{M_z} = -\frac{2771}{2088} \cdot \frac{(-1,2P)}{(-1,8P)} = -0,885, \quad \alpha_0 = -41,5^\circ.$$

Нулевая линия проходит через вторую и четвертую четверти сечения. Эпюра σ приведена на рис.11.10,б.