

МИНИСТЕРСТВО . . . СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
КУЙБЫШЕВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ

А. С. МОСТОВОЙ

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ САМОЛЕТА

*Учебное пособие
по курсу „Строительная механика
и расчет самолета на прочность“*

Рассмотрено и утверждено
Советом института 5-VI-1963 г.

КУЙБЫШЕВ — 1964

ТИПЫ СОЕДИНЕНИЙ

Соединения элементов конструкции подразделяются на съемные и несъемные.

Съемными называются соединения, позволяющие отсоединять агрегат или узел без разрушения соединяемых и несоединяющихся элементов и деталей. Такие соединения осуществляются при помощи болтов, винтов, шурупов, шпилек, замков и роликов.

Несъемными называются соединения, которые нельзя разобрать конструкцию без разрушения соединяемых элементов (клеевые, сварочные) или соединяющих их элементов (заклепки, пистоны). Несъемные соединения подразделяются на прочные и прочно-плотные (герметичные).

В зависимости от степени подвижности соединяемых деталей различают неподвижные, малоподвижные и подвижные соединения.

К подвижным относятся съемные соединения, исключают взаимное смещение соединяемых деталей (например, соединение стыкового узла с лонжероном крыла, кронштейна подвески с лонжероном стабилизатора и т. д.).

К малоподвижным соединениям обладают редко повторяющимся относительным перемещением, которое происходит при кратковременной нагрузке, значительно меньшей расчетной (шарниры подкосов шасси, соединения элементов управления закрылками и т. д.).

К подвижным соединениям характеризуются часто повторяющимся относительным смещением их элементов, происходящим при расчетной нагрузке (шарниры проводки управления рулями, элеронами, шарниры подвески рулей и т. д.).

Кроме этого разъемные соединения по способу передачи усилий можно подразделить на узловые и контурные.

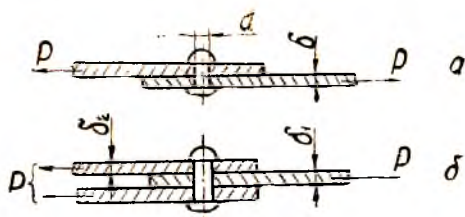
При узловых соединениях усилия с одной соединяемой части конструкции на другую передаются в нескольких (2-4) узлах.

При контурных соединениях усилия с одной соединяемой части конструкции на другую передаются большим числом болтов, соединяющих угольники или фитинги, расположенные по контуру соединяемых конструкций.

Учитывая износ и разбалтывание разъемных соединений в эксплуатации, а также возможные производственные неточности, нормы прочности требуют увеличения расчетной нагрузки на 25% для наиболее ответственных узлов.

РАСЧЕТ ЗАКЛЕНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Закленки в соединениях конструкции самолета работают на срез, смятие и в ряде случаев (крепление обшивки к каркасу) на отрыв головки. Наиболее часто встречающиеся заклепочные швы бывают односрезными (фиг. 1а) и двухсрезными (фиг. 1б).

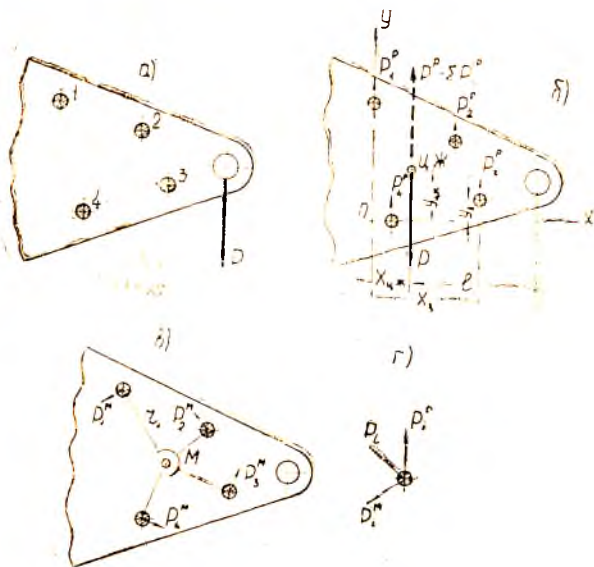


Фиг. 1.

Рассмотрим группу заклепок (или болтов), соединяющих две детали, к одной из которых приложена произвольно расположенная сила P (фиг. 2а). Оси заклепок перпендикулярны плоскости момента силы P .

Примем следующее допущение: соединяемые детали абсолютно жесткие и, следовательно, перемещения обусловлены только деформацией заклепок. Тогда при деформации заклепок (срезе, смятии) смещение узла можно рассматривать состоящим из поступательного смещения в направлении, параллельном силе P , и поворота узла относительно некоторой точки, называемой центром жесткости (ц. ж.) за-

ключевого соединения. Таким образом, центр жесткости соединения есть точка, приложение силы в которой вызывает лишь поступательное (без поворота) смещение узла.



Фиг. 2.

Принятое допущение позволяет рассматривать нагружение представленного на фиг. 2а соединения раздельно силой P , приложенной в центре жесткости и моментом $M = Pl$ относительно центра жесткости, а затем суммировать полученные силы, действующие на заклепку.

Рассмотрим действие лишь силы P (фиг. 2б).

При поступательном смещении узла деформации всех заклепок равны, следовательно, равны и напряжения в них, а силы, возникающие в заклепках P_i^p , пропорциональны площадям среза их^{*}. Поэтому точка приложения равнодействующей P^p сил P_i^p находится в центре тяжести площадей среза заклепок. Из условия равновесия внешней силы P , приложенной в центре жесткости, и равнодействующей P^p внутренних сил заключаем, что центр жесткости соединения совпадает с центром тяжести площадей среза заклепок. Отсюда

* Полагаем, что расчетной деформацией является срез заклепки.

координаты центра жесткости в прямоугольной системе координат определяются по формулам:

$$x_{ц.т.} = \frac{\sum F_i x_i}{\sum F_i}, \quad y_{ц.т.} = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i}, \quad (1)$$

в которых x_i , y_i — координаты центров заклепок;
 F_i — площади среза заклепок.

Естественно, что если заклепочное соединение имеет ось симметрии, то центр жесткости лежит на этой оси.

Распределение напряжений в заклепках, обусловленных силой P , в общем случае неравномерно. Однако учитывая, что расчет ведется по разрушающим нагрузкам и что при таких нагрузках наблюдается текучесть материала заклепок, можно предположить (и это подтверждается опытом), что напряжения в заклепках выравниваются. На этом основании распределение силы P между заклепками принимают пропорциональным площади среза (или смятия) заклепки, т. е.

$$P_i^p = P \frac{F_i}{\sum F_i}, \quad (2)$$

где P_i^p — усилие на одну заклепку;

F_i — площадь среза (смятия) заклепки.

Рассмотрим действие момента M (фиг. 2в). При повороте узла деформация заклепки, а, значит, и напряжения в ней пропорциональны радиусу r_i , соединяющему центр жесткости с центром заклепки.

Поэтому сила, возникающая в заклепке,

$$P_i^m = k F_i r_i,$$

где k — коэффициент пропорциональности.

Из условия равновесия узла

$$M = \sum P_i^m r_i = k \sum F_i r_i^2.$$

Отсюда

$$k = \frac{M}{\sum F_i r_i^2}$$

и далее

$$P_i^m = M \frac{F_i r_i}{\sum F_i r_i^2}. \quad (3)$$

В случае заклепок одинакового диаметра формулы (1), (2), (3) упрощаются:

$$x_{ц.т} = \frac{\sum x_i}{n}; \quad y_{ц.т} = \frac{\sum y_i}{n}. \quad (1')$$

$$P_i^p = \frac{P}{n}. \quad (2')$$

$$P_i^m = M \frac{r_i}{\sum r_i^2}. \quad (3')$$

Здесь n — число заклепок в соединении.

Определенные таким образом значения P_i^p и P_i^m складываем геометрически и получаем силу, нагружающую заклепку (фиг. 2г).

$$\bar{P}_i = \bar{P}_i^p + \bar{P}_i^m. \quad (4)$$

Рассмотрим определение усилий, действующих на заклепки, в соединениях обшивки с каркасом крыла (фиг. 3).

Заклепка продольного* шва, соединяющего два листа обшивки (фиг. 3б), нагружена силой

$$P_i = \frac{Tt}{i}, \quad (5)$$

где T — погонная касательная сила в месте расположения заклепки, определяемая из расчета сечения крыла на сдвиг и кручение;

t — шаг заклепок;

i — число рядов заклепок.

Заклепка поперечного** шва, соединяющего два листа обшивки (фиг. 3в), нагружена силой

$$P_i = \frac{t}{i} \sqrt{(\sigma\delta)^2 + T^2}, \quad (6)$$

где σ — нормальное напряжение в месте расположения заклепки, определяемое из расчета сечения крыла на изгиб;

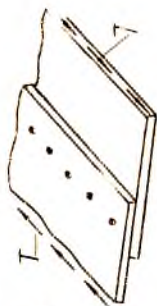
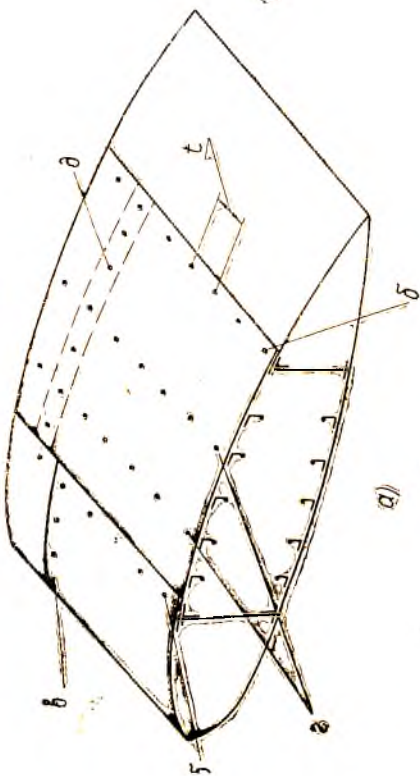
δ — толщина обшивки.

Заклепка продольного шва, соединяющего стрингер с обшивкой (фиг. 3г), нагружена силой

$$P_i = \frac{\Delta T t}{i}, \quad (7)$$

* Расположенного вдоль размаха крыла.

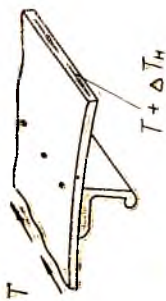
** Расположенного вдоль хорды крыла.



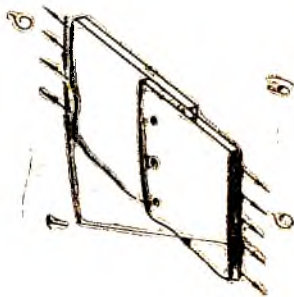
б)



в)



г)



д)

Фиг. 3.

где ΔT — приращение погонной касательной силы в месте расположения заклепки, обусловленное наличием стрингера (увеличением статического момента сечения в рассматриваемой точке на величину S_{rx} стрингера) и определяемое из расчета сечения крыла на сдвиг при изгибе.

Заклепка поперечного шва, соединяющего нервюру с обшивкой (фиг. 3д), нагружена силой

$$P_i = \Delta T_n \frac{t}{i}, \quad (8)$$

где ΔT_n — приращение погонной касательной силы в обшивке, обусловленное наличием нервюры. Оно получается как реакция обшивки при рассмотрении равновесия нервюры.

Прочность заклепки, нагруженной силой P_i , проверяется по формулам, известным из курса «Сопротивление материалов».

Напряжения среза

$$\tau = \frac{P_i}{n_1 \frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_b, \quad (9)$$

Напряжения смятия

$$\sigma_{см} = \frac{P_i}{d\delta} \leq 1,5 \sigma_b, \quad (10)$$

где P_i — усилие, действующее на заклепку;

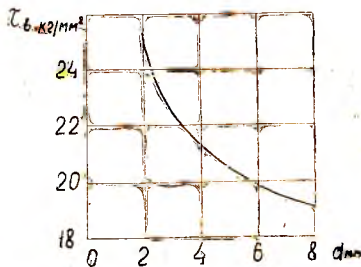
d — диаметр заклепки;

τ_b — временное сопротивление материала заклепки на срез, зависящее от d . Для заклепок из материала Д 18 оно определяется по графику фиг. 4;

n_1 — число плоскостей среза;

δ — толщина листа (пакета), в котором сминается заклепка. Например, для соединения, изображенного на фиг. 1б, нужно брать меньшую из толщин: δ_1 или $2\delta_2$;

σ_b — временное сопротивление при растяжении материала заклепки (при проверке на смятие листа под заклепкой — временное сопротивление материала листа).



Фиг. 4.

Для проверки прочности заклепок удобно пользоваться готовыми таблицами, в которых даны разрушающие нагрузки на срез $P_{ср.}$ для одной плоскости среза и на смятие $P_{см.}$ для заклепок в зависимости от материала заклепки, диаметра ее, материала листа и толщины его (приложение 2, 4). Эти нагрузки сравниваются с действующими P_i .

Условие прочности:

$$P_i \leq P_{ср.}$$

$$P_i \leq P_{см.}$$

Поясним пользование таблицами следующим примером (см. фиг. 1б).

Найдем $P_{ср.}$ и $P_{см.}$ для двухрезной заклепки из $D = 18$, если $d = 3,5$ мм, материал листа — $D = 16$, $\delta_1 = 1,5$ мм, $\delta_2 = 1,0$ мм.

В приложении 4 находим $P_{ср.}$ для однорезной заклепки, равную 185 кг.

Для двухрезной заклепки $P_{ср.} = 2 \cdot 185 = 370$ кг.

В приложении 2 находим $P_{см.} = 365$ кг для $\delta_1 = 1,5$ мм. Прочность соединения определяется смятием листа.

Для заклепки, работающей на отрыв головки, приближенно можно принять разрушающую нагрузку $P_{отр.} \approx 0,4 P_{ср.}$, где $P_{ср.}$ — разрушающая нагрузка на срез однорезной заклепки.

РАСЧЕТ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Болты в соединениях работают на срез, смятие и разрыв.

Группы болтов так же, как и заклепок, могут быть нагружены силой, приложенной в центре жесткости этой группы и вне его.

Понятие центра жесткости болтового соединения аналогично таковому для заклепочного соединения (см. выше). Координаты его определяются по формуле (1).

Если сила приложена в центре жесткости болтового соединения, то нагрузка на один болт определяется по формуле (2):

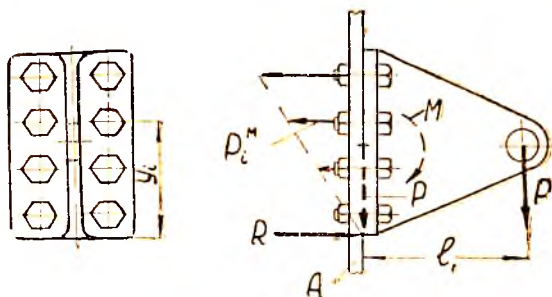
$$P_i^p = P \frac{F_i}{\sum F_i}$$

где F_i — площадь среза (смятия, разрыва) болта.

Если сила приложена вне центра жесткости и лежит в плоскости среза болтов (фиг. 2), то болты работают на срез и смятие как от силы P , перенесенной в ц. ж. соединения, так и от момента $M = Pl$, действующего в плоскости, перпен-

дикулярной осям болтов. Определение усилий, действующих на болт, производится по формулам (2), (3), (4).

Если внешняя сила не лежит в плоскости среза болтов (фиг. 5), то переносим ее в эту плоскость с добавлением момента $M = Pl_1$, действующего в плоскости, параллельной осям болтов. В этом случае расчет болтов на срез и смятие от силы P , лежащей в плоскости среза болтов, не отличается от изложенного выше. От момента $M = Pl_1$ болты работают на разрыв (см. фиг. 5). При этом, считая стенку A абсолютно



Фиг. 5.

жесткой, будем иметь поворот кронштейна относительно нижнего* ребра.

Полагая, что реакция R стенки проходит по нижнему ребру и что усилие P_i^M , разрывающее болт пропорционально координате y_i болта, отсчитанной от нижнего ребра, получим формулу для определения P_i^M , аналогичную формуле (3).

$$P_i^M = M \frac{F_i y_i}{\sum y_i^2}. \quad (11)$$

При $F = \text{const}$ формула упрощается:

$$P_i^M = M \frac{y_i}{\sum y_i^2}. \quad (11')$$

Кроме силы P_i^M в случае, изображенном на фиг. 5, на болт действует сила $P_i^p = P \frac{F_i}{\sum F_i}$, вызывающая срез и смятие болта (смятие кронштейна, листа под болтом).

* При данном направлении силы P .

Таким образом, в общем случае болт может быть нагружен раздельно срезающей и растягивающей силами, а также совместно этими силами. Обозначим их соответственно $P_{i\text{ ср.}}$ и $P_{i\text{ раст.}}$.

Болт, нагруженный срезающей силой $P_{i\text{ ср.}}$, рассчитывается на срез по формуле (9). При отсутствии других данных σ_b принимается примерно равным $0,6\sigma_b$.

На смятие болт (материал листа под болтом) рассчитывается по формуле, аналогичной формуле (10):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{i\text{ ср.}}}{d\delta} \leq \mu\sigma_b, \quad (12)$$

где δ — толщина листа (пакета), в котором сминается болт;
 μ — коэффициент, зависящий от характера соединения.

Для подвижных соединений $\mu = 0,2$; для малоподвижных соединений $\mu = 0,65$; для неподвижных соединений $\mu = 1,3$.

На растяжение болт проверяется в сечении нарезной части по формуле

$$\sigma = \frac{P_{i\text{ раст.}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq 0,65\sigma_b, \quad (13)$$

где $P_{i\text{ раст.}}$ — сила, растягивающая болт;
 d_1 — внутренний диаметр резьбы.

Коэффициент $0,65$ учитывает концентрацию напряжений в нарезной части болта.

Если болт одновременно подвергается растяжению силой $P_{i\text{ раст.}}$ и срезу силой $P_{i\text{ ср.}}$ (см. например фиг. 5), то имеем сложное напряженное состояние в сечении болта. Расчет болта в этом случае можно производить на срез по формуле

$$\tau = \frac{P_{i\text{ ср.}}}{nF} \leq k\sigma_b, \quad (14)$$

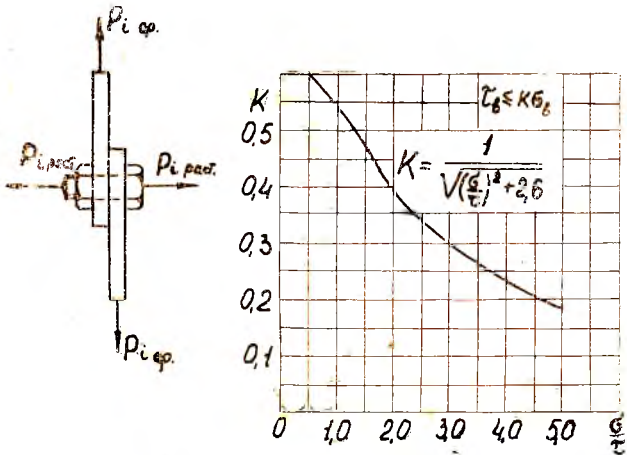
полученной на основании третьей теории прочности.

Здесь $F \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь сечения болта;

n — число плоскостей среза;

k — коэффициент, определяемый по фиг. 6 в зависимости от отношения $\frac{\sigma}{\tau}$, где $\sigma = \frac{P_{i\text{ раст.}}}{F}$.

Для подбора диаметров болтов из материалов Д1Т, 30ХГСА, стали марки 45, работающих лишь на разрыв или срез, удобно пользоваться таблицей (см. приложение 3).



Фиг. 6.

4. РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Сварные соединения широко применяются в современном самолетостроении, особенно, в конструкции шасси, управления, крепления двигателя. Типы сварных швов показаны на фиг. 7.

Сварные швы в соединениях рекомендуется располагать так, чтобы они работали на срез. С этой точки зрения соединения листов и труб, изображенные на фиг. 7б, в, д, ж, предпочтительнее соединений, изображенных на фиг. 7а, г, е.

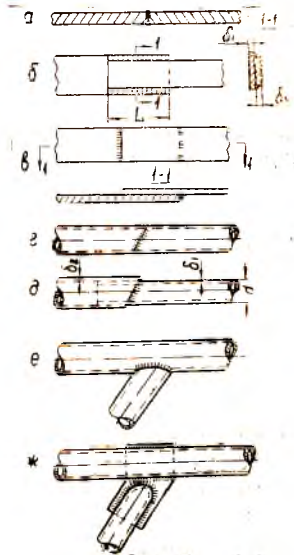
Сварные швы рассчитываются на срез по формуле

$$\tau = \frac{P}{F_{\text{ср}}} \leq \varphi \tau_b \quad (15)$$

и на разрыв по формуле

$$\sigma = \frac{P}{F_{\text{разр.}}} \leq \varphi \sigma_b \quad (16)$$

где $\tau_b \approx 0,6 \sigma_b$;
 φ — коэффициент, учитывающий ослабление материала сваркой (неоднород-



Фиг. 7.

ность шва, наличие структурных изменений, остаточных напряжений), который может быть принят равным 0,8;

$F_{\text{ср}}, F_{\text{разр}}$ — площадь сварных швов, определяемая как произведение числа швов n на длину одного шва L и на меньшую из толщин свариваемых материалов δ_{min} .

$$F = nL\delta_{\text{min}}.$$

Так, например, для фиг. 7б при $\delta_1 < \delta_2$

$$F = 2L\delta_1.$$

Сварные швы труб рассчитываются по приведенным ниже экспериментальным формулам. Для соединения встык (фиг. 7г)

$$q_p = \delta (\sigma_b - 20) + 5, \quad (17)$$

для телескопического соединения (фиг. 7д)

$$q_p = \delta (\sigma_b - 6) - 4, \quad (18)$$

для соединения впритык (фиг. 7е)

$$q_p = 1,8\delta + 1,1\sigma_b\delta - 0,25\delta_b - 4. \quad (19)$$

Здесь q_p — разрушающая погонная сила, кг/мм;

δ — толщина стенки трубы;

σ_b — предел прочности материала трубы, кг/мм².

Разрушающая сила $P_{\text{разр.}}$, действующая по оси трубы, практически не зависит от угла наклона сварного шва и определяется из формулы

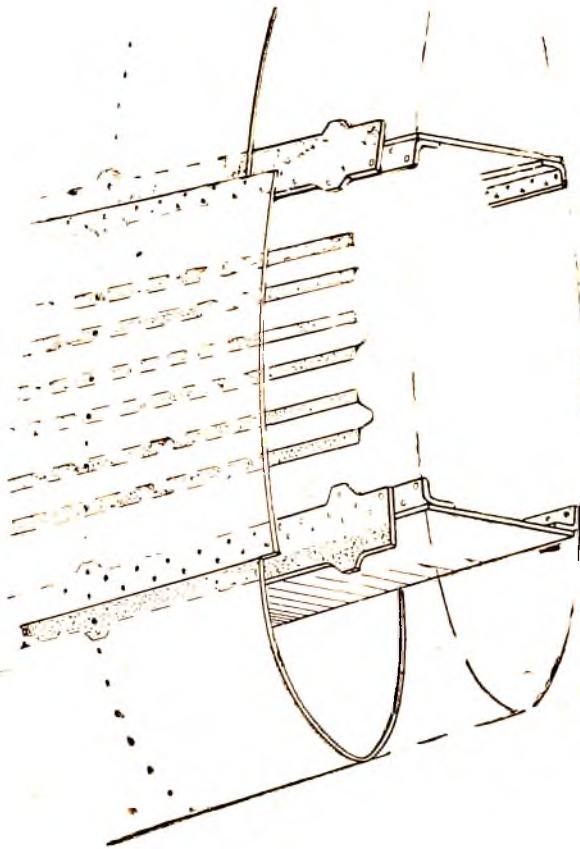
$$P_{\text{разр.}} = q_p \pi (D - \delta) \text{ кг}, \quad (20)$$

где D — наружный диаметр трубы.

5. О РАСЧЕТЕ КЛЕЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ МЕТАЛЛОВ

Соединение элементов конструкции с помощью склеивания стало все чаще применяться в самолетостроении. По сравнению с клепкой склеивание повышает усталостную прочность, уменьшает вес соединения, улучшает качество поверхности, герметизацию конструкции, снижает ее стоимость.

Применяются также комбинированные способы соединения — клей с заклепками или сварными точками (см. фиг. 8).



Фиг. 8.

Широко применяется склеивание при изготовлении многослойных дюралевых и стальных обшивок с металлическим сотовым наполнителем и с наполнителем из пенопластов.

Конструктивные формы клеевых соединений изображены на фиг. 9. Клеевые соединения хорошо работают на сдвиг и плохо на неравномерный отрыв, т. е. на растягивающую силу, приложенную к краю листа перпендикулярно плоскости склеивания. Рекомендуется концы таких швов закреплять заклепками или контактной сваркой.

Недостатком клеевых соединений является изменение механических свойств их в зависимости от температуры.

В настоящее время применяются синтетические клеи на смоляной основе, работающие при температуре 200°C и выше.

При обычных температурах предел прочности клеевого соединения равен $100 \div 200 \text{ кг/см}^2$. Марки некоторых клеев и их характеристики при различных температурах приведены в приложении 1.

Прочность клеевого соединения, работающего на сдвиг, проверяется по формуле:

$$\tau = \frac{P}{F} \leq \tau_b, \quad (21)$$

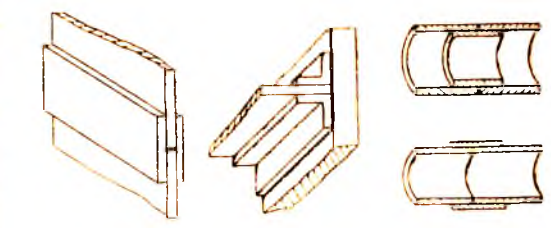
где F — суммарная площадь клеевого соединения.

Так как разрушающее напряжение τ_b клеевого шва зависит не только от марки клея и рабочей температуры, но и от размеров шва, а также технологических факторов, то желательно значение τ_b брать по данным соответствующих испытаний.

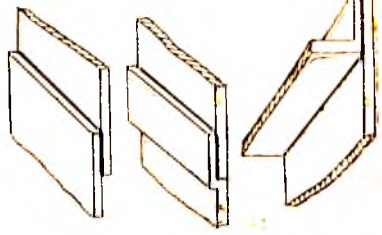
РАСЧЕТ СТЫКОВЫХ УЗЛОВ

В качестве стыковых узлов при разъемных неподвижных соединениях силовых элементов конструкции применяются чаще всего вильчатые (гребенчатые) узлы, передающие основную нагрузку, перпендикулярную оси стыкового болта (фиг. 10) и фитинги, передающие основную нагрузку, параллельную оси стыкового болта (фиг. 11). На фиг. 12а показано соединение, которое состоит из двойной проушины (вилки) 1 и одинарной проушины (ушка) 2. На фиг. 12б показано соединение, которое состоит из тройной проушины (гребенки) 3 и двойной проушины 1. Прουшины соединены между собой болтом 4.

Крепкие (шпунтовые) соединения со стержневыми элементами

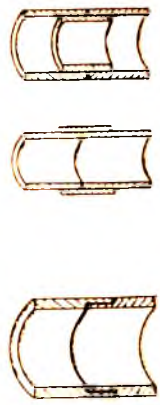


Нахлестка



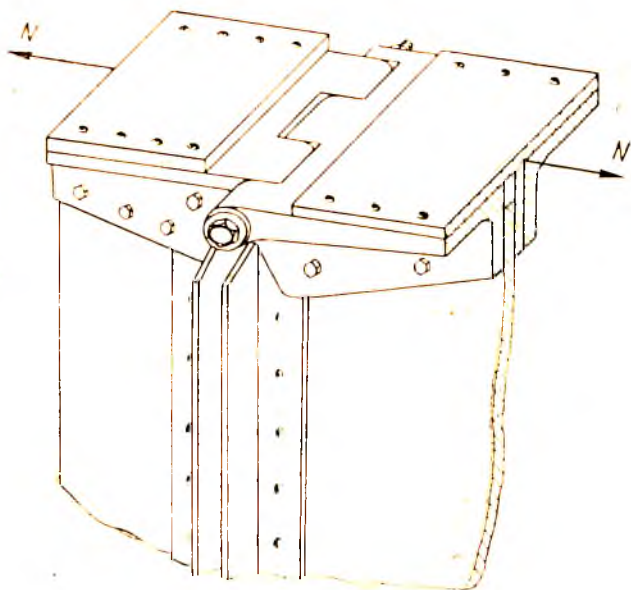
Плоскостные соединения

Тавровые соединения



Цилиндрические (трубчатые) соединения

Фиг. 9.



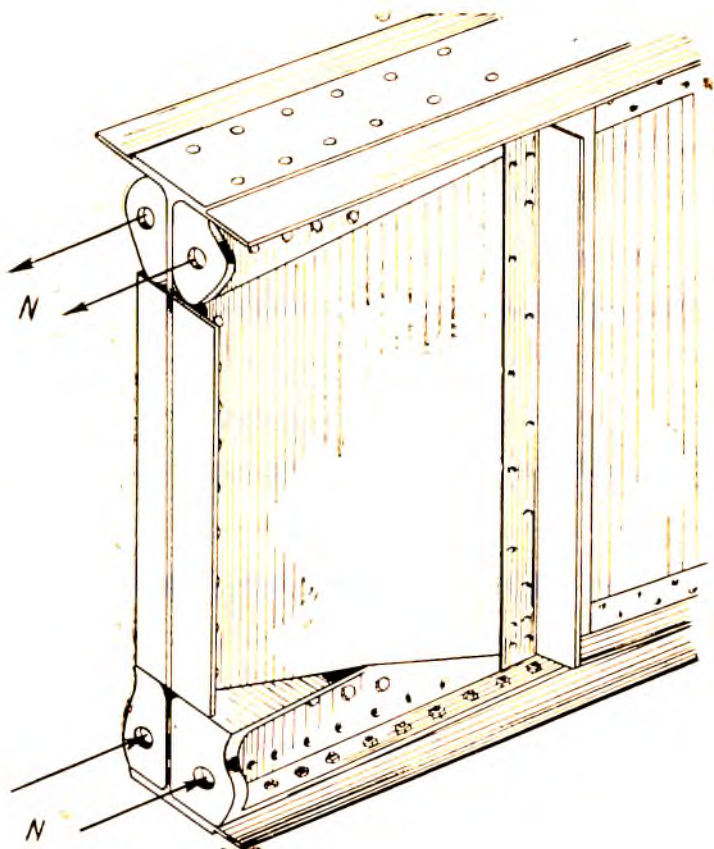
Фиг. 10.

Применение двойных и тройных проушин обусловлено необходимостью увеличить площадь среза болта. Так, для соединения, изображенного на фиг. 12а, имеем две плоскости среза болта. Площадь смятия соответствует ширине одинарной проушины или суммарной ширине двойной проушины (расчетной является меньшая площадь смятия). Для соединения, изображенного на фиг. 12б, имеем четыре плоскости среза и площадь смятия, соответствующую ширине двойной или тройной проушины.

В стыковых узлах крыла, оперения ось болта (отверстия в проушинах) располагается обычно перпендикулярно направлению действия перерезывающей силы (фиг. 13а).

В этом случае болты проушины работают на срез и смятие от перерезывающей силы Q и от силы N , обусловленной наличием изгибающего момента.

В отдельных случаях ось болта верхней проушины располагается параллельно направлению действия силы Q (фиг. 13б). Это может быть обусловлено эксплуатационными соображениями — удобством демонтажа агрегата. В этом случае,

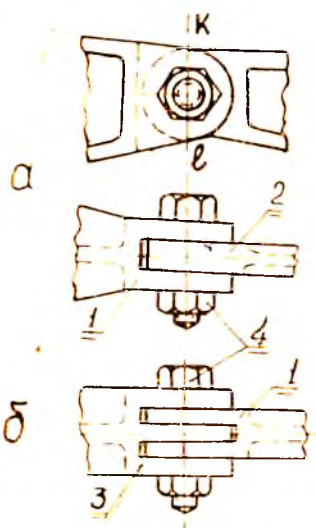


Фиг. 11.

вследствие значительно больших допусков в сопряжении «вилка-ушко» (верхний узел фиг. 13б) по сравнению с сопряжением «болт-ушко» (или «болт-вилка»), сила Q будет восприниматься, главным образом, нижним узлом.

Нагрузки, действующие на стыковые узлы, определяются из условий равновесия рассматриваемого агрегата.

В тех случаях, когда распределение усилий по стыковым узлам статически неопределимо, нагрузки, действующие на них, определяют как усилия в соединяемых с узлами элементах. Например, нагрузка на узел крепления моторной рамы (фиг. 14) определяется как усилие N в стержне рамы.



Фиг. 12.

Рассмотрим в качестве примера определение нагрузок и порядок расчета стыковых узлов отъемной части двухлонжеронного крыла (фиг. 15).

Примем некоторые допущения, заключающиеся в том, что Q в сечении лонжерона распределяется между двумя узлами лонжерона поровну, а Q_x распределяется между четырьмя узлами двух лонжеронов поровну.

Тогда, например, для верхнего узла первого лонжерона

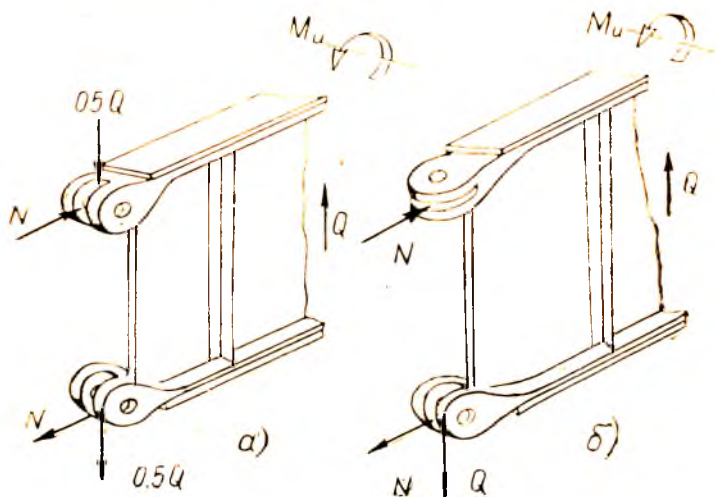
$$N_{\sigma 1} = \frac{M_1}{H_1} + \frac{M_y}{2B}; \quad P_1 \approx 0,5 Q_1;$$

$$T \approx 0,25 Q_x.$$

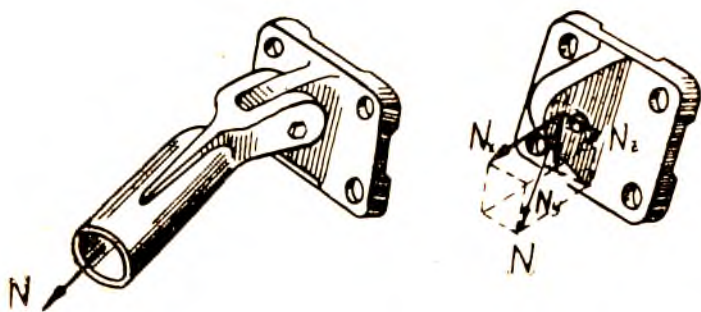
где M_1 , Q_1 — изгибающий момент и перерезывающая сила в сечении пер-

вого лонжерона;

$N_{\sigma 1}$ — суммарная сила, действующая вдоль верхнего пояса первого лонжерона.

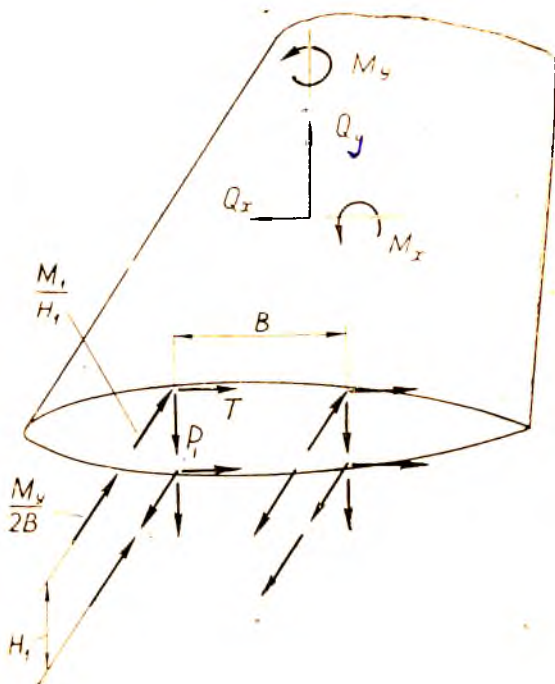


Фиг. 13.



Фиг. 11.

Расчет на прочность проушины представляет собой статически неопределимую задачу, осложняющуюся необходимостью учета пластических деформаций, которые имеют место при разрушающих нагрузках. Многочисленные опыты пока-



Фиг. 15.

зали, что расчет проушины можно производить на разрыв по сечению Kl (см. фиг. 12) по среднему напряжению:

$$\sigma = \frac{R}{F} = \frac{\sqrt{N^2 - P^2}}{F} \leq k_1 \sigma_b. \quad (22)$$

Здесь $F = n(b - d)\delta$ — площадь поперечного сечения проушины по центру отверстия;

n — число проушин;

k_1 — поправочный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжения по сечению проушины и определяемый по графикам (фиг. 16).

Коэффициент k_1 зависит от эксцентриситета $e = \frac{y}{x}$ отношения ширины проушины b к диаметру отверстия d .

В целях обеспечения равнопрочности вильчатого соединения суммарная ширина проушины двух соединяемых деталей должна быть примерно одинакова.

Заметим, что нижние проушины рассчитываются на разрыв по случаю A и A^1 , а верхние — по случаю D и D^1 . Проушины проверяются также на смятие силой R .

$$\sigma_{см} = \frac{R}{F_{см}} \leq \sigma_{б см}, \quad (23)$$

где $F_{см} = nd\delta$ — площадь смятия проушин;

n — число проушин;

$\sigma_{б см} = \mu \sigma_b$ — предел прочности смятия. Коэффициент μ зависит от характера соединения (см. выше).

Стыковой болт проверяется на срез по формуле (9) и на смятие по формуле (12).

Сечение узла $m-n$ в плоскости первого ряда крепежных болтов (фиг. 17) рассчитывается на совместное сжатие* силой N и изгиб в двух плоскостях. Так как расчетная точка (где напряжения достигают максимума) в сечении не очевидна, то определяем напряжения для точек 1, 2.

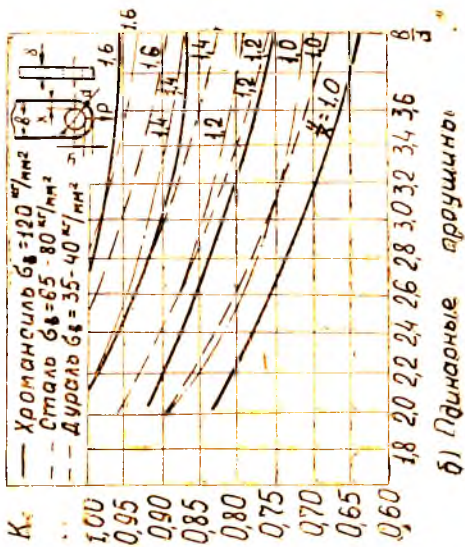
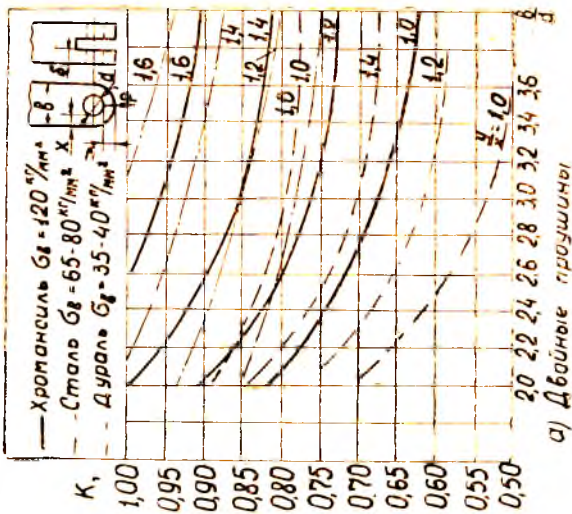
$$\sigma_1 = -\frac{N}{F} - \frac{Nz - Pc}{W_{x1}} - \frac{Tc}{2W_{y1}} \leq \sigma_b;$$

$$\sigma_2 = -\frac{N}{F} + \frac{Nz - Pc}{W_{x2}} - \frac{Tc}{2W_{y2}} \leq \sigma_b.$$

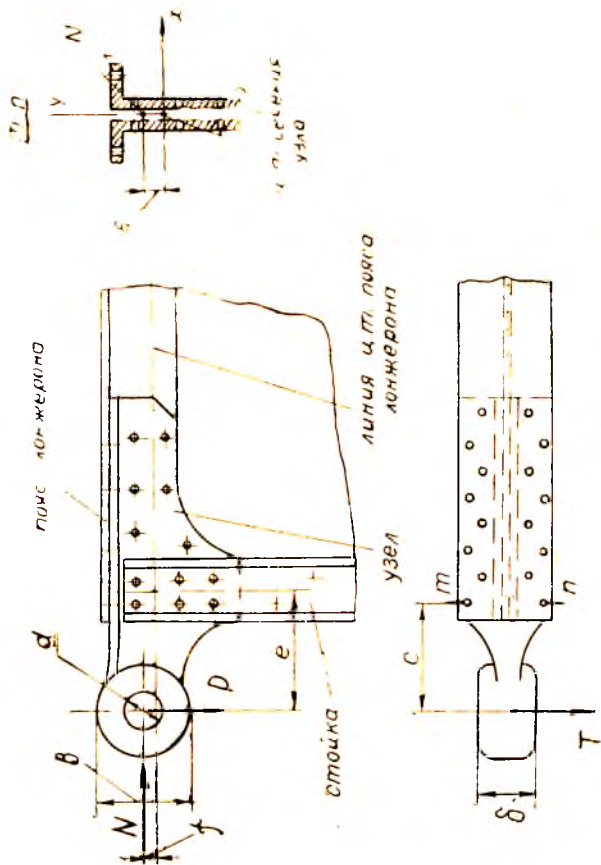
Здесь ε — эксцентриситет приложения силы относительно центра тяжести сечения;

W_x, W_y — моменты сопротивления сечения относительно осей x, y .

* Для данного направления силы N .



Фиг. 16



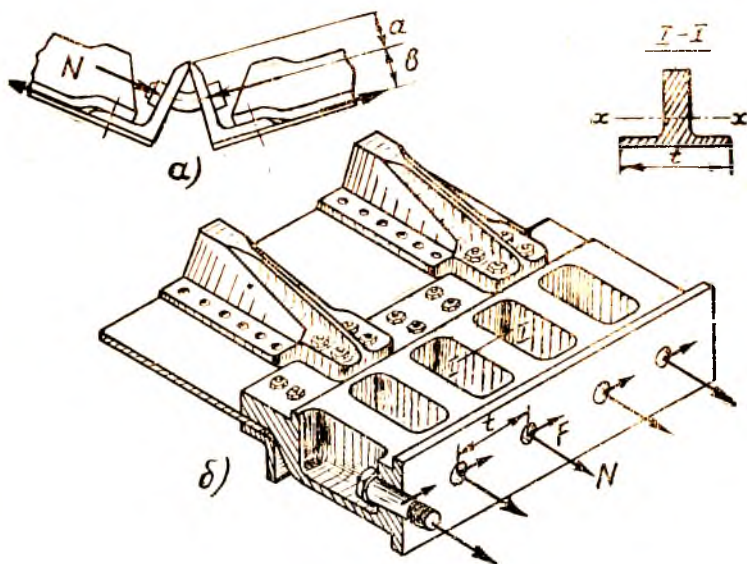
Фиг. 17.

При рассмотрении изгиба силой T считаем, что узко не может поворачиваться в соединенной с ним вилке и поэтому $M_{изг}^y = \frac{Tc}{2}$.

Отметим, что сила P воспринимается стойкой и момент Pe относительно оси стойки, изгибающий пояс лонжерона и стойку, желательно уравновесить моментом Nf . Из этого условия может быть определен эксцентриситет f силы N относительно центра тяжести пояса лонжерона. Если по конструктивным соображениям момент Pe не удалось парировать моментом Nf , то разность моментов $(Nf - Pe)$ может быть распределена между поясом и стойкой пропорционально их изгибным жесткостям. Изгибающий момент, приходящийся на пояс, и силу N воспринимают болты соединения узла с поясом, а момент, изгибающий стойку, и силу P — болты соединения узла со стойкой. Распределение усилий между болтами можем найти по формулам, приведенным выше.

7. РАСЧЕТ КОНТУРНЫХ СОЕДИНЕНИИ

В кессонных конструкциях крыльев, оперений и стрингерных конструкциях фюзеляжей соединение частей конструкции



Фиг. 18.

осуществляется по контуру фитингами, стыковыми угольниками (фиг. 18а) и фасонными стыковочными профилями (фиг. 18б), соединяемыми большим числом болтов.

В растянутой зоне болты нагружены силами

$$N = \sigma \delta_{\text{прив}} t \frac{a}{b} \quad (24)$$

$$\text{и } F = Tt, \quad (25)^*$$

где σ — нормальное напряжение в месте стыка, определяемое из расчета на изгиб;

t — шаг болтов;

$$\delta_{\text{прив}} = \delta_{\text{об}} \varphi_{\text{об}} + \frac{f_{\text{стр}}}{t_{\text{стр}}} \text{ — приведенная толщина обшивки;}$$

$\varphi_{\text{об}}$ — редуцирующий коэффициент обшивки;

$f_{\text{стр}}, t_{\text{стр}}$ — площадь и шаг стрингера;

T — погонная касательная сила в месте стыка, определяемая из расчета на изгиб и кручение.

Расчет болта производится по формулам (13), (14). В сжатой зоне передача нормальных усилий N с одной части конструкции на другую происходит непосредственным контактом стыковочных профилей. Болты нагружаются лишь силами F .

Сечение I—I стыковочного профиля (фиг. 18б) должно быть рассчитано на совместное действие осевой силы и изгиба относительно оси $x-x$.

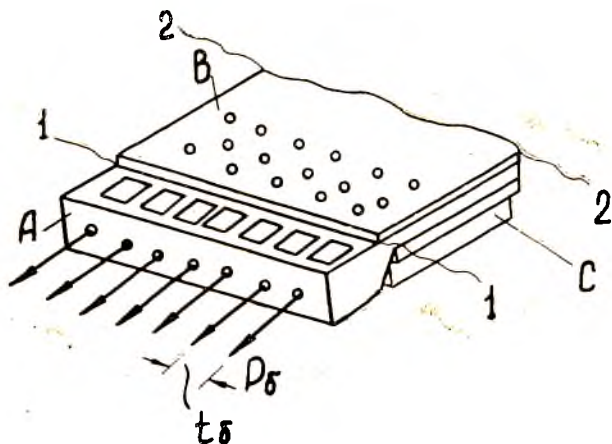
8. О РАВНОПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ

Обеспечение равнопрочности является одним из условий получения конструкции наименьшего веса.

В рационально спроектированной конструкции соединяющие ее элементы должны быть равнопрочны с соединяемыми элементами. Это значит, что соединяющие и соединяемые элементы должны разрушаться при одинаковой нагрузке. При наличии последовательно расположенных соединений они также должны быть равнопрочны между собой.

* Перерезывающая сила Q передается болтами, стыкующими лонжероны.

Например, если для стыкового болта разрушающая нагрузка равна P_b (фиг. 19), то напряжения среза и смятия в



Фиг. 19.

заклепках, соединяющих профиль А с обшивкой В и стрингерами С

$$\tau = \frac{P_b}{n_3 \frac{\pi d^2}{4} n_1};$$

$$\sigma_{см} = \frac{P_b}{n_3 d t_b},$$

должны быть разрушающими, т. е. должны быть равны соответственно τ_b и $\sigma_{бсм}^*$.

Здесь n_1 — число плоскостей среза заклепки;

n_3 — число заклепок на шаге болтов.

Растягивающие напряжения в сечении 1—1 профиля А, а также в сечении 2—2 обшивки и стрингеров

$$\sigma_{1-1} = \frac{P_b}{t_b \delta_{проф}}; \quad \sigma_{2-2} = \frac{P_b}{\delta_{об} t_b \varphi_{об} + f_{стр} \frac{t_b}{t_{стр}}},$$

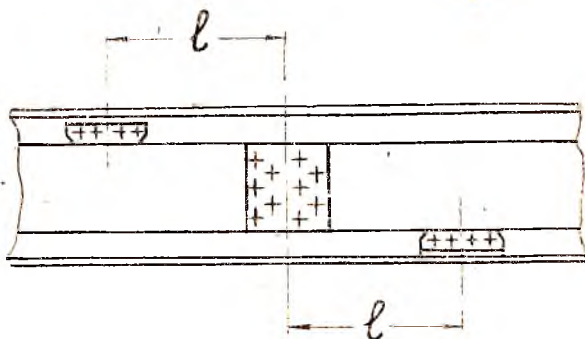
также должны быть разрушающими.

Здесь t_b , $t_{стр}$ — шаг болтов и стрингеров соответственно.

Стыки не должны значительно ослаблять сечение. С этой

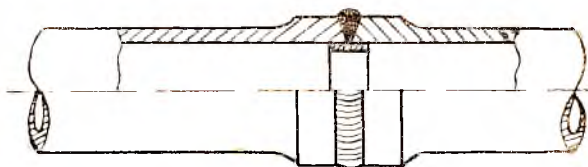
* Полагаем, что напряжения по ширине сечения панели, равном шагу болтов, постоянны.

целью места стыков разносятся по длине соединяемых элементов (фиг. 20).

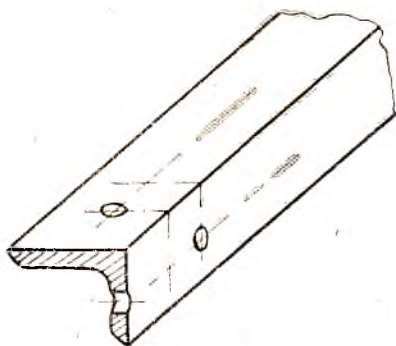


Фиг. 20.

В месте сварного стыка увеличивается сечение свариваемых элементов, что компенсирует ослабление сечения сваркой (фиг. 21).



Фиг. 21.



Фиг. 22.

Отверстия под заклепки, болты должны возможно меньше ослаблять сечение, поэтому они располагаются в шахматном порядке (фиг. 22).

Однако условие равнопрочности в реальных соединениях иногда нарушается в силу ряда конструктивных и технологических факторов. Например, по условиям жесткости в некоторых случаях не представляется возможным применение листов малой толщины,

удовлетворяющих условиям работы на смятие.

Статическая прочность клеевых соединений

Марка клея	Температура в °С							Склеиваемые материалы
	-60	20	60	100	150	200	300	
	предел прочности при сдвиге соединений дуралюмина, кг/см ²							
БФ-2	70	200	95	40	13	—	—	Алюминий и его сплавы, медь и ее сплавы, стали, пластмассы, органическое стекло, дерево, фибра, керамика.
ПУ-2	135	190	140	80	14	—	—	Дуралюмин с пенопластом типа ПС-1 и стеклотекстолитом типа КАСТ.
ВС-10-Г	120	130	—	—	100	—	40	Алюминий и его сплавы, стали, стеклотекстолит, пенопласты.
ВК-32-200	180	170	160	—	—	70	35	Алюминий и его сплавы, стали.
ВК-32-ЭМ	110	150	170	20	—	—	—	То же
МПФ-1	—	150	75	—	—	—	—	То же

Диаметр непоставленной заклепки, мм	Разрушающее усилие на срез заклепки по одной плоскости, кг				
	АМг5	Д18	В-65	15А	20 ГА
2,6	90	100	135	180	265
3	120	135	175	240	350
3,5	165	185	240	325	480
4	215	240	315	425	630
5	335	375	490	665	980
6	480	535	705	960	1410
7	655	730	960	1310	1920
8	855	955	1255	1710	2510
10	1335	1490	1965	2670	3930
12	1925	2150	2825	3850	5650

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. И. Арухангельский — Проектирование элементов конструкции, Оборонгиз, М., 1955.
2. М. Ф. Астахов и др. — Справочная книга по расчету самолета на прочность, Оборонгиз, М., 1954.
3. С. И. Кан, Н. А. Свердлов — Расчет самолета на прочность, Оборонгиз, М. 1958.