

§ 2.9. ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТНОГО ИЗУЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ

Оценка свойств материала. В § 2.1—2.8 были получены формулы, устанавливающие закон распределения напряжений по поперечному сечению бруса. Чтобы можно было судить о прочности материала в наиболее напряженных точках сечения, необходимо предварительно выяснить, при какой величине напряжения в нем впервые возникают исчезающие — пластические деформации и какие дополнительные напряжения после этого он сможет еще выдержать до разрушения. Ответить на эти и другие вопросы можно только изучив поведение материала под нагрузкой. Такое изучение проводят на изготовленных из исследуемого материала образцах, подвергнув их с помощью специальных испытательных машин соответствующей деформации: растяжению, сжатию, кручению или изгибу.

Наибольшее распространение получили испытания на растяжение статической нагрузкой. По полученным при этом механическим характеристикам материала можно достаточно верно судить о поведении данного материала и при других деформациях. Для испытания на растяжение обычно применяются стандартные круглые образцы (рис. 2.28) с головками на концах для закрепления в захватах разрывной машины.

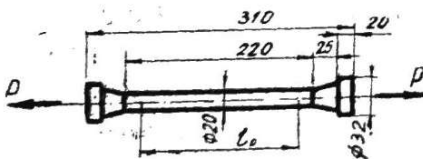


Рис. 2.28

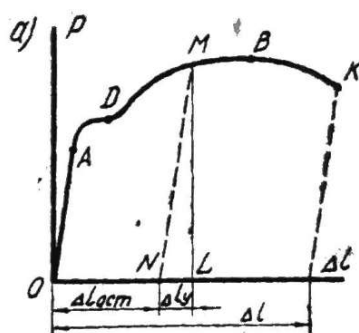
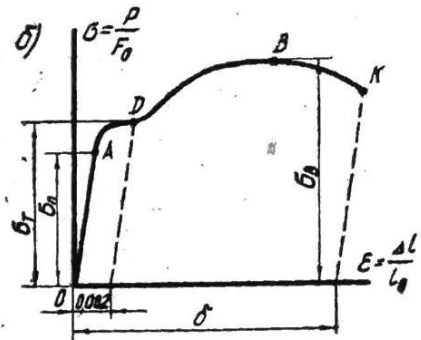


Рис. 2.29



Машинная диаграмма $\Delta l = f(P)$. Испытательные машины снабжены силоизмерительным устройством, фиксирующим усилие P , растягивающее образец, и приспособлением для автоматической записи машинной диаграммы — графической зависимости между усилием P и абсолютным удлинением $\Delta l = f(P)$. На рис. 2.29а приведена машинная диаграмма* растяжения образца из малоуглеродистой стали в отожженном состоянии.

Машинная диаграмма описывает поведение при испытании образца из данного материала, поскольку Δl зависит еще и от

* Диаграмму растяжения можно также построить по результатам непосредственного измерения удлинения на самом образце при фиксированном значении нагрузки на разных стадиях растяжения.

l_0 , а P от F_0 . Чтобы исключить влияние размеров образца и получить диаграмму, характеризующую поведение самого материала, машинная диаграмма перестраивается в диаграмму условных напряжений $\sigma = f(\epsilon)$ путем деления значений нагрузки P на F_0 и удлинений Δl на l_0 , что равносильно изменению масштабов вдоль обеих осей (рис. 2.29б).

Диаграмма $\sigma = f(\epsilon)$. Кривая диаграммы имеет четыре характерных участка, границы которых соответствуют изменению в поведении материала.

Прямолинейный участок OA указывает на линейную пропорциональную зависимость напряжения σ от деформации ϵ в начальной стадии растяжения. Этим самым подтверждается закон Гука при упругом растяжении, согласно которому

$$\sigma = E\epsilon.$$

Предельное значение напряжения $\sigma_{п}$, до которого сохраняется закон Гука, называется *пределом пропорциональности*.

За пределом пропорциональности наряду с упругими деформациями в образце появляются и остаточные деформации, не исчезающие после снятия нагрузки. В соответствии с этим прямая линия диаграммы искривляется и затем в точке D становится параллельной оси абсцисс. Это свидетельствует о том, что удлинение образца растет уже не пропорционально увеличению напряжений в нем: весьма незначительное увеличение напряжений соответствует очень большому нарастанию пластической деформации по всему рабочему объему образца. Материал как бы течет. Поэтому почти горизонтальный участок диаграммы у точки D назвали площадкой текучести, а напряжение $\sigma_{т}$, при котором происходит указанное явление, — *пределом текучести*. При этом напряжении величина остаточной деформации ϵ составляет около 0,002. В связи с чем для тех материалов, у которых на диаграмме четко выраженной площадки текучести не имеется, за предел текучести принимают напряжение, соответствующее остаточной деформации $\epsilon_{т} = 0,002$, и называют его *условным пределом текучести* ($\sigma_{0,2}$).

Пластические деформации происходят вследствие нарушения внутренних связей, препятствующих необратимым сдвигам элементарных частиц материала. При этом, однако, разрушения материала не происходит, напротив, остаточные сдвиги обуславливают *упрочнение металлов*: чтобы дальше продолжать деформирование образца, необходимо вновь увеличивать нагрузку, а значит, и напряжения. На диаграмме эта стадия деформирования образца изображается восходящей кривой DB и называется *участком упрочнения*. Ордината точки B измеряет $\sigma_{в}$ — напряжение, соответствующее самой наибольшей за время испытания нагрузке на образец. До сих пор образец на всей своей расчетной длине l_0 деформировался равномерно.

Последний участок BK диаграммы напряжений, представля-

ющий нисходящую кривую, указывает, что удлинение образца в этой стадии растяжения происходит уже при уменьшающихся напряжениях и заканчивается его разрушением. Моменту разрыва соответствует точка K диаграммы. Такое резкое изменение в поведении образца связано с образованием в нем „шейки“: деформирование, сопровождающееся резким уменьшением площади сечения, происходит на малой части длины образца ($1,0 \div 2,0 d$), тогда как размеры остальных частей образца почти не изменяются. Таким образом, точка B диаграммы соответствует началу процесса разрушения и для растяжения все более утоньшающегося в поперечнике образца нужна все меньшая нагрузка. Напряжение σ_B , при котором начинается разрушение, называется пределом прочности, или временным сопротивлением.

Закон разгрузки. Если разгрузить образец, например, из состояния, отвечающего на диаграмме (рис. 2.29а) точке M , то записывающий аппарат машины вычертит прямую линию MN , параллельную линии OA первого участка. Значит, образец при разгрузке не восстановил свою первоначальную длину: он стал длиннее на величину $ON = \Delta l_{\text{ост}}$, называемую остаточным удлинением. Исчезнувшее при разгрузке удлинение, измеряемое отрезком $NL = \Delta l_y$ — есть упругое удлинение. Следовательно, в любой стадии деформирования за пределом пропорциональности полное удлинение будет равно $\Delta l = \Delta l_y + \Delta l_{\text{ост}}$, причем величина снимаемой упругой деформации прямо пропорциональна величине нагрузки. Значит, при известной величине остаточной деформации по диаграмме можно установить соответствующую ей нагрузку (а также и упругую деформацию) и, наоборот, по известной нагрузке установить $\Delta l_{\text{ост}}$.

Характеристики пластичности. Под пластичностью понимается способность материала получать необратимые (остаточные) деформации, прежде чем он окончательно разрушится. Остаточные деформации образца проявляются в изменении его длины и площади сечения. В соответствии с этим характеристиками пластичности служат:

1) относительное удлинение при разрыве

$$\delta = \frac{l_k - l_0}{l_0} \cdot 100\%,$$

где l_k — конечная длина образца, определяемая замером плотно сложенных частей разорванного образца;

2) относительное уменьшение площади начального сечения образца в месте разрыва

$$\psi = \frac{F_0 - F_k}{F_0} \cdot 100\%,$$

где F_k — площадь сечения в месте разрыва.

Диаграммы напряжений для различных металлов. У большинства металлов диаграммы напряжений при растяжении имеют вид (рис. 2.30), значительно отличающийся от только что рассмотренной диаграммы малоуглеродистой стали (кривая 2). Например, нет площадки текучести и последнего четвертого участка диаграммы у закаленной стали (кривая 1), чугуна (кривая 4), латуни (кривая 5) и других металлов; у отожженной меди (кривая 6) очень мал начальный прямолинейный участок, зато имеется большой 3-й участок упрочнения, которого почти нет на диа-

грамме стальной проволоки (кривая 3), полученной холодным волочением и т. д.

Диаграммы, полученные при других видах деформирования (сжатии, кручении и изгибе), также имеют характерный для каждого металла вид.

Итак, диаграммы, а следовательно, и характеризуемые ими механические свойства у различных материалов существенно различаются. В зависимости от вида диаграмм, полученных при испытании материалов на растяжение и сжатие статической нагрузкой при обыкновенной температуре, они подразделяются на *пластичные* ($\delta > 5\%$) и *хрупкие* ($\delta \leq 5\%$).

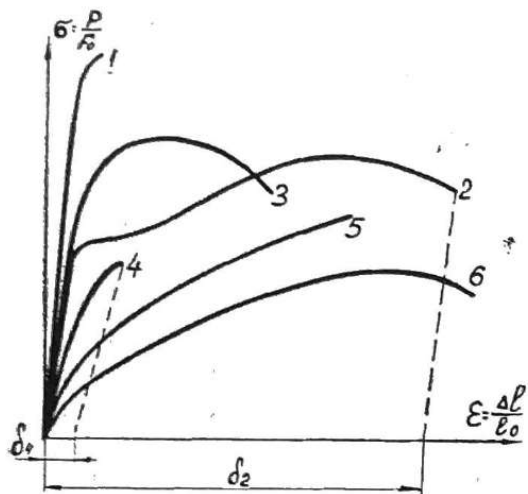


Рис. 2.30

Пластичные материалы одинаково сопротивляются как растяжению, так и сжатию и разрушаются после значительных пластических деформаций. Хрупкие материалы сопротивляются сжатию много лучше, чем растяжению, у них отсутствует текучесть и разрушаются они при весьма малых остаточных деформациях.

Указанное разделение материалов является условным. Правильнее го-

ворить о пластичном и хрупком *состояниях* материала, так как свойство пластичности и хрупкости определяется не только природой материала, а и зависит от условий нагружений, формы образца, температуры испытания и других факторов. Так, цилиндрический образец из камня в условиях всестороннего сжатия деформируется как пластичный, в то же время малоуглеродистая сталь при низких температурах дает совершенно хрупкое разрушение.

Предельные напряжения. Предельными напряжениями называются такие напряжения, при которых появляются пластические деформации (если материал пластичный) или признаки хрупкого разрушения (если материал хрупкий).

В связи с этим в машиностроении за предельные, опасные напряжения принимаются:

для деталей из пластичного материала

$$\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{T}}$$

для деталей, изготовленных из хрупкого, а в некоторых случаях и из умеренного пластичного материала

$$\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{В}}$$

Величины предельных напряжений для каждого материала определяются или непосредственно из специальных испытаний лабораторных образцов или по имеющимся в технических спра-

вочниках официальным данным, установленным другими исследователями.

Допускаемые напряжения. Для безопасной работы конструкции напряжения, возникающие в ее элементах, должны быть меньше предельных значений. Допускаемыми напряжениями (обозначаются $[\sigma]$ и $[\tau]$) называются наибольшие напряжения, при которых обеспечивается прочность и долговечность конструкции. За допускаемое напряжение принимают некоторую часть от предельного

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T} \quad \text{или} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_B}. \quad (2.59a)$$

Аналогично при кручении:

$$[\tau] = \frac{\tau_T}{n_T} \quad \text{или} \quad [\tau] = \frac{\tau_B}{n_B}. \quad (2.59б)$$

Здесь n_T и n_B — есть коэффициенты запаса соответственно по пределу текучести и пределу прочности.

Правильный выбор запаса прочности n_T , n_B имеет исключительно важное значение. При недостаточном запасе может произойти разрушение детали, чрезмерный запас ведет к ее удорожанию.

При назначении запаса прочности учитывается целый ряд обстоятельств:

а) возможность отклонения действительных нагрузок при эксплуатации от расчетных;

б) приближенность расчетных формул;

в) неоднородность структуры, вследствие которой механические свойства материала детали могут отличаться от свойств лабораторных образцов;

г) степень ответственности рассчитываемой детали и серьезность тех последствий, которые повлекут за собой ее разрушение;

д) концентрация напряжений (см. § 2.11).

Большую помощь при выборе запаса может оказать опыт создания и эксплуатации машин аналогичных конструкций.

С целью дать представление о возможных величинах коэффициента запаса, приведем их ориентировочные значения*:

а) для пластичных материалов

$$n_T = 1,25 \div 2,0;$$

б) для хрупких материалов

$$n_B = 2,4 \div 5,0.$$

При этом для хрупких материалов, по-разному сопротивляющихся растяжению и сжатию, будем иметь два допускаемых

* Более подробно вопрос о выборе запаса прочности изучается в курсе «Детали машин».

напряжения — на сжатие $[\sigma]_c$ и на растяжение $[\sigma]_p$. Для пластичных же материалов, имеющих одинаковые пределы текучести при растяжении и сжатии,

$$[\sigma]_p = [\sigma]_c = [\sigma].$$

В связи с тем, что механические испытания материалов на кручение производятся реже, чем на растяжение, допускаемое напряжение $[\tau]$ на кручение определяется обычно не по формуле (2.596), а в зависимости от $[\sigma]$ того же материала. Учитывая, что между пределами текучести при кручении и растяжении для пластичных материалов имеется зависимость

$$\tau_T = (0,5 \div 0,6) \sigma_T,$$

для стали принимают

$$[\tau] = (0,5 \div 0,6) [\sigma].$$

Для хрупких материалов берут

$$[\tau] = (0,7 \div 1,0) [\sigma]_p.$$

Эти значения допускаемых напряжений можно принимать только при кручении элементов конструкций статическими нагрузками. Кручение же валов, как правило, сопровождается изгибом, причем напряжения в них периодически во времени изменяются. Это делает условия деформирования материала более тяжелыми и заставляет допускаемые напряжения для стальных валов снизить до величины

$$[\tau] = (2 \div 4) 10^7 \text{ н/м}^2.$$

§ 2.10. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПРОСТЕЙШИХ ДЕФОРМАЦИЯХ

Условие прочности при простейших деформациях. При проектировании детали, испытывающей простейшие деформации, основные ее размеры определяются из условия прочности

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n}, \quad (2.60a)$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{n}, \quad (2.60b)$$

выражающего требование, чтобы наибольшие напряжения, возникающие в детали при действии на нее заданной нагрузки, были бы меньше или равны допускаемому для данного материала напряжению.

Оценку прочности бруса можно произвести и по действительному коэффициенту запаса n_0 , сравнив его с нормативным

$$n_0 = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma_{\text{max}}} \geq n \quad (2.61a)$$

или

$$n_0 = \frac{\tau_{\text{пред}}}{\tau_{\text{max}}} \geq n. \quad (2.61б)$$

Область применения условий прочности $\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]$ и $\tau_{\text{max}} \leq [\tau]$. Остановимся несколько подробнее на вопросе о том, в каких случаях следует применять условия прочности (2.60).

При растяжении образца в его поперечных сечениях действуют равномерно распределенные нормальные напряжения σ_z . В продольных сечениях никаких напряжений нет. Поэтому все частицы материала находятся в условиях *однородного* растяжения только в одном направлении (одноосное растяжение, рис. 2.31а).

При кручении образца (в форме тонкостенной трубки) все элементарные частицы материала находятся в условиях *однородной* деформации чистого сдвига (рис. 2.31б).

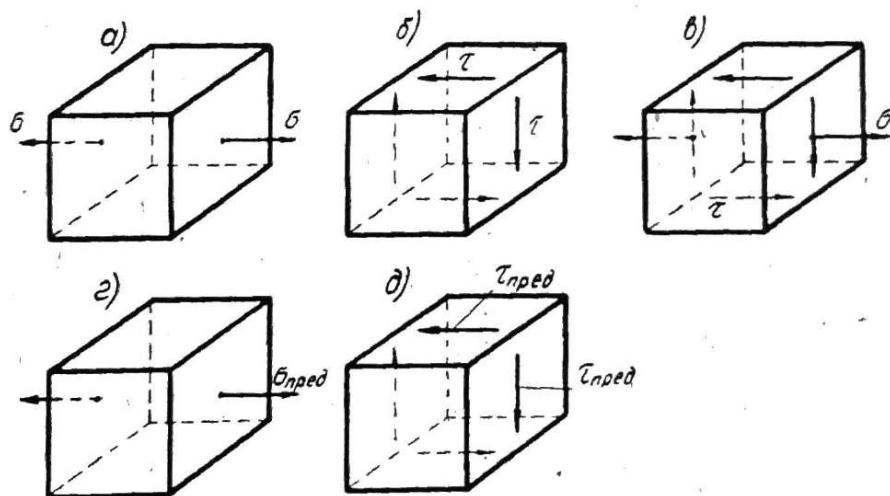


Рис. 2.31

При наступлении опасного состояния текучести или окончательного разрушения любая из частиц образца будет находиться под действием предельных напряжений $\sigma_{\text{пред}}$ или $\tau_{\text{пред}}$ (рис. 2.31в, д).

Отсюда следует, что оценивать прочность путем сравнения с предельным напряжением непосредственно по условию

$$\sigma_{\text{max}} \leq \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n} = [\sigma],$$

кроме растянутых (сжатых) брусьев, можно и при других видах нагружения тела, однако только в тех точках, напряженное состояние которых представляет одноосное растяжение (рис. 2.31а) или сжатие. Аналогично условие

$$\tau_{\text{max}} \leq \frac{\tau_{\text{пред}}}{n} = [\tau],$$

помимо кручения, применимо для проверки прочности материала всех тех частиц бруса (при любых видах его нагружения), напряженное состояние которых есть состояние чистого сдвига (рис. 2.31б). Словом, оценивать прочность по данным уравнениям можно только тех частиц материала, напряженное состояние которых *однотипно* с напряженным состоянием предельных частиц (рис. 2.31г, д). Эти условия прочности нельзя применять для случаев, когда частицы материалов испытывают одновременное действие σ и τ (рис. 2.31в), так как совместному их действию материал будет сопротивляться уже иначе, нежели каждому из напряжений порознь. О том, как проверить прочность материала в таких точках тела, будет сказано в следующей главе.

Условие прочности при растяжении, кручении и изгибе. Условия прочности (2.60) должны выполняться по всему объему бруса, в любой его точке. Очевидно, прежде всего, надо установить точки с наибольшими напряжениями. Для этой цели вначале по эпюрам внутренних усилий N , M и Q устанавливаются опасные сечения, а затем по формулам этой главы — напряжения в них. В брусках, испытывающих растяжение, кручение и изгиб, наиболее напряженными оказываются те точки опасного сечения, в которых напряжения σ_z или τ_z достигают наибольшей величины.

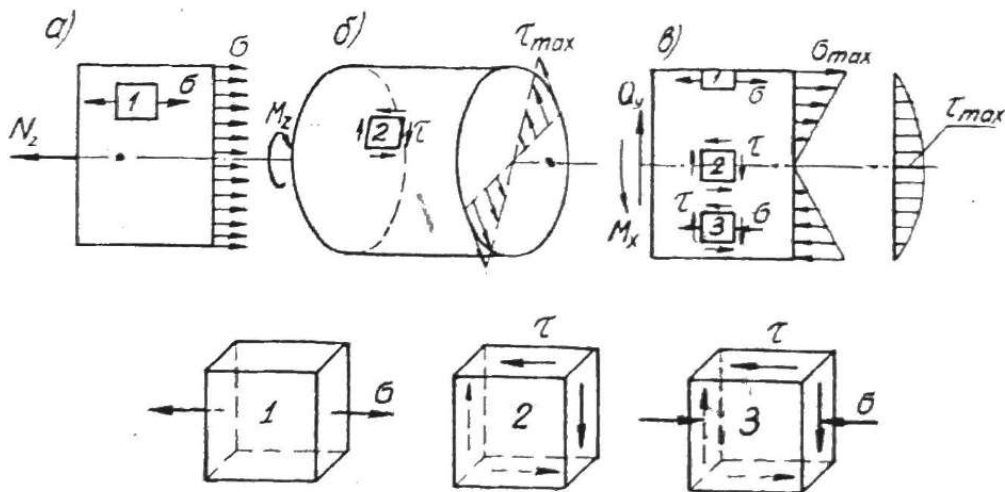


Рис. 2.32

На рис. 2.32 показано распределение напряжений в поперечных сечениях бруса при растяжении, кручении и поперечном изгибе. Здесь же изображены элементарные частицы материала, выделенные в окрестности характерных точек сечения бруса. Оказывается, что элементарные частицы материала в наиболее напряженных точках бруса находятся в состоянии одноосного растяжения (сжатия) или чистого сдвига. Хотя промежуточные точки сечения изогнутого бруса (например, точка 3, рис. 2.32в) и находятся под совместным действием σ_z и τ_z , их напряженное состояние только в редких случаях может оказаться более опас-

ным*, чем в точках нейтральной оси (здесь $\tau_{zy} = \tau_{\max}$) и в наиболее от нее удаленных точках сечения, где $\sigma_z = \sigma_{\max}$.

Таким образом, при простейших деформациях брусьев их достаточно рассчитать на прочность по наибольшим напряжениям в поперечных сечениях.

Подставляя значения этих напряжений согласно (2.13), (2.17), (2.38) и (2.42) в условия прочности (2.60), получим основные формулы для расчетов бруса на прочность: при растяжении (сжатии)

$$\sigma_{\max} = \frac{N_z}{F} \leq [\sigma], \quad (2.62a)$$

при кручении

$$\tau_{\max} = \frac{M_z}{W_p} \leq [\tau], \quad (2.62b)$$

при изгибе

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x} \leq [\sigma], \quad (2.62в)$$

$$\tau_{\max} = \frac{Q(S_x)_{\max}}{I_x b} \leq [\tau]. \quad (2.62г)$$

Расчеты показывают, что у подавляющего большинства изогнутых брусьев, поперечные сечения которых определены из условия прочности (2.62в) по нормальным напряжениям, наибольшие касательные напряжения во много раз меньше допускаемой для них величины. В связи с этим в расчетах брусьев, работающих на изгиб, можно ограничиться соблюдением условия (2.62в).

Три типа задач при расчетах на прочность. В зависимости от целевого назначения в расчетах на прочность приходится встречаться со следующими тремя типами задач.

1. *Проверка прочности элемента конструкции* (бруса) в наиболее напряженном сечении, которое при неизменных по длине бруса размерах совпадает с сечением, где действуют наибольшие усилия N_z , M_z , M_x . Если брус состоит из нескольких участков с неодинаковыми размерами поперечных сечений, то проверку прочности надо выполнять для каждого участка. При этом расчете размеры бруса, его материал (а следовательно, предельное и допускаемое напряжения) и нагрузка должны быть известны. Определению подлежит возникающее от заданной нагрузки наибольшее напряжение, которое и сравнивается с допускаемым** по формулам (2.62)***.

При расчете на прочность следует стремиться к полному использованию механических качеств материала, т. е., чтобы наи-

* Оценка прочности для частиц, подверженных одновременному воздействию σ и τ , дается в следующей главе.

** В отдельных случаях наибольшее напряжение сравнивается с предельным и по полученной величине коэффициента n_d делается заключение, достаточен ли такой запас прочности или мал. В случае необходимости ставится вопрос об изменении или величины нагрузки, или размеров детали.

*** Для брусьев некруглого сечения в (2.62б) W_p надо заменить W_k .

большие напряжения в нагруженной детали (так называемые рабочие напряжения) равнялись допускаемому напряжению. При обычных технических расчетах расхождение между величинами рабочих и допускаемых напряжений, как правило, не должно превышать $\pm 5\%$.

2. *Определение безопасной нагрузки* — грузоподъемности конструкции. По известным размерам и материалу (допускаемому напряжению) сначала определяется допустимое значение внутреннего усилия в опасном сечении бруса. Для этого наибольшее напряжение в опасной точке данного сечения приравнивается допускаемому напряжению и уравнение прочности (2.62) решается относительно усилия. В результате получим:

$$\text{при растяжении (сжатии)} \quad [N_z] = [\sigma] F, \quad (2.63a)$$

$$\text{при кручении} \quad [M_z] = [\tau] W_p, \quad (2.63б)$$

$$\text{при изгибе} \quad [M_x] = [\sigma] W_x. \quad (2.63в)$$

Затем на основании эпюры этого усилия для рассчитываемой конструкции устанавливают безопасную величину самой нагрузки.

3. *Определение прочных размеров* поперечных сечений (при проектном расчете). Нагрузка, материал (допускаемое напряжение) и форма поперечного сечения детали в этом расчете известны. Определению подлежат размеры сечения. Расчет выполняется по формулам:

$$\text{при растяжении (сжатии)} \quad F \geq \frac{N_z}{[\sigma]}, \quad (2.64a)$$

$$\text{при кручении} \quad W_p \geq \frac{M_z}{[\tau]}, \quad (2.64б)$$

$$\text{при изгибе} \quad W_x \geq \frac{M_x}{[\sigma]}. \quad (2.64в)$$

Установив требуемую величину площади или момента сопротивления сечения, затем находят и сами размеры сечения или подбирают (по W_x) номер стандартного профиля бруса по таблицам ГОСТа. Для сечений несимметричных относительно нейтральной оси в этих таблицах приведены не W_x , а значения осевого момента инерции I_x и расстояния от крайних точек до центра тяжести. В связи с этим размеры таких сечений устанавливаются подбором в результате нескольких попыток.

Например, для сечения из двух уголков (рис. 2.33), учитывая, что материал (сталь) одинаково сопротивляется растяжению и сжатию, условие прочности запишется в виде

$$\frac{M_x(B - y_0)}{2I_x} \leq [\sigma]$$

или

$$\frac{I_x}{B - y_0} \geq \frac{M_x}{2[\sigma]}.$$

Отсюда следует, что $\left(\frac{y}{R}\right)_{\max} = \frac{y_2}{R_2}$ и наибольшие по абсолютной величине напряжения возникнут в точках, самых удаленных от центра кривизны бруса. Учитывая, что $S_x = Fy_0 = 0,528 b^3$, по формуле (2.51) найдем

$$\sigma_{\max} = \sigma_{(R=R_2)} = \frac{M_x \cdot 0,1399}{0,528 b^3} = 0,265 \frac{M_x}{b^3},$$

$$\sigma_{(R=R_1)} = \frac{M_x \cdot 0,0974}{0,528 b^3} = 0,184 \frac{M_x}{b^3}.$$

Знак для напряжений должен быть взят в соответствии с характером деформации крайних волокон. Имея общие выражения для напряжений и зная допускаемые напряжения на растяжение и сжатие, не представляет труда в зависимости от постановки конкретной задачи установить или безопасную величину M_x (при заданном размере b), или прочный размер b сечения (при заданном M_x).

§ 2.11. ПОНЯТИЕ О КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ

Концентрация напряжения. Концентрация напряжения выражается в резком изменении характера распределения напряжений по сечению детали и проявляется в виде острых пик напряжений, захватывающих очень малые зоны сечений, в связи с чем эти напряжения называют местными. Вызываются они резким изменением размеров или формы сечения детали вследствие наличия отверстий, галтелей, выточек, всякого рода надрезов и тому подобных геометрических факторов.

Например, при растяжении полосы с отверстием (рис. 2.37а) закон равномерного распределения напряжений вблизи отверстия нарушается появлением пика напряжений у края отверстия, величина которого зависит от отношения $\frac{d}{a}$. Аналогично при кручении ступенчатого вала линейный закон распределения касательных напряжений по сечению резко нарушается во всей области перехода одной ступени в другую (рис. 2.37б). Причем вблизи основания галтели это местное увеличение касательных напряжений будет самым наибольшим и зависит оно от отношения $\frac{\rho}{d}$. С подобным же явлением встречаемся, например, и при изгибе бруса с двусторонними выкружками. Местное увеличение напряжений будет самым наибольшим у дна выточек (рис. 2.37в) и зависит оно от отношения $\frac{\rho}{a}$.

Концентрация напряжения возникает также при передаче усилий от одного тела к другому в зонах их контакта. Например, в местах посадки на вал шкивов, маховиков и зубчатых колес (рис. 2.37 г).

Напряжения, вычисленные без учета концентрации по выведенным в этой главе формулам, называются номинальными. Так, в случае изгиба бруса прямоугольного сечения шириной b , изображенного на рис. 2.37 в, номинальное напряжение в точках на дне выкружек будет равно:

$$\sigma_{\text{ном}} = \frac{M}{W} = \frac{6M}{ba^2}$$

Следует, однако, иметь в виду, что номинальные напряжения это всего-навсего условные (расчетные), но не фактические напряжения. Дело в том, что в области резкого изменения размеров и формы сечения детали гипотеза о плоских сечениях, а следовательно, и формулы, полученные на ее основе, несправедливы. Поэтому местные напряжения, обусловленные всякого рода концентраторами, определяются экспериментальным путем на моделях, чаще всего с помощью поляризационно-оптического способа* и методами теории упругости. Наряду с этим в последнее время получает широкое распространение и приближенное вычисление местных напряжений методами сопротивления материалов на основе гипотезы *неплоских сечений*, предложенной профессором А. В. Верховским [5] (см. приложение II).

Степень концентрации местных напряжений при упругом состоянии материала характеризуется теоретическим коэффициентом концентрации

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{ном}}} \quad \text{и} \quad \alpha_{\tau} = \frac{\tau_{\text{max}}}{\tau_{\text{ном}}}$$

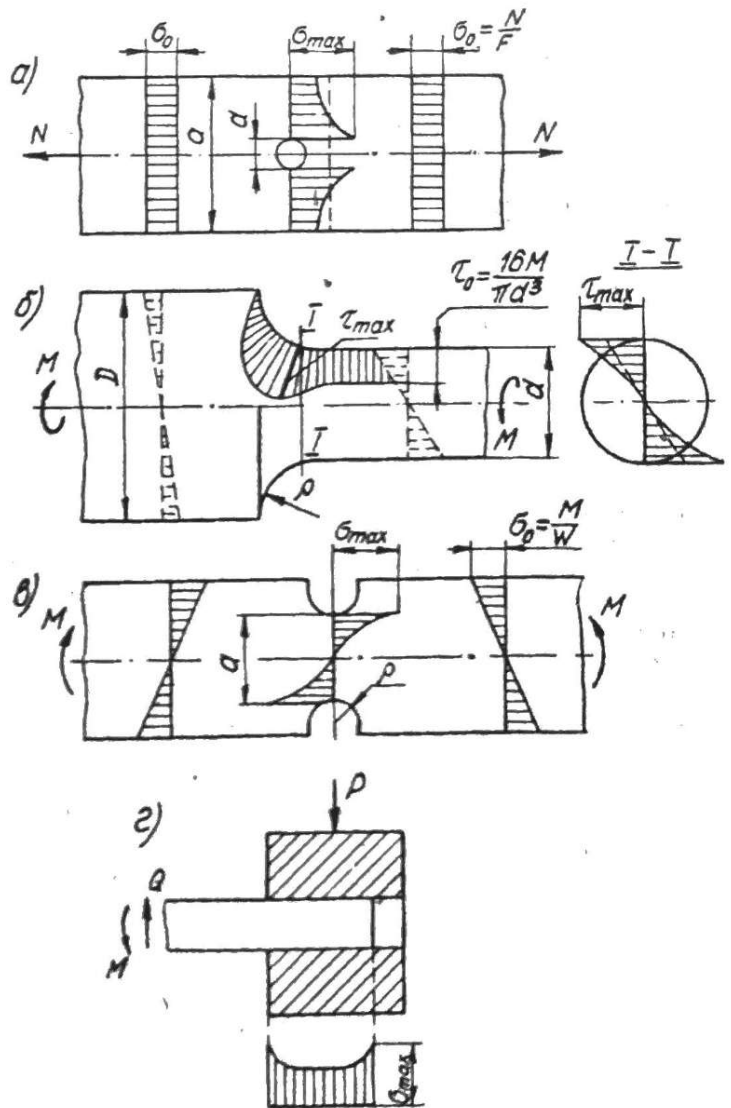


Рис. 2.37

* См., например, М. Фрохт. Фотоупругость, т. 1 и 2. ГИТТЛ, 1948, 1950.

где $\sigma_{\max} (\tau_{\max})$ — наибольшее местное напряжение, а $\sigma_{\text{ном}} (\tau_{\text{ном}})$ — номинальное напряжение, вычисленное для этой же точки.

Поскольку данные по величине α приводятся в виде графиков и таблиц в справочной литературе, максимальные напряжения легко вычислить через номинальные

$$\sigma_{\max} = \alpha_{\sigma} \sigma_{\text{ном}},$$

$$\tau_{\max} = \alpha_{\tau} \tau_{\text{ном}}.$$

Расчеты на прочность при концентрации напряжений. Расчет на прочность детали сложной формы осуществляется по условию прочности (2.60). Подставляя в (2.60) $\sigma_{\max} (\tau_{\max})$ из предыдущих зависимостей, получим

$$\sigma_{\text{ном}} \leq \frac{[\sigma]}{\alpha_{\sigma}},$$

$$\tau_{\text{ном}} \leq \frac{[\tau]}{\alpha_{\tau}}.$$

Таким образом, расчет на прочность брусков, имеющих концентраторы напряжений, можно производить по некоторому условному (номинальному) напряжению, принимая при расчете допускаемое напряжение в α_{σ} (α_{τ}) раз меньшем.

Следует иметь в виду, что такой метод расчета остается справедливым только для хрупких материалов. У пластичных

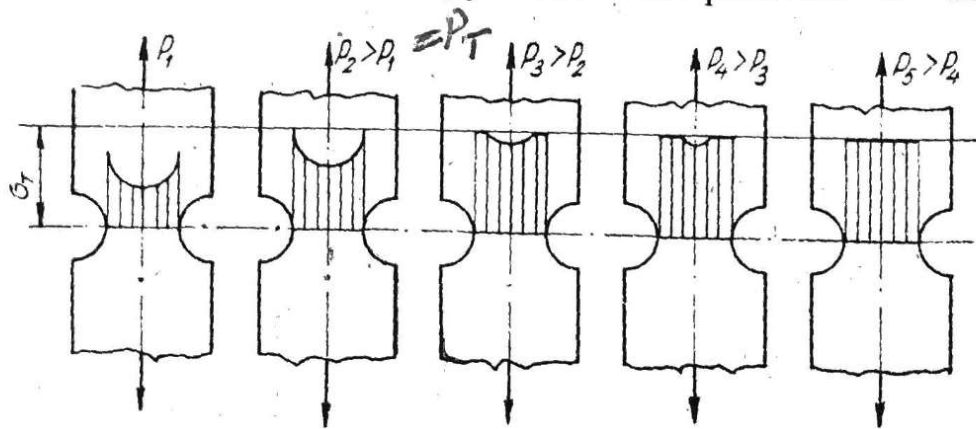


Рис. 2.38

материалов в месте концентрации (при достаточно большой нагрузке) напряжения, достигнув предела текучести, не увеличиваются (рис. 2.38), и материал некоторое время деформируется без дальнейшего повышения напряжений. Последующее распространение пластических деформаций приводит к сглаживанию пиков напряжений. Это позволяет у пластичных материалов при статических нагрузках концентрацию напряжений не учитывать и расчет на прочность проводить по условию прочности (2.60)

$$\sigma_{\text{ном}} \leq [\sigma],$$

$$\tau_{\text{ном}} \leq [\tau].$$

Если напряжения во времени периодически изменяются, то наличие концентраторов резко снижает прочность для всех материалов. В этом случае разрушение пластичных материалов происходит при напряжениях, меньших предела текучести, т. е. еще до того, как напряжения сгладятся. Это заставляет и пластичные материалы при знакопеременных (и ударных) нагрузках рассчитывать с учетом концентрации напряжений по [1÷4].

Понятие о методе расчета по предельному состоянию. Изложенный метод расчета по допускаемому напряжению основан на оценке прочности элементов конструкции по наибольшим напряжениям в опасной точке (точнее, по совокупности напряжений на нескольких площадках в этой точке). Этот метод используется при решении большинства практических задач.

В ряде случаев вместо такого способа оценки пригодности всей конструкции по напряжениям в одной лишь точке применяется *метод расчета конструкции по предельной разрушающей нагрузке*. Сущность его заключается в том, что расчетным путем устанавливаются не напряжения, а предельная нагрузка на всю конструкцию и сравнивается с рабочей нагрузкой. По найденной из такого сравнения величине запаса делается заключение о прочности данной конструкции в условиях ее эксплуатации. Однако расчетным путем установить предельную нагрузку можно только в наиболее простых конструкциях.

В случае, когда решающим при эксплуатации конструкции является требование наименьшего искажения ее формы, расчет ведется *по методу допускаемых перемещений*, называемой также *расчетом на жесткость*.

Более подробно о расчете по предельному состоянию см. приложение III.

После изучения этой главы следует просмотреть задачи 19÷30 [6].

§. 2.12. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ СМЯТИИ И СДВИГЕ

Расчеты на прочность при смятии. Явление смятия возникает на поверхности контакта двух сжимаемых тел. Сопротивляемость смятию обычно выше, чем сжатию, потому что смятие распространяется только на часть материала, находящуюся вблизи зоны контакта.

В первом приближении расчет на смятие производится условно по среднему напряжению

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где $F_{\text{см}}$ — проекция контактной поверхности на плоскость, перпендикулярную сминающей силе P ;

$[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение на смятие, оно обычно в 2—2,5 раза больше допускаемого напряжения на сжатие.

Опытные и теоретические исследования показывают, что действительное распределение напряжений при смятии более сложное и может быть найдено методами теории упругости.

Расчеты на прочность при сдвиге. В соединениях, работающих на сдвиг (заклепочные, болтовые, сварные соединения, врубки), в поперечных сечениях возникают значительные поперечные силы, по сравнению с которыми влияние изгибающих моментов оказываются пренебрежимо малым. Это позволяет расчет на прочность проводить только по касательным напряжениям:

$$\frac{Q_y S_x}{I_x \cdot b} \leq [\tau].$$

В первом приближении можно расчет на сдвиг проводить и по упрощенной формуле, принимая напряжения равномерно распределенными по поперечному сечению:

$$\frac{Q_y}{F} \leq [\tau].$$

5.5. РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ

Части конструкций соединяются в единое целое с помощью крепежных изделий и сварки. Под нагрузкой элементы крепежа (заклепки, болты, штифты и т.п.) и сварные швы испытывают сложные напряженные состояния, которые трудно исследовать теоретически. Поэтому применяют приближенные методы расчета прочности соединений, при которых упрощают реальные схемы, определяют не действительные, а условные напряжения и сравнивают их с допускаемыми напряжениями, найденными из опыта.

Основные допущения, положенные в основу расчетов на срез и смятие, следующие:

1. Общее усилие, передаваемое соединением, распределено равномерно между его элементами, то есть каждая заклепка, болт передает одинаковое усилие;
2. Принимают, что напряжения равномерно распределены по расчетному сечению.

Рассмотрим основные положения расчетов заклепочных (болтовых) и сварных соединений элементов металлоконструкций.

5.5.1. Заклепочные (болтовые) соединения

На рис. 5.41 и 5.42 показаны два типа заклепочных соединений листов, растягиваемых силами F : соединение листов внахлестку (рис. 5.41) и встык с применением накладок (рис. 5.42). Заклепки препятствуют взаимному смещению соединяемых элементов, объединяя их в единую конструкцию.

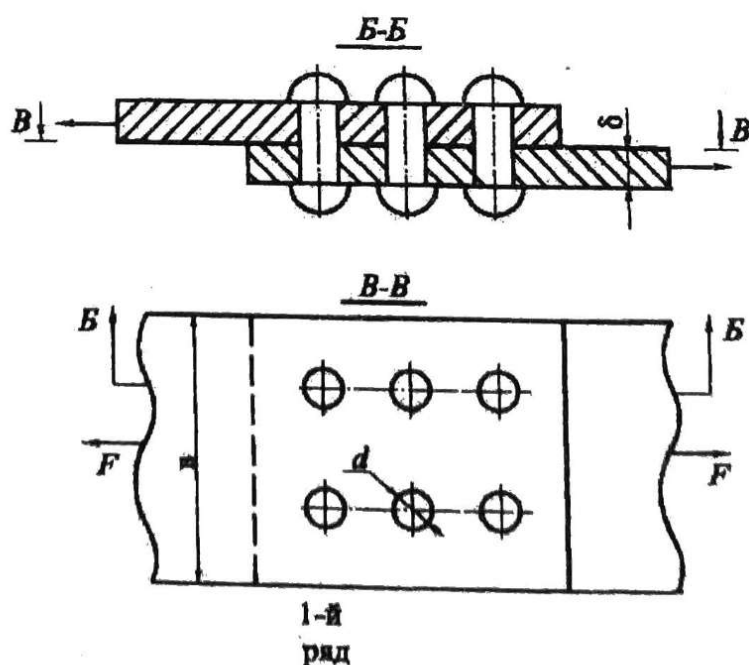


Рис. 5.41

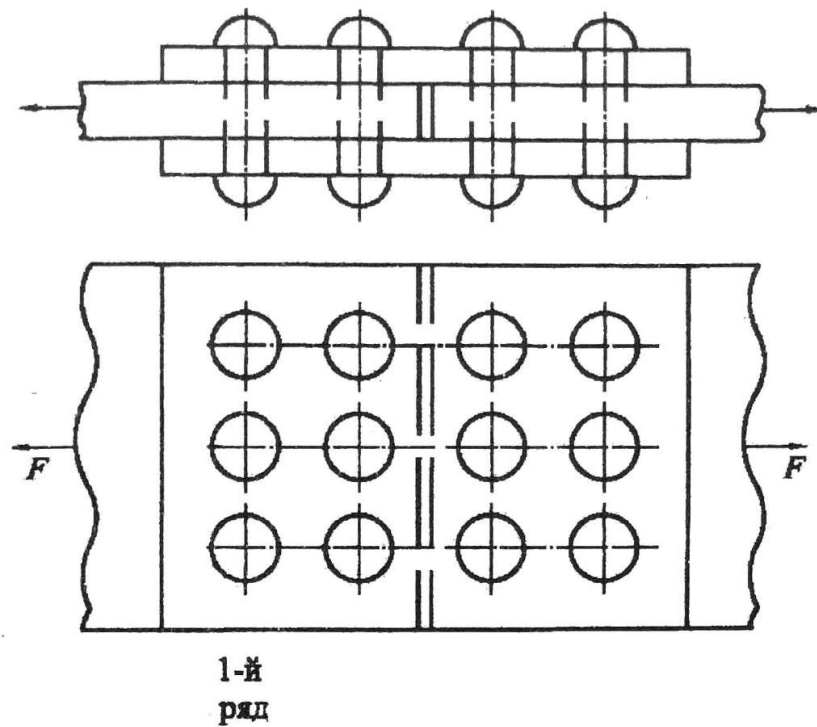


Рис. 5.42

На основе приведенного выше допущения можно сделать вывод, что если в соединении имеется n заклепок, то каждая заклепка воспринимает и передает с элемента на элемент силу $F_1 = F/n$.

При соединении внахлестку в стержне заклепки по плоскости контакта между элементами (плоскость среза) возникает сдвигающая сила, равная F_1 . Принимая распределение касательных напряжений по плоскости среза заклепки равномерным, получим

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_1}{A_{\text{ср}}} = \frac{F}{n \frac{\pi d^2}{4}},$$

где d – диаметр заклепки.

Тогда условие прочности заклепки по срезу запишется так:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{n\pi d^2} \leq [\tau_{\text{ср}}] \quad (5.61)$$

где $[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез, зависящее от материала соединительных элементов и условий работы конструкции.

При статической нагрузке обычно принимают

$$[\tau_{\text{ср}}] = (0,6 \div 0,8)[\sigma_p].$$

Как правило, работа крепежных элементов на срез (сдвиг) сопровождается возникновением напряжений смятия на поверхности их контакта с соединяемыми деталями конструкции. Так как определение нормальных

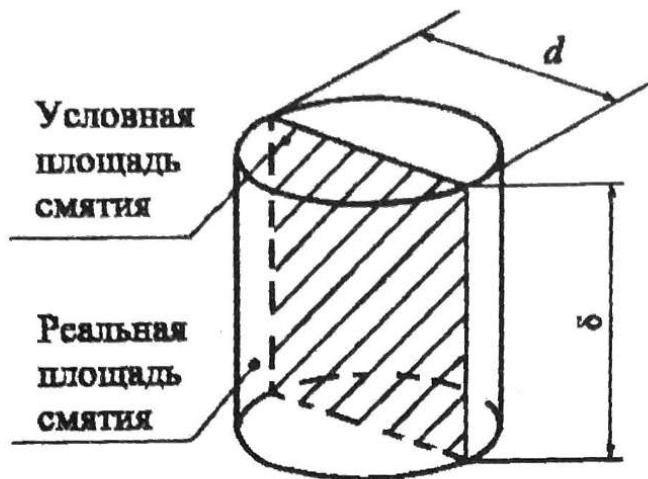


Рис. 5.43

напряжений на цилиндрической поверхности контакта затруднительно, реальная поверхность смятия заменяется условной, полученной при сечении заклепки диаметральной плоскостью (рис. 5.43). На условной площади смятия ($d \times \delta$) напряжения $\sigma_{см}$ принимают распределенными равномерно, и условие прочности на смятие запишется в виде

$$\sigma_{см} = \frac{F}{nd\delta} \leq [\sigma_{см}] \quad (5.62)$$

где $\sigma_{см}$ - условное рабочее напряжение смятия; $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение на смятие; обычно в машиностроении принимают $[\sigma_{см}] = (1,7 \div 2)[\sigma_p]$

Если толщина соединяемых листов не одинакова, то проверку прочности на смятие по условию (5.62) проводят, подставляя в него минимальную толщину (δ_{min}).

Рассмотрим заклепочное соединение листов встык с применением накладок (рис. 5.42). В таком соединении заклепки называются *двухсрезовыми*, так как усилие с листа на две накладки и дальше на лист передается через две плоскости среза. Поэтому $A_{ср} = 2\pi d^2 / 4$, и условие прочности заклепки на срез будет иметь вид

$$\tau_{ср} = \frac{2F}{n\pi d^2} \leq [\tau_{ср}] \quad (5.63)$$

Условие прочности на смятие в данном соединении остается прежним. Однако следует учесть, что усилие F , действующее на лист толщиной δ_n , воспринимается двумя накладками, суммарная толщина которых $2\delta_n$. Поэтому в условие прочности (5.62) вместо δ подставляют $2\delta_n$, если $\delta_n > 2\delta_n$, или δ_n , если $2\delta_n > \delta_n$.

Расчет соединений на болтах, оси которых перпендикулярны направлению усилий в соединяемых элементах, принципиально не отличается от рассмотренного расчета заклепочных соединений. Остаются прежними условия прочности на срез (5.61) и смятие (5.62). С помощью этих условий можно решать три вида задач:

1) определение необходимого числа n заклепок (болтов), если заданы растягивающая сила F , диаметр заклепки (болта) d и материал крепежного элемента ($[\tau_{cp}]$, $[\sigma_{cm}]$);

2) подбор требуемого диаметра заклепки (болта), если известны сила F , количество элементов крепежа n , материал заклепок (болтов);

3) проверочный расчет, если задано число n крепежных элементов, величина диаметра d , материал заклепок (болтов) и следует установить, выполняются ли условия прочности.

При расчете соединений необходимо проверить прочность соединяемых элементов, поперечное сечение которых ослаблено заклепочными (болтовыми) отверстиями. Например, площадь поперечного сечения верхнего листа на рис. 5.41 и площадь поперечного сечения левого листа на рис. 5.42 проверяется на прочность по первому слева ряду заклепок (1-й ряд). В обоих случаях продольная сила в сечениях $N = F$. Площадь сечения, ослабленного заклепочными отверстиями (площадь нетто), равна

$$A_n = \delta(b - md), \quad (5.64)$$

где m – число заклепок (болтов) в одном ряду (на рис. 5.41 $m = 2$, а на рис. 5.42 $m = 3$).

Тогда условие прочности основных элементов соединения будет иметь вид

$$\sigma = \frac{N}{A_n} = \frac{F}{\delta(b - md)} \leq [\sigma_p] \quad (5.65)$$

Пример 5.7. Два листа, соединенных однорядным заклепочным швом из восьми заклепок (рис. 5.44), растянуты силами F . Из условия прочности заклепок на срез определить их диаметр. Проверить прочность заклепок на смятие и прочность соединяемых листов на растяжение.

Дано: $F = 0,2$ МН; $[\tau_{cp}] = 100$ МПа; $[\sigma_{cm}] = 280$ МПа; $[\sigma_p] = 160$ МПа; $\delta = 8$ мм; $n = 8$.

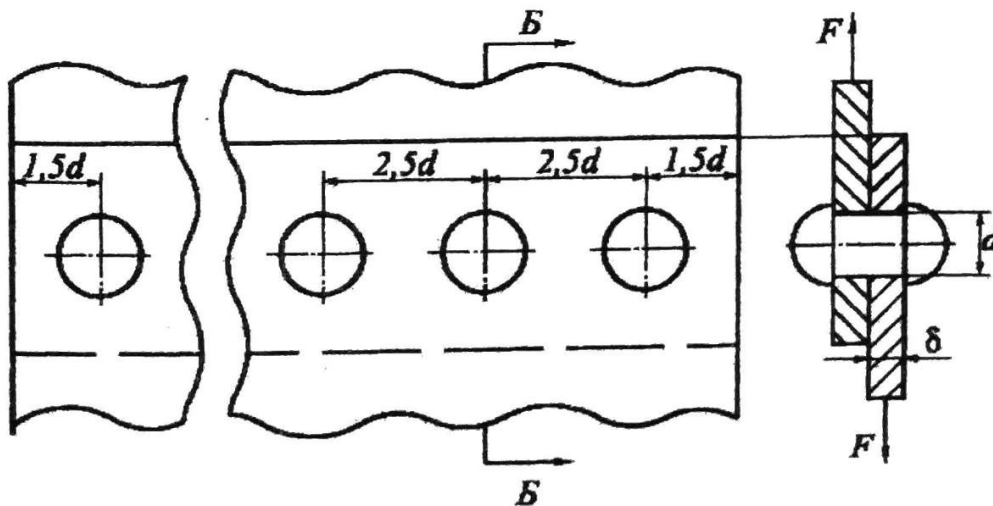


Рис. 5.44

Решение

1. Определим диаметр заклепки из условия прочности на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{n\pi d^2} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

откуда $d \geq \sqrt{\frac{4F}{n\pi[\tau_{\text{ср}}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2}{8 \cdot 3,14 \cdot 100}} = 0,0178 \text{ м} = 17,8 \text{ мм}.$

По ряду нормальных линейных размеров принимаем $d = 18 \text{ мм}.$

2. Проверим прочность заклепок на смятие.

На условной площади смятия ($d \times \delta$) нормальное напряжение $\sigma_{\text{см}}$ для каждой заклепки вычисляем по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F/n}{d\delta} = \frac{0,2}{8 \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3}} = 173,6 \text{ МПа}.$$

Видим, что $\sigma_{\text{см}} = 173,6 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 280 \text{ МПа}$, то есть прочность заклепок на смятие обеспечена.

3. Проверим прочность соединяемых листов на растяжение.

Расчет проводим по сечению листа, ослабленному отверстиями под заклепки. Продольная сила в сечении $N = F$. Площадь ослабленного сечения (площадь нетто) равна

$$A_n = \delta(b - md),$$

где m – число заклепок (болтов) в одном ряду $m = 8$;

b – ширина листа, $b = 2 \cdot 1,5d + 7 \cdot 2,5d = 20,5d$.

Тогда $A_n = 8 \cdot 10^{-3} (20,5 \cdot 18 \cdot 10^{-3} - 8 \cdot 18 \cdot 10^{-3}) = 18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$

Нормальное напряжение растяжения σ в листах составляет

$$\sigma = \frac{N}{A_n} = \frac{0,2}{18 \cdot 10^{-4}} = 111,1 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа},$$

то есть условие прочности листов на растяжение выполняется.

5.5.2 Сварные соединения

Сварка – наиболее распространенный способ соединения металлических конструкций. Расчет сварных соединений сводится к расчету прочности швов, основным видом деформации которых является сдвиг.

На практике чаще других способов соединения листов является соединение внахлестку, выполняемое при помощи валиковых (угловых) швов (рис. 5.45). Валиковые швы, выполненные вдоль действия силы, называются *фланговыми*, а швы, перпендикулярные действию силы, – *торцевыми* (лобовыми).

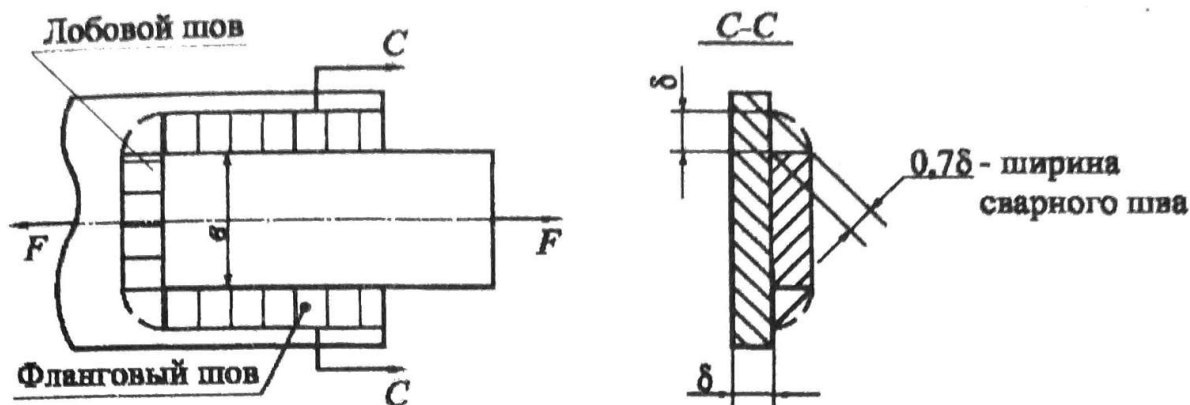


Рис. 5.45

В расчетах выпуклую часть валикового шва обычно не учитывают. Принимают сечение сварного шва в форме равнобедренного прямоугольного треугольника с катетом, равным толщине соединяемых листов. Предполагают, что разрушение валикового шва происходит по биссектрисе прямого угла (рис. 5.45, б), то есть ширина шва составляет $0,7\delta$. Швы работают на срез (сдвиг). Если обозначить суммарную длину швов в сварном соединении $\sum l_{шв}$, то условие прочности запишется в виде

$$\tau = \frac{F}{0,7\delta \cdot \sum l_{шв}} \leq [\tau_{св}], \quad (5.66)$$

где $[\tau_{св}]$ - допускаемое напряжение шва на срез.

Пример 5.8. Стальная полоса шириной $b = 120$ мм и толщиной $\delta = 10$ мм приварена к листу такой же толщины (рис. 5.45) лобовым и фланговыми швами, имеющими толщину, равную 10 мм. Допускаемое напряжение для сварного шва $[\tau_{св}] = 100$ МПа, усилие $F = 0,224$ МН. Определить суммарную длину сварных швов.

Решение

1. Допускаемое усилие для лобового шва определим из условия прочности (5.66):

$$[F_{л}] = [\tau_{св}] b \cdot 0,7\delta = 100 \cdot 120 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 84 \cdot 10^{-3} \text{ МН.}$$

2. Усилие, воспринимаемое фланговыми швами, составляет

$$F_{ф} = F - [F_{л}] = 0,224 - 0,084 = 0,14 \text{ МН.}$$

3. Требуемая длина флангового шва

$$l_{ф} = \frac{F_{ф}}{2[\tau_{св}] \cdot 0,7\delta} = \frac{0,14}{2 \cdot 100 \cdot 0,7 \cdot 10 \cdot 10^{-3}} = 0,1 \text{ м} = 100 \text{ мм.}$$

4. Суммарная длина сварных швов

$$\sum l_{шв} = l_{л} + 2l_{ф} = b + 2 \cdot 100 = 120 + 200 = 320 \text{ мм.}$$