

Так как крутящий момент в случае C_K направлен против хода часовой стрелки (фиг. 111), то в переднем подкосе будет сжимающая сила и в заднем растягивающая. Силы P_1 и P_2 будут реакциями опор B (крепления подкосов).

Следовательно, как уже указывалось, вертикальная реакция разложится на два направления: по подкосу S_{Π} и по лонжерону $S_{\text{л}}$.

Эти усилия определим по вышевыведенным формулам:

$$S_{\Pi} = \frac{P}{\sin \theta},$$

$$S_{\text{л}} = \frac{P}{\text{tg } \theta}.$$

При несовпадении подкоса с плоскостью действия силы P усилие по подкосу находим по известной уже нам формуле:

$$S_p = \frac{S_{\Pi}}{\cos \beta}.$$

Таким образом для расчета подкосов необходимо определить в них растягивающие и сжимающие усилия, по которым проверяются напряжения в подкосах. Очевидно, что при нижнем расположении подкосов растягивающие усилия будут в случаях A_K и B_K . В случае C_K в переднем подкосе будет сжимающая сила и в заднем — растягивающая. Случаи D_K и E_K дадут при этом сжимающие усилия. При верхнем расположении подкосов знаки усилий по расчетным случаям переменяются на обратные.

ГЛАВА VI

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ЭЛЕРОНОВ

§ 1. РАЗМЕРЫ ЭЛЕРОНОВ

Элероном называется подвижная задняя часть крыла, служащая для управления планером вокруг продольной оси $x-x$. Отклонение элерона изменяет вогнутость профиля и, следовательно, его характеристики.

Опущенный элерон увеличивает, а поднятый уменьшает подъемную силу соответствующего полукрыла. Ввиду несимметричного распределения нагрузки по размаху результирующая подъемная сила перемещается в сторону опущенного элерона, поэтому возникает момент крена и, как вторичное явление, момент рысканья.

Основную роль в возникновении момента рысканья играет увеличение индуктивного сопротивления на стороне опущенного элерона и уменьшение его (при больших C_y) на стороне поднятого элерона (индуктивный момент рысканья). Кроме того, изменение профильного сопротивления при отклонении элеронов без компенсации (на больших C_y) создает дополнительный момент, складывающийся с индуктивным.

Для обычных элеронов момент рысканья направлен в неблагоприятную сторону, он вызывает скольжение и, как следствие, — момент крена от скольжения, противоположный моменту крена от элеронов. Для уменьшения момента рысканья рекомендуется дифференциальное управление элеронами и осевая компенсация. При переходе на критические углы атаки эффективность элеронов сильно уменьшается, т. е. момент крена падает и иногда меняет свой знак.

При определении площади элерона обычно пользуются процентным отношением площади элерона к площади крыла, или более точно — методом инж. Пышнова.

Площадь элерона по отношению к площади крыла лежит в следующих пределах:

$$S_{\text{э}} = (0,075 \div 0,10) S_{\text{кр}}.$$

Метод Пышнова основан на подборе статического момента элерона и его коэффициента. Значение коэффициента элерона выражается отношением:

$$C_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{э}}}{Q_{\text{кр}}};$$

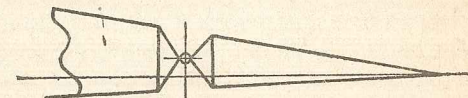
здесь $Q_{\text{э}}$ — статический момент элерона, равный произведению площади элерона на расстояние от центра тяжести элерона до оси симметрии планера ($Q_{\text{э}} = S_{\text{э}} \cdot l_{\text{э}}$);

$Q_{\text{кр}}$ — статический момент крыла.

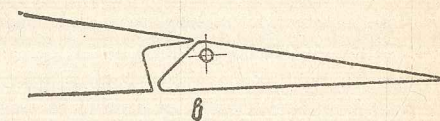
Пышнов дает величину коэффициента $C_{\text{э}} = 0,20 \div 0,25$, указывающего на достаточность данных размеров элерона для данного планера. Следовательно, зная $C_{\text{э}}$ и $Q_{\text{кр}}$, можно определить $Q_{\text{э}}$ и отсюда, задаваясь плечом $l_{\text{э}}$, удовлетворяющим общей компоновке машины, получить $S_{\text{э}}$. Обычно элерон располагается возможно дальше к концу крыла, что увеличивает $l_{\text{э}}$, а следовательно, при заданном $Q_{\text{э}}$ получается уменьшение площади элерона.

Для уменьшения давления на ручку управления элероны устраиваются компенсированными. Некомпенсированные элероны (фиг. 112) применяются для легких учебных машин и в случае узких элеронов (с малой хордой); для планеров, имеющих широкий элерон, устройство компенсации весьма желательно.

На фиг. 113 приведены два типа аэродинамических компенсаторов, наиболее употребительных в планерах. Компенсатор типа a



Фиг. 112.



Фиг. 113.

представляет собой щелевой элерон; b —элерон типа Фрайз. Хотя оба эти типа элеронов являются элеронами с осевой компенсацией, но в практике же под этим названием подразумевают только тип Фрайз. Элероны с осевой компенсацией уменьшают момент рысканья, так как выступающий носок поднятого элерона повышает местное профильное сопротивление. В щелевом элероне щель будет увеличивать эффективность элерона на критических углах атаки.

Элероны типа Фрайз в последнее время получили большое распространение благодаря целому ряду преимуществ перед щелевыми, а именно: 1) в нейтральном положении они создают меньшее лобовое сопротивление и 2) позволяют осуществить весовую компенсацию без применения грузов, выступающих за габарит крыла. Компенсация элеронов указанных типов составляет 25—27,5% площади элерона.

Перекомпенсация (увеличение площади компенсатора сверх указанного предела) может явиться причиной возникновения вибраций, в особенности на малых углах атаки. Поэтому ее следует избегать. При этом необходимо указать, что перекомпенсация элерона в отличие от перекомпенсации руля может не вызвать обратных усилий на ручке управления (имея в виду обратные действия элеронов) и остаться, таким образом, незамеченной летчиком.

Наивыгоднейшей хордой элерона является 0,25—0,3 хорды крыла.

§ 2. КОНСТРУКЦИЯ ЭЛЕРОНОВ

Основным элементом в конструкции элерона является лонжерон, работающий не только на изгиб, но и на кручение. Кручение элерона воспринимается жестким фанерным носком, который в щелевом элероне и элероне типа Фрайз выгодно обшивать фанерой, разгружая таким образом лонжерон от кручения. В некомпенсированном же элероне лонжерон обычно располагают по передней кромке элерона, и, следовательно, жесткий носок будет отсутствовать, что заставит лонжерон работать и на кручение.

Иногда элерон полностью зашивается фанерой, тогда кручение будет восприниматься верхней и нижней панелями обшивки. Конструкция такого рода невыгодна с точки зрения весовой компенсации.

В элероне с полотняной обшивкой для создания жесткости на кручение ставятся косые нервюры — раскосы, которые вместе с лонжероном, задним ободом и основными нервюрами образуют горизонтальную ферму элерона. Нервюры элерона являются продолжением основного профиля крыла.

Лонжерон элерона имеет или коробчатое сечение, или, при незначительной высоте, делается в виде сплошной прямоугольного сечения рейки, обшитой с двух сторон тонкой фанерой. Фанера предохраняет лонжерон от раскалывания.

Рычаг управления элероном устанавливается в центре тяжести элерона. Иногда при длинных элеронах на них устанавливается несколько рычагов с целью разгрузки от кручения и более равномерной передачи усилий от тяг управления на конструкцию

элерона. Кроме того, при элеронах с большим размахом их разделяют на две части, чтобы избежать заклинивания шарниров элерона при деформациях крыла.

§ 3. РАСЧЕТ ЭЛЕРОНА

В конструкции нормального элерона воздушная нагрузка передается с обшивки на нервюры и с них — на лонжерон. Так как центр тяжести эпюры нагрузки на нервюру не совпадает с осью лонжерона, то нагрузка с нервюры передается на лонжерон со скручивающим моментом. Суммарный скручивающий момент погашается в месте расположения кабанчика моментом, создаваемым усилием в тяге управления.

Лонжерон элерона крепится на нескольких шарнирах к заднему или добавочному лонжерону крыла. С расчетной точки зрения лонжерон элерона является неразрезной балкой, нагруженной вертикальной нагрузкой и скручивающим моментом.

Определение пролетных и опорных изгибающих моментов лонжерона элерона производится по теореме о трех моментах. Эпюру скручивающих моментов строим суммированием моментов, передаваемых нервюрами, начиная с свободных концов лонжерона до крепления кабанчика.

По нормам прочности планеров разрушающая нагрузка на элерон определяется по формуле

$$P = 0,043 v_{\max}^2$$

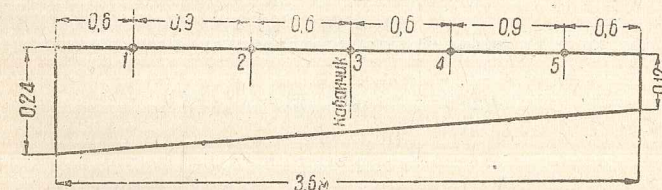
здесь v_{\max} — максимальная скорость буксировки в м/сек.

Распределение нагрузки по размаху пропорционально хордам; распределение по хорде происходит как показано на фиг. 114.

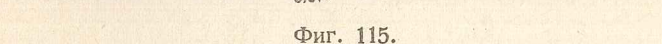
Пример расчета элерона

Данные для расчета

1. Максимальная скорость буксировки планера $v_{\max} = 140$ км/час.
2. Площадь элерона $S_a = 0,65$ м².
3. Размах элерона $l = 3,6$ м.



Фиг. 114.



Фиг. 115.

Эскиз элерона с размещением опор и кабанчика дан на фиг. 115.

Решение

Определяем нагрузку на элерон:

$$P = 0,043 \left(\frac{140}{3,6} \right)^2 = 65 \text{ кг.}$$

Средняя удельная нагрузка:

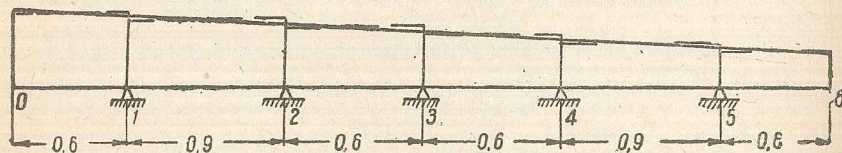
$$P_{\text{ср}} = \frac{65}{0,65} = 100 \text{ кг/м}^2.$$

Для определения изгибающих моментов построим эпюру погонных нагрузок на элерон.

Вычисляем значения q по расчетным сечениям:

$$\begin{aligned} q_0 &= 0,24 \cdot 100 = 24 \text{ кг/м} \\ q_1 &= 0,23 \cdot 100 = 23 \text{ »} \\ q_2 &= 0,20 \cdot 100 = 20 \text{ »} \\ q_3 &= 0,18 \cdot 100 = 18 \text{ »} \\ q_4 &= 0,16 \cdot 100 = 16 \text{ »} \\ q_5 &= 0,13 \cdot 100 = 13 \text{ »} \\ q_6 &= 0,12 \cdot 100 = 12 \text{ »} \end{aligned}$$

Полученная эпюра погонных нагрузок (фиг. 116) заменяется расчетной. Для q берется среднее значение, т. е. в каждом пролете на-



Фиг. 116.

грузка, распределенная по трапеции, заменяется нагрузкой, распределенной по прямоугольнику. Тогда расчетная схема примет вид, изображенный пунктиром на фиг. 116.

Вычисляем средние значения q для пролетов

$$\begin{aligned} q_{0-1} &= \frac{24 + 23}{2} = 23,5 \text{ кг/м} \\ q_{1-2} &= \frac{23 + 20}{2} = 21,5 \text{ »} \\ q_{2-3} &= \frac{20 + 18}{2} = 19,0 \text{ »} \\ q_{3-4} &= \frac{18 + 16}{2} = 17,0 \text{ »} \\ q_{4-5} &= \frac{16 + 13}{2} = 14,5 \text{ »} \\ q_{5-6} &= \frac{13 + 12}{2} = 12,5 \text{ »} \end{aligned}$$

Для определения опорных изгибающих моментов пользуемся теоремой о трех моментах.

Вычисляем моменты на опорах 1 и 5 от действия консоли:

$$M_1 = \frac{ql^2}{2} = \frac{23,5 \cdot 0,3^2}{2} = 1,06 \text{ кгм};$$

$$M_5 = \frac{ql^2}{2} = \frac{12,5 \cdot 0,3^2}{2} = 0,56 \text{ кгм.}$$

Остальные опорные моменты будут найдены, пользуясь уравнением трех моментов. Приводим это уравнение в общем виде:

$$\begin{aligned} M_{n-1}l_n + 2M_n(l_n + l_{n+1}) + M_{n+1}l_{n+1} = \\ = - \frac{6F_n a_n}{l_n} - \frac{6F_{n+1} b_{n+1}}{l_{n+1}}, \end{aligned}$$

где F — площадь эпюры изгибающих моментов в пролете, рассматриваемом, как свободно лежащая балка;

a_n и b_n — горизонтальные расстояния центра тяжести эпюры моментов от опор $(n-1)$ и n .

Составим уравнение для пролета 1—2:

$$M_1 l_{1-2} + 2M_2(l_{1-2} + l_{2-3}) + M_3 l_{2-3} = - \frac{6F_{1-2} a_1}{l_{1-2}} - \frac{6F_{2-3} b_2}{l_{2-3}}.$$

Определяем величины, входящие в уравнение. Для балки, как просто опертой, при равномерно распределенной нагрузке эпюра имеет вид параболы с наибольшей ординатой

$$\frac{ql^2}{8}.$$

Площадь параболического сегмента равна

$$F = \frac{2}{3} l \cdot \frac{ql^2}{8} = \frac{ql^3}{12}.$$

Центр тяжести находится по середине пролета, а поэтому

$$a_n = b_n = \frac{l}{2},$$

и, следовательно, выражение

$$\frac{6F_n a_n}{l_n} = \frac{ql_n^3}{4}.$$

Подставляя численные значения, найдем:

$$\frac{ql_{1-2}^3}{4} = \frac{21,5 \cdot 0,9^3}{4} = 4,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$\frac{ql_{2-3}^3}{4} = \frac{19,0 \cdot 0,6^3}{4} = 0,86 \text{ »}$$

$$\frac{ql_{3-4}^3}{4} = \frac{17,0 \cdot 0,3^3}{4} = 0,91 \text{ »}$$

$$\frac{ql_{4-5}^3}{4} = \frac{14,5 \cdot 0,9^3}{4} = 2,64 \text{ »}$$

Определив правые части уравнений, напишем последние для нашей балки, зная, что $M_1 = 1,06 \text{ кг} \cdot \text{м}$ и $M_5 = 0,56 \text{ кг} \cdot \text{м}$:

$$-1,06 \cdot 0,9 + 2M_2 \cdot 1,5 + M_3 \cdot 0,6 = -4,1 - 0,86$$

$$M_2 \cdot 0,6 + 2M_3 \cdot 1,2 + M_4 \cdot 0,6 = -0,86 - 0,91$$

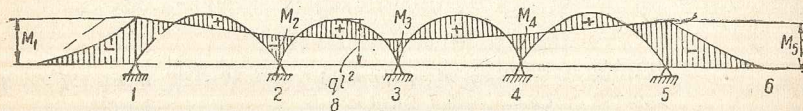
$$M_3 \cdot 0,6 + 2M_4 \cdot 1,5 - 0,56 \cdot 0,9 = -0,91 - 2,64.$$

Решая эти уравнения с тремя неизвестными M_2 , M_3 и M_4 , найдем:

$$M_2 = -1,3 \text{ кгм}$$

$$M_3 = -0,166 \text{ »}$$

$$M_4 = -1,14 \text{ »}$$



Фиг. 117.

Полная эпюра изгибающих моментов для лонжерона получается графическим построением, как это показано на фиг. 117 (на чертеже заштрихована).

Кручение

Элерон является некомпенсированным, и лонжерон расположен на передней кромке элерона. Плечо крутящего момента (расстояние от центра тяжести эпюры нагрузки до передней кромки элерона) будет равно:

$$C \approx 0,42t,$$

здесь t — хорда элерона.

При размещении лонжеронов на некотором расстоянии от передней кромки элерона (например, в щелевых элеронах) плечо крутящего момента будет равно:

$$C = 0,42t - a,$$

где a — расстояние лонжерона от носка нервюры элерона.

Кабанчик элерона расположен на третьей опоре. Следовательно, крутящие моменты надо подсчитывать от конца элерона до кабанчика, где крутящий момент погашается усилием в тяге управления. Определяя крутящие моменты по опорам, надо нагрузку, действующую на пролет, заменять равнодействующей, приложенной посередине отсека. Очевидно, что плечо крутящего момента следует подсчитывать также по средней линии отсека.

Силы по отсекам:

$$P_{0-1} = q_{\text{ср}} l_{\text{отс}} = 24,5 \cdot 0,3 = 7,3 \text{ кг}$$

$$P_{1-2} = 21,5 \cdot 0,9 = 19,3 \text{ кг}$$

$$P_{2-3} = 19,0 \cdot 0,6 = 11,4 \text{ »}$$

$$P_{3-4} = 16,0 \cdot 0,6 = 9,6 \text{ »}$$

$$P_{4-5} = 17,0 \cdot 0,9 = 15,3 \text{ »}$$

$$P_{5-6} = 12,5 \cdot 0,3 = 3,7 \text{ »}$$

Плечи крутящих моментов:

$$C \approx 0,42t.$$

Величину t берем по средней линии пролета:

$$C_{0-1} = 0,42 \cdot 0,235 = 0,1 \text{ м}$$

$$C_{1-2} = 0,42 \cdot 0,215 = 0,09 \text{ »}$$

$$C_{2-3} = 0,42 \cdot 0,19 = 0,08 \text{ »}$$

$$C_{3-4} = 0,42 \cdot 0,17 = 0,071 \text{ »}$$

$$C_{4-5} = 0,42 \cdot 0,145 = 0,061 \text{ »}$$

$$C_{5-6} = 0,42 \cdot 0,125 = 0,052 \text{ »}$$

Местные крутящие моменты:

$$\Delta M_{\text{кр}} = P c$$

$$\Delta M_1 = 0,1 \cdot 7,3 = 0,73 \text{ кгм}$$

$$\Delta M_2 = 0,09 \cdot 19,3 = 1,74 \text{ »}$$

$$\Delta M_3 = 0,08 \cdot 11,4 = 0,91 \text{ »}$$

$$\Delta M_4 = 0,071 \cdot 9,6 = 0,68 \text{ »}$$

$$\Delta M_5 = 0,061 \cdot 15,3 = 0,93 \text{ »}$$

$$\Delta M_6 = 0,052 \cdot 3,7 = 0,19 \text{ »}$$

Эпюра полных крутящих моментов получается суммированием местных моментов ΔM от свободных концов лонжерона до кабанчика управления.

Крутящие моменты:

для левой части лонжерона (влево от кабанчика):

$$M_1 = 0,73 \text{ кгм}$$

$$M_2 = 0,73 + 1,74 = 2,47 \text{ кгм}$$

$$M_3 = 2,47 + 0,91 = 3,38 \text{ »}$$

для правой части:

$$M_5 = 0,19 \text{ кгм}$$

$$M_4 = 0,19 + 0,93 = 1,12 \text{ кгм}$$

$$M_3 = 1,12 + 0,68 = 1,8 \text{ »}$$

Полный крутящий момент на опоре 3 (в месте крепления кабанчика элерона):

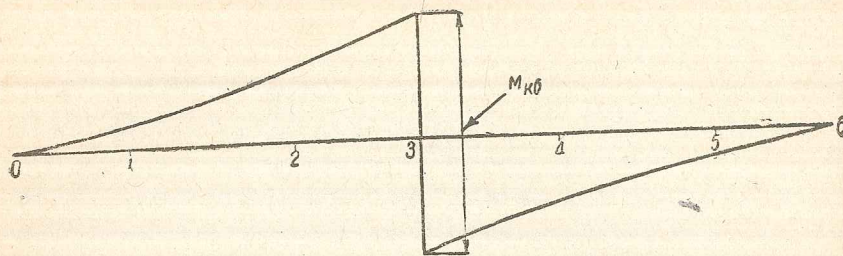
$$M_3 = 3,38 + 1,8 = 5,18 \text{ кгм}.$$

По полученным значениям $M_{\text{кр}}$ на фиг. 118 построена эпюра крутящих моментов, где $M_{\text{кр}}$ момент кабанчика. Сечения лонжерона элерона должны проверяться на совместное действие изгиба и кручения.

Суммарный момент:

$$M_{\text{сум}} = \sqrt{M_{\text{изг}}^2 + M_{\text{кр}}^2}.$$

В тех случаях, когда нормальные напряжения (изгиб) получаются незначительными по сравнению с напряжениями на срез (кручение),



Фиг. 118.

первыми можно пренебречь. Напряжение на срез при чистом скручивании можно приближенно подсчитать по формуле Бредта или более точно по формуле:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2\delta(h-t)(B-\delta)},$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент;
 δ — толщина стенки лонжерона;
 h — высота лонжерона;
 B — ширина лонжерона;
 t — толщина одной полки.

Критическое напряжение в этом случае находим по формуле ¹:

$$\tau = 5E \frac{\delta}{h},$$

здесь E — модуль упругости стенки.

Если элерон имеет жесткий фанерный носок, способный воспринимать напряжения среза, то скручивающий момент полностью относим к носку и лонжерон поверяем только на нормальные напряжения (изгиб). Напряжения в фанерном носке от кручения определяем по формуле Бредта.

ГЛАВА VII

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ОПЕРЕНИЯ

§ 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ОПЕРЕНИЯ

Оперение в простейшей своей форме состоит из двух поверхностей: вертикальной, расположенной по оси фюзеляжа, и другой — горизонтальной. Каждая из указанных поверхностей разделяется на переднюю, неподвижную (стабилизатор и киль) и заднюю, в виде управляемого крылышка, способного отклоняться.

¹ Проф. Г. Г. Ростовцев, Строительная механика самолета.

В планерах обычно горизонтальное оперение делается целиком подвижным без стабилизатора. В учебных же машинах поверхность горизонтального оперения обязательно состоит из неподвижного стабилизатора и руля высоты.

В последнее время в связи с повышением скорости полета и применением буксировки очевидно устройство стабилизатора должно войти в практику не только учебных планеров, так как на большой скорости полета планер становится очень чутким к движениям целиком подвижного руля, и наличие стабилизирующего неподвижного органа весьма желательно.

Площади вертикального и горизонтального оперения по отношению к площади крыла лежат в следующих пределах:

Площадь горизонтального оперения:

$$S_{г.о} = (0,12 \div 0,14) S_{кр.}$$

Площадь вертикального оперения:

$$S_{в.о} = (0,06 \div 0,09) S_{кр.}$$

В свою очередь площадь оперения делится в следующем отношении:

Горизонтальное оперение:

$$S_{ст} = (0,65 \div 0,55) S_{г.о};$$

$$S_{р.в} = (0,35 \div 0,45) S_{г.о}.$$

Вертикальное оперение:

$$S_{ниля} = (0,10 \div 0,15) S_{в.о};$$

$$S_{р.п} = (0,9 \div 0,85) S_{в.о}.$$

В учебных машинах часто площадь вертикального и горизонтального оперений делится в одинаковых пропорциях, т. е.

$$S_{ст} = 0,50 S_{г.о};$$

$$S_{р.в} = 0,50 S_{г.о};$$

$$S_{ниля} = 0,50 S_{в.о};$$

$$S_{р.п} = 0,50 S_{в.о}.$$

Для более точного определения площадей оперения пользуются методом инж. Пышнова. Указанный метод основан на подборе статических моментов площадей, поскольку одна площадь без учета плеча не определит эффекта оперения. Обозначая через Q с соответствующим индексом статический момент какого-либо оперения относительно центра тяжести планера, будем иметь:

$$Q_{г.о} = S_{г.о} L_{г.о},$$

$$Q_{в.о} = S_{в.о} L_{в.о},$$

где S — соответственная площадь оперения;

L — плечо оперения, равное расстоянию от центра тяжести планера до центра давления данного оперения.

При $L > 1,5 b_{\text{ср}}$ L разрешается брать как расстояние от центра тяжести планера до оси шарниров рулей. Действие рулей оценивается отношением:

$$C = \frac{Q_{\text{опер}}}{Q_{\text{кр}}},$$

где $Q_{\text{опер}}$ — статический момент оперения;

$Q_{\text{кр}}$ — статический момент площади крыла относительно продольной оси планера, равный произведению площади крыла на расстояние от середины крыла до центра тяжести площади половины крыла:

Для прямоугольного крыла:

$$Q_{\text{кр}} = \frac{Sl}{4}.$$

Для эллиптического:

$$Q_{\text{кр}} = \frac{Sl}{4,7}.$$

Для треугольного:

$$Q_{\text{кр}} = \frac{Sl}{6}.$$

Следовательно, для статических коэффициентов будем иметь:

Коэффициент вертикального оперения

$$C_{\text{в.о}} = \frac{Q_{\text{в.о}}}{Q_{\text{кр}}}.$$

Коэффициент горизонтального оперения

$$C_{\text{г.о}} = \frac{Q_{\text{г.о}}}{Q_{\text{кр}}}.$$

$Q'_{\text{кр}}$ есть произведение площади крыла на длину средней аэродинамической хорды крыла, равное отношению $\frac{S^2}{l}$.

По данным Пышнова, значения указанных коэффициентов должны быть равны:

$$C_{\text{в.о}} = 0,095; \quad C_{\text{г.о}} = 0,38.$$

Большие отклонения в значениях коэффициентов C в сторону уменьшения указывают конструктору на недостаточность площади соответствующего оперения.

Так как оперение должно работать одинаково как на положительных, так и на отрицательных углах атаки, то для оперения употребляются симметричные профили. Толщина профиля колеблется в пределах 0,06—0,08 t и только у небольшого числа двухместных машин достигает порядка 0,10—0,12 t .

В целях уменьшения давления на ручку и педали рули делаются компенсированными. В планерах обычно применяется наружная или

роговая компенсация. Указанный тип компенсации основан на том, что давление воздуха на небольшой, выступающий за ось вращения участок руля создает момент, облегчающий поворот руля. Кроме того, компенсатор будет уменьшать и кручение лонжерона руля.

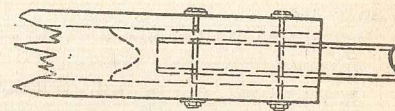
Величина компенсации, т. е. площади руля, находящегося впереди оси вращения, в среднем колеблется в пределах 12—15% площади руля. Такую же компенсацию имеет и целиком подвижное горизонтальное оперение, т. е. площадь горизонтального оперения (в этом случае находящаяся впереди оси вращения) будет составлять 0,12—0,15% общей площади. Указанный тип компенсации будет хорошо действовать до углов отклонения руля в 10—15°; сверх этого предела давление на ручку начинает быстро расти.

§ 2. КОНСТРУКЦИЯ ОПЕРЕНИЯ

Очертание оперения в плане отличается большим разнообразием, но основными формами являются эллиптическая, трапецевидная и прямоугольная. Последние две формы чаще употребляются в конструкциях учебных машин.

При эллиптической форме задний обод оперения должен быть согнут по контуру оперения; обычно его выклеивают из нескольких реек, в то время как при прямоугольной и трапецевидной форме обод может быть изготовлен из целой прямой рейки.

По своей конструкции горизонтальное и вертикальное оперение, так же как и крыло, состоит из лонжеронов, нервюр, распорок и стрингеров. В рулях устанавливаются обычно косые нервюры — раскосы, создающие рулю жесткость на кручение.



Фиг. 119.

В целиком подвижном горизонтальном оперении устанавливается один лонжерон, который работает на оба вида деформаций — изгиб и кручение. Лонжерон заделывается в трубу, на которой крепится рычаг управления рулем глубины. Труба лежит в подшипниках, укрепленных на бортах фюзеляжа, являющихся опорами руля. Поэтому жесткость оперения при изгибе будет зависеть от расстояния между подшипниками, т. е. от базы закрепления. Очевидно это расстояние будет ограничивать ширина фюзеляжа в месте крепления оперения, однако нужно считать, что 90—120 мм являются минимальными допустимыми размерами.

Люфт подшипников появится тем быстрее, чем меньше указанное расстояние, так как при несимметричных нагрузках на оперение силы, приходящиеся на подшипники (опоры), возрастают с уменьшением базы.

Труба заделывается в лонжерон при помощи двух-трех вертикальных болтов, соединяющих лонжерон с трубой (фиг. 119). Место между трубой и полками лонжерона заполняется ясеновой бобышкой. Длина заделываемого конца трубы должна обеспечить жесткую заделку трубы в лонжероне; средний размер, установленный практи-

где S — соответственная площадь оперения;

L — плечо оперения, равное расстоянию от центра тяжести планера до центра давления данного оперения.

При $L > 1,5 b_{cp}$ L разрешается брать как расстояние от центра тяжести планера до оси шарниров рулей. Действие рулей оценивается отношением:

$$C = \frac{Q_{опер}}{Q_{кр}}$$

где $Q_{опер}$ — статический момент оперения;

$Q_{кр}$ — статический момент площади крыла относительно продольной оси планера, равный произведению площади крыла на расстояние от середины крыла до центра тяжести площади половины крыла:

Для прямоугольного крыла:

$$Q_{кр} = \frac{Sl}{4}.$$

Для эллиптического:

$$Q_{кр} = \frac{Sl}{4,7}.$$

Для треугольного:

$$Q_{кр} = \frac{Sl}{6}.$$

Следовательно, для статических коэффициентов будем иметь:

Коэффициент вертикального оперения

$$C_{в.о} = \frac{Q_{в.о}}{Q_{кр}}.$$

Коэффициент горизонтального оперения

$$C_{г.о} = \frac{Q_{г.о}}{Q_{кр}}.$$

$Q_{кр}'$ есть произведение площади крыла на длину средней аэродинамической хорды крыла, равное отношению $\frac{S^2}{l}$.

По данным Пышнова, значения указанных коэффициентов должны быть равны:

$$C_{в.о} = 0,095; \quad C_{г.о} = 0,38.$$

Большие отклонения в значениях коэффициентов C в сторону уменьшения указывают конструктору на недостаточность площади соответствующего оперения.

Так как оперение должно работать одинаково как на положительных, так и на отрицательных углах атаки, то для оперения употребляются симметричные профили. Толщина профиля колеблется в пределах 0,06—0,08 t и только у небольшого числа двухместных машин достигает порядка 0,10—0,12 t .

В целях уменьшения давления на ручку и педали рули делаются компенсированными. В планерах обычно применяется наружная или

роговая компенсация. Указанный тип компенсации основан на том, что давление воздуха на небольшой, выступающий за ось вращения участок руля создает момент, облегчающий поворот руля. Кроме того, компенсатор будет уменьшать и кручение лонжерона руля.

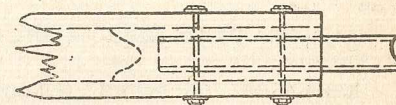
Величина компенсации, т. е. площади руля, находящегося впереди оси вращения, в среднем колеблется в пределах 12—15% площади руля. Такую же компенсацию имеет и целиком подвижное горизонтальное оперение, т. е. площадь горизонтального оперения (в этом случае находящаяся впереди оси вращения) будет составлять 0,12—0,15% общей площади. Указанный тип компенсации будет хорошо действовать до углов отклонения руля в 10—15°; сверх этого предела давление на ручку начинает быстро расти.

§ 2. КОНСТРУКЦИЯ ОПЕРЕНИЯ

Очертание оперения в плане отличается большим разнообразием, но основными формами являются эллиптическая, трапецевидная и прямоугольная. Последние две формы чаще употребляются в конструкциях учебных машин.

При эллиптической форме задний обод оперения должен быть согнут по контуру оперения; обычно его выклеивают из нескольких реек, в то время как при прямоугольной и трапецевидной форме обод может быть изготовлен из целой прямой рейки.

По своей конструкции горизонтальное и вертикальное оперение, так же как и крыло, состоит из лонжеронов, нервюр, распорок и стрингеров. В рулях устанавливаются обычно косые нервюры — раскосы, создающие рулю жесткость на кручение.



Фиг. 119.

В целиком подвижном горизонтальном оперении устанавливается один лонжерон, который работает на оба вида деформаций — изгиб и кручение. Лонжерон заделывается в трубу, на которой крепится рычаг управления рулем глубины. Труба лежит в подшипниках, укрепленных на бортах фюзеляжа, являющихся опорами руля. Поэтому жесткость оперения при изгибе будет зависеть от расстояния между подшипниками, т. е. от базы закрепления. Очевидно это расстояние будет ограничивать ширина фюзеляжа в месте крепления оперения, однако нужно считать, что 90—120 мм являются минимальными допустимыми размерами.

Люфт подшипников появится тем быстрее, чем меньше указанное расстояние, так как при несимметричных нагрузках на оперение силы, приходящиеся на подшипники (опоры), возрастают с уменьшением базы.

Труба заделывается в лонжерон при помощи двух-трех вертикальных болтов, соединяющих лонжерон с трубой (фиг. 119). Место между трубой и полками лонжерона заполняется ясеновой бобышкой. Длина заделываемого конца трубы должна обеспечить жесткую заделку трубы в лонжероне; средний размер, установленный практи-

кой, 150—200 мм. Так как горизонтальное оперение такого типа должно быть целиком подвижно, то оно всегда является свободонесущим.

В горизонтальном оперении со стабилизатором стабилизатор имеет два лонжерона. Передний лонжерон имеет стреловидную форму в плане, а иногда он является вместе с тем ребром атаки. Оба лонжерона укрепляются на фюзеляже при помощи металлических накладок. Руль высоты имеет один лонжерон, который может быть неразрезным, или жестко заделанным в центре, если даже руль высоты разделен рулем направления. В некомпенсированном или частично компенсированном руле этот лонжерон работает на изгиб и кручение благодаря тому, что нервы, передающие нагрузку на лонжерон, являются консольными. Вся нагрузка на руль высоты через шарниры руля передается на задний лонжерон стабилизатора.

Оперение с стабилизатором может быть свободонесущим, подкосным и расчаленным. Подкосы могут быть прикреплены как к верхней, так и к нижней поверхности стабилизатора. При этом второй конец подкоса закрепляется соответственно на киле и на нижней части фюзеляжа. Ленты же крепятся наверху к колонке кия, а внизу — к каркасу фюзеляжа. Следовательно, в этом случае будем иметь целиком расчаленное оперение — как вертикальное, так и горизонтальное.

В вертикальном оперении колонки кия являются консольными от верхней панели фюзеляжа. Киль обычно бывает двухлонжеронной конструкции, причем задний лонжерон воспринимает кроме части нагрузки, действующей на киль, нагрузку, действующую на руль поворотов.

Шарниры рулей выполняются обычно в виде ушковых и вильчатых болтов.

Лонжероны оперения делаются коробчатого, двутаврового или одностенного (швеллерного) сечения. Наиболее загруженные лонжероны и лонжероны, работающие на кручение, делаются коробчатого сечения. Для первого лонжерона стабилизатора и кия обычно применяются одностенные лонжероны или лонжероны двутаврового сечения.

В целях уменьшения крутящего момента фюзеляжа вертикальное оперение по своей форме делается малого размаха, так как в этом случае уменьшается плечо крутящего момента, а следовательно, и самый момент. Однако чрезмерное увеличение глубины руля будет увеличивать крутящие моменты лонжерона руля, поэтому при выборе формы оперения приходится считаться и с этим обстоятельством.

Уменьшение размаха в горизонтальном оперении будет уменьшать изгибающие моменты, однако, как и в вертикальном оперении, за счет увеличения хорд оперения возрастут крутящие моменты, которые могут оказать существенное влияние, в особенности при целиком подвижном горизонтальном оперении. Вообще нужно отметить, что уменьшение размаха в оперении вполне рационально, поскольку при небольших C_D увеличение индуктивного сопротивления оперения, являющегося следствием малого размаха, ничтожно по абсолютной величине.

§ 3. РАСЧЕТ ОПЕРЕНИЯ

Нагрузка по нормам должна получаться из рассмотрения статического равновесия планера для случаев А, В, С и D по формуле

$$P = \frac{M'}{l} f, \quad (1)$$

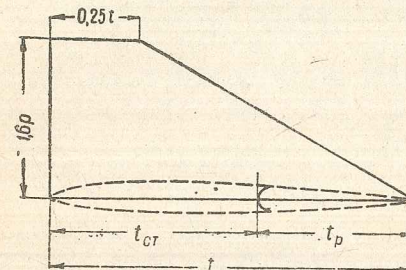
где M' — момент планера относительно его центра тяжести, получаемый из продувки модели всего планера без хвостового оперения;

l — расстояние от центра тяжести планера до центра давления оперения; если $l > 1,5 t_{cr}$, то l можно брать как расстояние от центра тяжести планера до оси шарниров рулей высоты;

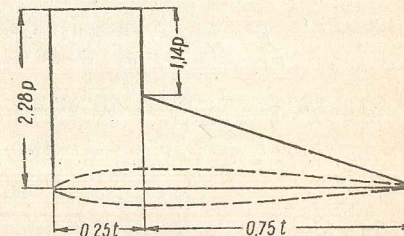
f — коэффициент безопасности.

Следовательно, P определяется в случаях А, В и D по формуле

$$P = \frac{C_m n G}{C_y} \frac{l'}{l}, \quad (2)$$



Фиг. 120.



Фиг. 121.

где C_m — коэффициент момента по продувке для угла атаки соответствующего случая;

G — вес планера;

n — перегрузка норм;

C_y — берется для угла атаки соответствующего случая;

l' — плечо, к которому отнесен C_m при продувке.

В случае С

$$P = 2 \frac{C_{mp} S v^2 l'}{l}, \quad (3)$$

где v — скорость, соответствующая случаю C_k ;

S — площадь оперения.

Распределение нагрузки по размаху оперения производится пропорционально хордам.

Распределение нагрузки по хорде для руля со стабилизатором показано на фиг. 120, а для целиком подвижного руля (без стабилизатора) — на фиг. 121.

Методы расчета оперения не отличаются от методов, применяемых при расчете крыльев. Так как в планерах оперение обладает значитель-

ной жесткостью, обусловленной конструктивными соображениями, то без ущерба для прочности расчет значительно упрощают по сравнению с крыльями, например, не учитывают влияния обшивки и нервюр на распределение нагрузки между лонжеронами стабилизатора. Поэтому, не останавливаясь на методах расчета оперения, дадим числовые примеры расчета.

Пример расчета горизонтального оперения

Рассчитать оперение планера Г-17 на случай А.

Данные для расчета.

1. Оперение целиком подвижно.
2. Полетный вес планера $G = 206$ кг.
3. Перегрузка в случае А: $n = 10$; $C_y = 0,718$; $C_m = 0,195$.
4. Расстояние от центра тяжести планера до оси вращения руля $l = 3$ м; l' (средняя аэродинамическая хорда крыла) — $0,84$ м.
5. Площадь оперения — $1,62$ м.

Решение.

Согласно нормам прочности нагрузка на оперение вычисляется по формуле:

$$P = \frac{0,195 \cdot 10 \cdot 204 \cdot 0,83}{0,718 \cdot 3,0} = 154 \text{ кг.}$$

Средняя удельная нагрузка:

$$P_{\text{ср}} = \frac{154}{1,62} = 95 \text{ кг/м}^2.$$

Нагрузка по размаху распределяется пропорционально хордам:

$$q = P_{\text{ср}} t,$$

где $P_{\text{ср}}$ — средняя удельная нагрузка оперения;
 t — хорда.

Погонная нагрузка по нервюрам:

$$q_1 = 95 \cdot 0,75 = 71,3 \text{ кгм}$$

$$q_2 = 95 \cdot 0,718 = 68,3 \text{ »}$$

$$q_3 = 95 \cdot 0,662 = 63,0 \text{ »}$$

$$q_4 = 95 \cdot 0,500 = 47,5 \text{ »}$$

$$q_5 = 95 \cdot 0,350 = 33,3 \text{ »}$$

$$q_6 = 95 \cdot 0,200 = 19,0 \text{ »}$$

Нагрузка по нервюрам будет равна:

$$P_n = q \cdot b,$$

здесь b — расстояние между средними линиями смежных отсеков;
 q — погонная нагрузка на данное сечение.

$$P_1 = 71,3 \cdot 0,15 = 10,7 \text{ кг}$$

$$P_2 = 68,3 \cdot 0,3 = 20,4 \text{ »}$$

$$P_3 = 63 \cdot 0,3 = 18,8 \text{ »}$$

$$P_4 = 47,5 \cdot 0,3 = 14,2 \text{ »}$$

$$P_5 = 33,3 \cdot 0,3 = 10,0 \text{ »}$$

$$P_6 = 19 \cdot 0,15 = 2,9 \text{ »}$$

$$\sum P = 77 \text{ кг}$$

Точка приложения равнодействующей

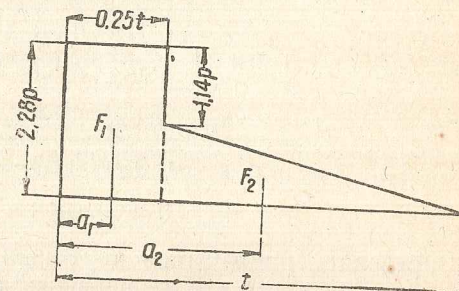
При расчете оперения, целиком подвижного, нагрузку по хорде распределяем, как показано на фиг. 121. При таком распределении равнодействующая будет находиться в центре тяжести грузовой площади.

Положение центра тяжести определяется (фиг. 122)

$$X_{\text{ц.т.}} = \frac{F_1 a_1 + F_2 a_2}{F_1 + F_2},$$

где F_1 — площадь прямоугольной части эпюры;

F_2 — площадь треугольной части;



Фиг. 122.

$X_{\text{ц.т.}}$ — расстояние центра тяжести площади от носка дужки;
 a_1 и a_2 — соответственно расстояния от носка руля до центра тяжести площадей F_1 и F_2 .

Так как по нормам интенсивность нагрузки у передней кромки равна $2,28 p_{\text{ср}}$ и $1,14 p_{\text{ср}}$ на расстоянии $0,25 t$ от носка (для задней части руля), то площади F_1 и F_2 могут быть представлены в виде:

$$F_1 = 2,28 p_{\text{ср}} \cdot 0,25 t = 0,57 p_{\text{ср}} t,$$

$$F_2 = \frac{1,14 p_{\text{ср}} \cdot 0,75 t}{2} = 0,43 p_{\text{ср}} t,$$

где $p_{\text{ср}}$ — средняя удельная нагрузка на оперение, равная

$$p_{\text{ср}} = \frac{P}{S_{\text{п.о.}}}$$

Подставляя полученные значения F_1 и F_2 и производя сокращения, получим:

$$X_{\text{ц.т.}} = 0,57 a_1 + 0,43 a_2.$$

Как видно из фиг. 122, значения a_1 и a_2 будут равны

$$a_1 = \frac{0,25t}{2} = 0,125t;$$

$$a_2 = 0,25t + \frac{0,75t}{3} = 0,5t.$$

Откуда получим окончательно

$$X_{ц.т} = 0,57 \cdot 0,125t + 0,43 \cdot 0,5t \approx 0,28t.$$

Так как лонжерон оперения находится на расстоянии $0,2t$ от носка дужки по всему размаху оперения, то следовательно он подвержен скручивающему моменту.

Плечо крутящего момента

$$e = 0,28t - 0,20t = 0,08t.$$

Определяем плечи крутящих моментов по расчетным сечениям (нервюрам):

$$e_1 = 0,75 \cdot 0,08 = 0,064 \text{ м}$$

$$e_2 = 0,718 \cdot 0,08 = 0,057 \text{ »}$$

$$e_3 = 0,662 \cdot 0,08 = 0,053 \text{ »}$$

$$e_4 = 0,500 \cdot 0,08 = 0,04 \text{ »}$$

$$e_5 = 0,350 \cdot 0,08 = 0,028 \text{ »}$$

$$e_6 = 0,200 \cdot 0,08 = 0,016 \text{ »}$$

Определяем приращения крутящих моментов, равные произведению силы, действующей на нервюре, на плечо крутящего момента:

$$\Delta M_1 = 10,7 \cdot 0,064 = 0,69 \text{ кгм}$$

$$\Delta M_2 = 20,4 \cdot 0,057 = 1,16 \text{ »}$$

$$\Delta M_3 = 18,8 \cdot 0,053 = 1,00 \text{ »}$$

$$\Delta M_4 = 14,2 \cdot 0,04 = 0,570 \text{ »}$$

$$\Delta M_5 = 10,0 \cdot 0,028 = 0,280 \text{ »}$$

$$\Delta M_6 = 2,9 \cdot 0,016 = 0,050 \text{ »}$$

Вычисляем суммарные крутящие моменты в сечении путем суммирования ΔM , расположенных левее сечения:

$$M_6 = 0,050 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

$$M_5 = 0,050 + 0,280 = 0,330 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

$$M_4 = 0,330 + 0,570 = 0,900 \text{ »}$$

$$M_3 = 0,900 + 1,00 = 1,90 \text{ »}$$

$$M_2 = 1,90 + 1,16 = 3,06 \text{ »}$$

$$M_1 = 3,06 + 0,69 = 3,75 \text{ »}$$

Изгибающие моменты лонжерона руля

Способы определения нагрузки по нервюрам руля нами были указаны выше. Определим изгибающие моменты так же, как мы делали при расчете крыла, т. е., вычислив общую перерезывающую силу в сечении, умножением ее на расстояние между соседними сечениями будем получать $\Delta M_{изг}$; суммируя все ΔM левее сечения, получим полный изгибающий момент в сечении.

Вычисления сведены в табл. 7.

По полученным изгибающим моментам проверяем сечения лонжерона. Крутящий момент при жестком фанерном носке будет восприниматься последним. Напряжения в носке от кручения проверяются по формуле Бредта.

Если носок не воспринимает скручивающих усилий (например, носок тонкий с теряющей устойчивость фанерой), то лонжерон рассчитывается на сложный изгиб по формуле третьей теории прочности:

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma_1^2 + 4\tau^2}, \quad (4)$$

где σ_1 — напряжение на изгиб;

τ — напряжение среза;

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2\delta(n-t)(B-\delta)},$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент;

δ — толщина стенки лонжерона;

h — высота стенки лонжерона;

B — ширина лонжерона;

t — толщина одной полки.

Пример расчета вертикального оперения

Данные для расчета

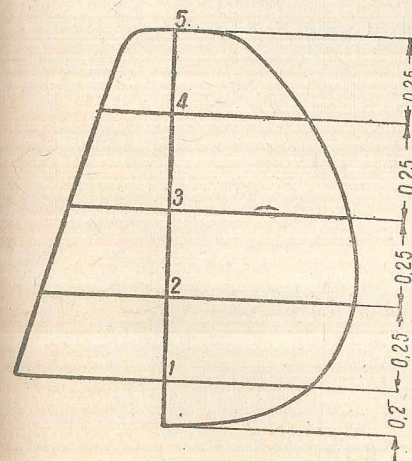
1. Площадь руля поворота — $0,68 \text{ м}^2$.

2. Площадь киля — $0,14 \text{ м}^2$.

3. Полная площадь вертикального оперения — $0,82 \text{ м}^2$.

4. Максимальная скорость полета планера — 120 км/ч .

Эскиз оперения дан на фиг. 123.



Фиг. 123.

Решение

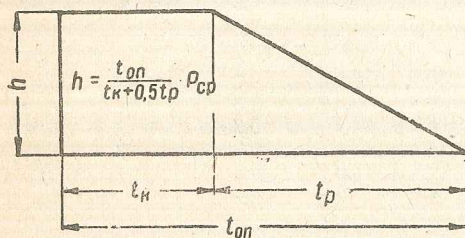
Определяем нагрузку на вертикальное оперение по формуле:

$$P = 3,2v_{\max} S_{в.о} = 88 \text{ кг.} \quad (5)$$

Средняя удельная нагрузка

$$p_{\text{ср}} = \frac{88}{0,82} = 107 \text{ кг/м}^2.$$

Нагрузка по хорде распределяется, как показано на фиг. 124, так что интенсивность в любой точке кия (и рогового компенсатора) равна:



Фиг. 124.

$$h = \frac{t_{\text{оп}}}{t_{\text{к}} + 0,5 t_{\text{п}}} p_{\text{ср}}, \quad (6)$$

где $t_{\text{оп}}$ — хорда вертикального оперения;
 $t_{\text{к}}$ — хорда кия (или компенсатора);
 $t_{\text{п}}$ — хорда руля (без хорды компенсатора);
 $p_{\text{ср}}$ — средняя удельная нагрузка.

Следовательно, $t_{\text{к}}$ в одном случае будет являться хордой кия (если в сечение входит киль) и в другом — хордой компенсатора (там, где имеется роговой компенсатор и киль отсутствует).

Определяем для нашего случая значения h по сечениям

$$h_1 = \frac{0,90}{0,40 + 0,5 \cdot 0,5} \cdot 107 = 147 \text{ кг/м}^2$$

$$h_2 = \frac{0,86}{0,26 + 0,5 \cdot 0,6} \cdot 107 = 164 \text{ »}$$

$$h_3 = \frac{0,82}{0,22 + 0,5 \cdot 0,6} \cdot 107 = 169 \text{ »}$$

$$h_4 = \frac{0,67}{0,17 + 0,5 \cdot 0,5} \cdot 107 = 170 \text{ »}$$

$$h_5 = \frac{0,48}{0,12 + 0,5 \cdot 0,36} \cdot 107 = 171 \text{ »}$$

Нагрузка на нервюры кия

$$p_{\text{к}} = h t_{\text{ка}}. \quad (7)$$

Нагрузка на нервюры руля (без рогового компенсатора):

$$P_{\text{р}} = \frac{h t_{\text{р}}}{2} a; \quad (8)$$

с роговым компенсатором:

$$P_{\text{р}} = \left(h t_{\text{кп}} + \frac{h t_{\text{р}}}{2} \right) a, \quad (9)$$

где $t_{\text{кп}}$ — хорда компенсатора;

$t_{\text{р}}$ — хорда руля (без хорды компенсатора);

$t_{\text{к}}$ — хорда кия;

a — расстояние между средними линиями смежных отсеков.

Вычисления сводим в табл. 8

Таблица 8

Сечения	1	2	3	4	5
$t_{\text{руля}}$	0,5	0,60	0,60	0,5	0,36
$t_{\text{кия}}$	0,40	0,26	0,22	—	—
$t_{\text{кп}}$	—	—	0,22	0,17	0,12
a	0,325	0,25	0,250	0,25	0,125
$h t_{\text{к}} a$	0,125	7,3	4,6	—	—
h	147	164	169	170	171
$h t_{\text{кп}} + \frac{h t_{\text{р}}}{2}$	36,7	49,8	89,0	71,4	51,3
$a \left(h t_{\text{кп}} + \frac{h t_{\text{р}}}{2} \right)$	11,8	12,3	17,3	17,7	6,4

Дальнейший ход расчета аналогичен расчету горизонтального оперения со стабилизатором.

Сначала рассчитываем лонжерон руля поворотов, находим в нем изгибающие моменты и опорные реакции. Опорные реакции лонжерона руля через шарниры передадутся на задний лонжерон кия и сложатся с основными нагрузками.

Распределение нагрузки, действующей на киль, по лонжеронам не встретит затруднений.

Положение центра давления будет находиться по середине хорды кия, так как нагрузка распределяется по прямоугольнику.

Для лонжерона руля необходимо учесть крутящие моменты. Точка приложения сил от носка руля в части руля без компенсатора будет равна:

$$C = \frac{1}{3} t_{\text{р}},$$

а в части руля с компенсатором

$$C = \frac{t_{\text{кп}}^2 + t_{\text{р}} \left(t_{\text{к}} + \frac{1}{3} t_{\text{р}} \right)}{2 t_{\text{кп}} + t_{\text{р}}},$$

или, приняв приближенно распределение нагрузки по закону треугольника, будем иметь:

$$C = \frac{1}{3} (t_{\text{кп}} + t_{\text{р}}). \quad (10)$$

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ФЮЗЕЛЯЖА

§ 1. КОНСТРУКЦИЯ ФЮЗЕЛЯЖА

В носовой части фюзеляжа планера располагаются пилот, управление и буксирное приспособление. Поэтому внутри этой части фюзеляжа планера не должно быть поперечных расчалок и других деталей, стесняющих расположение пилота и мешающих управлению. Для восприятия усилий от буксирного троса и передачи их центральной части фюзеляжа носовая часть должна быть достаточно жесткой.

Центральная часть фюзеляжа воспринимает нагрузки, действующие на переднюю часть фюзеляжа, и нагрузки от хвостового оперения. Кроме того, эта часть служит для передачи веса планера на несущие поверхности во время полета и на лыжу или шасси во время посадки.

Хвостовая часть фюзеляжа служит опорой для оперения и воспринимает нагрузки, действующие на последнее.

Вертикальное оперение создает крутящие моменты и горизонтальные нагрузки на хвостовую часть фюзеляжа; горизонтальное оперение и костьль — вертикальные нагрузки.

Конструкция фюзеляжа в целом должна иметь удобообтекаемую форму без резких переломов в линиях обвода, не иметь впадин и выступов, препятствующих плавному обтеканию, и иметь возможно меньший мидель (поперечное сечение).

Несоблюдение перечисленных условий вызовет увеличение вредного сопротивления, создаваемого фюзеляжем, и, следовательно, весьма существенно повлияет на аэродинамические качества планера. Дополнительное лобовое сопротивление будет создаваться также интерференцией между крылом и фюзеляжем; поэтому сопряжение крыла с фюзеляжем должно быть выполнено без острых углов с помощью зализа. Применение зализа выгодно, кроме того, с точки зрения баффтинга (см. гл. IX).

Таковы основные требования, предъявляемые к конструкции фюзеляжа в отношении прочности и аэродинамических качеств. Кроме того, к фюзеляжу предъявляется требование легкости конструкции и простота производства. Оба эти требования в большой степени будут зависеть от назначения планера, так как этим качествам обычно удовлетворяют за счет соответствующего понижения требований аэродинамики. Так, например, в учебных планерах часто практикуется в хвостовой части фюзеляжа расчаленная балка. В этом случае дешевизна в производстве достигается за счет соответствующего понижения аэродинамики планера.

Основными типами фюзеляжей в планерах являются монокок, балочный и ферменный с работающей обшивкой. Ферменный фюзеляж с расчалками в планерах почти не применяется. Характеристика типов фюзеляжей приведена ниже.

Фюзеляж типа монокок является наиболее распространенной конструкцией для рекордных планеров. Он имеет вид тела обтекаемой формы. Яйцевидное поперечное сечение в центральной и носовой части фюзеляжа переходит в круглое или эллиптическое на конце и прекрасно воспринимает как изгибающие, так и крутящие усилия.

Конструкция фюзеляжа состоит из набора шпангоутов и продольных стрингеров, подкрепляющих фанерную обшивку.

Шпангоуты служат для придания необходимой формы фюзеляжу и воспринимают местные усилия (например, с несущих поверхностей, оперения).

Стрингера ставятся для подкрепления обшивки, что способствует уменьшению и ограничению упругих деформаций сдвига.

Шпангоуты (кроме силовых, воспринимающих местные сосредоточенные силы) выполняются обычно коробчатого типа. Силовые шпангоуты имеют смешанную рамноферменную конструкцию, обеспечивающую необходимую жесткость. Расстояние между шпангоутами в существующих планерах колеблется в пределах 250—400 мм. Дальнейшее увеличение расстояний между шпангоутами очевидно невыгодно.

Стрингера распределяются равномерно по контуру сечения. Наиболее употребительный размер стрингеров 10×12 мм, или 10×8 мм. В местах действия сосредоточенных сил (костьль, лыжа, буксирный замок) сечения стрингеров доходят до размеров 12×15 мм или 10×15 мм. Вообще нужно отметить, что конструкция такого узла, как костьль, буксирный замок и т. п., передающего сосредоточенные усилия на фюзеляж, должна быть увязана с обшивкой, стрингерами и, если в этом месте стоит шпангоут, — с шпангоутом в одно целое. Совершенно не допускается крепление только к стрингеру или обшивке.

В местах крепления крыла, когда узлы ставятся на шпангоуты, фюзеляж обшивается более толстой фанерой, способной воспринимать усилия с шпангоута и распределять их по центральной части фюзеляжа.

Таким образом фюзеляж типа монокок дает планеру преимущество в весе и его аэродинамической характеристике, но несколько сложен в производстве и поэтому применяется при постройке рекордных планеров.

Ферменный фюзеляж

Каркас ферменного фюзеляжа состоит из четырех продольных стрингеров-лонжеронов, связанных между собой стойками, раскосами и расчалками, образующими пространственную ферму прямоугольного сечения.

Стойки, раскосы и расчалки крепятся к лонжеронам фюзеляжа при помощи металлических накладок. Сверху фюзеляж обтягивается полотном. Для придания лучшей аэродинамической формы на верхнюю часть фюзеляжа накладываются легкие деревянные каркасы-гаргроты полуовального или полукруглого сечения.

В настоящее время фюзеляжи планеров такой конструкции встречаются редко ввиду их большого веса и необходимости регулировки

при эксплуатации планера. Увеличение веса происходит, во-первых, потому, что сечение лонжеронов и раскосов приходится делать больше, чем это требуется по расчету; во-вторых, за счет введения металлических накладок для креплений раскосов и стоек. Увеличение сечений лонжеронов и стоек приходится делать, учитывая ослабление сечений соединительными элементами накладок. Чаще применяются ферменно-раскосные и шпангоутные конструкции фюзеляжа, обшиваемого фанерой. Фюзеляж такой конструкции не требует регулировки, и подкосы фермы работают как на сжатие, так и на растяжение.

В ферменных фюзеляжах верхние лонжероны и горизонтальные распорки и раскосы образуют верхнюю горизонтальную ферму; нижние — нижнюю. Верхний и нижний правые стрингера, вертикальные стойки и раскосы образуют правую вертикальную ферму фюзеляжа, левые стрингера, стойки и раскосы — левую; жесткость ферм фюзеляжа достигается обшивкой их фанерой.

В шпангоутной конструкции каркас фюзеляжа образуется набором шпангоутов, стрингеров и раскосов. Шпангоуты бывают как рамной, так и ферменной конструкции. Каркас фюзеляжа обшивается силовой фанерной обшивкой, благодаря чему шпангоутные фюзеляжи работают как цельная трубообразная балка.

Аэродинамическая обтекаемость фюзеляжа достигается приданием шпангоутам соответствующей формы. Обычное сечение фюзеляжа такого типа — плоские бока и вскруженный верх и низ. Иногда фюзеляжу придается шестиугольное сечение.

§ 2. РАСЧЕТ ФЮЗЕЛЯЖА

Для расчета фюзеляж можно разбить на переднюю, среднюю и хвостовую части. Передняя часть фюзеляжа считается от носового обтекателя и до первого лонжерона крыла. Средняя часть заключается между лонжеронами крыла и является основной частью фюзеляжа, воспринимающей все нагрузки. Хвостовая часть фюзеляжа служит для передачи усилия от хвостового оперения и костью к средней части.

На переднюю часть фюзеляжа будут действовать нагрузки от буксирного троса и от расположенных в них грузов (оборудование, пилот). Кроме того, весь фюзеляж будет работать на случай посадки при ударе лыжи и костью о землю.

Не останавливаясь здесь на вопросах определения нагрузок на фюзеляж, так как они достаточно освещены в нормах прочности, переходим к методам расчета ферменного фюзеляжа и фюзеляжа монокок.

Ферменный фюзеляж

Для расчета ферма фюзеляжа предполагается имеющей опоры, отмеченные на фиг. 125 точками O . Эти точки есть места присоединения крыльев к фюзеляжу. Для расчета передней части считается, что она закреплена в месте крепления переднего лонжерона крыла, а для расчета хвостовой части — в месте ее крепления у заднего лонжерона крыла.

Ферма фюзеляжа нагружается вертикальными, горизонтальными и скручивающими усилиями, т. е. она подвержена изгибу в двух плоскостях и кручению.

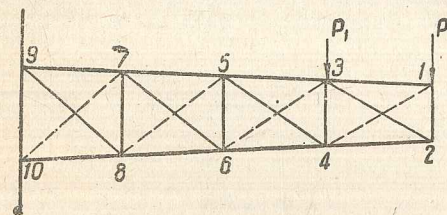
Изгиб в вертикальной плоскости будет испытывать хвостовая часть фюзеляжа от нагрузки на горизонтальное оперение в полете и на костью — при посадке. Горизонтальный компонент нагрузок дадут нагрузки на вертикальное оперение.

Кручение фюзеляжа вызывается нагрузкой на вертикальное оперение, так как последняя не проходит через ось жесткости фюзеляжа. Разберем в отдельности расчет фермы на изгиб и кручение.

Изгиб

Для наглядности разберем изгиб хвостовой фермы от нагрузки на горизонтальное оперение, т. е. вертикальный изгиб.

На фиг. 126 приведена схема хвостовой части с внешними силами P_1 и P_2 , действующими на фюзеляж от горизонтального оперения.



Фиг. 126.

Так как эти силы лежат в вертикальной плоскости, а конструкция фюзеляжа может быть разбита на четыре плоских фермы — две вертикальных и две горизонтальных, то в силу симметрии будем рассматривать указанные силы, как действующие на вертикальные фермы, причем каждая ферма несет половину нагрузки от хвоста.

Так как такая ферма статически определима, то расчет ее может быть произведен аналитическим методом или помощью диаграмм Крэмона¹.

Для ферменного фюзеляжа расчалочной конструкции в расчет принимаются только растянутые проволоки, обратные же считаются неработающими, т. е. провисающими при полной нагрузке. В расчалочных конструкциях стойки всегда работают на сжатие, а расчалки на растяжение.

В случае фюзеляжа раскосной конструкции раскосы и стойки могут работать на растяжение и сжатие. Таким образом при вертикальном изгибе работают только боковые вертикальные фермы, горизонтальные же фермы в этом случае в расчет не вводятся.

¹ Описание методов см. Справочник по расчету самолета на прочность, Гл. редакция авиацион. литературы, ОНТИ, 1937.

При посадке планера силы лежат также в вертикальной плоскости, и поэтому рассматриваются опять вертикальные фермы. Внешние силы в этом случае определяются как реакции опор, которые считаются в точках крепления лыжи и костыля. Подсчет производится следующим образом: собственный вес планера разносится между лыжей и костылем по закону рычага, т. е. если центр тяжести лежит на расстоянии a от лыжи и на расстоянии b от крепления костыля, то силы в этих точках найдутся по формулам:

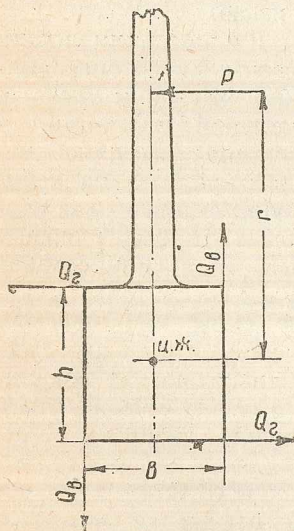
$$P_a = P_r \frac{b}{a+b},$$

$$P_b = P_r \frac{a}{a+b};$$

здесь P_r — вес планера, взятый с перегрузкой для случая E_Φ , т. е.

$$P_r = P n_E.$$

При изгибе в горизонтальной плоскости под действием нагрузки на вертикальное оперение рассматриваем только горизонтальные фермы, и если последние симметричны, то рассчитываем одну из них на половинные нагрузки. Если продольные стержни фюзеляжа (лонжероны) являются стержнями одновременно как горизонтальной, так и вертикальной ферм фюзеляжа, то в случае совместного действия горизонтального и вертикального изгиба усилия в них получим суммированием усилий от изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскости.



Фиг. 127.

Кручение

Кручение хвостовой части фюзеляжа происходит ввиду того, что сила P , действующая на вертикальное оперение, не проходит через центр жесткости фюзеляжа.

Как видно из фиг. 127, крутящий момент будет равен

$$M_{кр} = Pr,$$

где P — нагрузка на вертикальное оперение;

r — расстояние от центра жесткости фюзеляжа до точки приложения силы P .

Силу P будем считать приложенной в центре тяжести грузовой площади вертикального оперения.

Крутящий момент между фермами фюзеляжа распределяем по Бредту, т. е. считаем, что 50% величины крутящего момента воспринимается вертикальными панелями и 50% — горизонтальными пане-

лями. Тогда силы, действующие на горизонтальные и вертикальные фермы фюзеляжа, получим из отношений:

$$Q_r = \frac{M_{кр}}{2h},$$

$$Q_b = \frac{M_{кр}}{2b},$$

где Q_r и Q_b — соответственно силы, действующие на горизонтальную и вертикальную фермы;

$M_{кр}$ — крутящий момент;

h — высота фюзеляжа у хвоста;

b — ширина фюзеляжа у хвоста.

Полученными силами Q_r и Q_b загружаем горизонтальные и вертикальные фермы в виде сосредоточенных сил, приложенных на конце фюзеляжа.

Таким образом, кручение фюзеляжа будет сводиться к изгибу двух ферм, горизонтальной и вертикальной, силами Q_r и Q_b . Следовательно, если хвостовая часть фюзеляжа рассчитывается на совместное действие сил от горизонтального и вертикального оперения, то порядок расчета устанавливаем следующий:

1. Определяются усилия на вертикальные фермы от реакции горизонтального оперения.

2. Определяется крутящий момент от нагрузки на вертикальное оперение; при этом, если горизонтальные фермы одинаковы, то центр жесткости находится на пересечении осей симметрии сечения фюзеляжа.

3. Определяется сила Q_b , приходящаяся на вертикальную ферму фюзеляжа от кручения.

4. На чертеж фюзеляжа наносятся полученные внешние нагрузки: P — реакция горизонтального оперения и Q_b в соответствующих узлах.

5. Определяются усилия в стержнях фермы аналитическим методом или построением диаграммы Кремоны.

6. Переносится в соответствующий узел горизонтальной фермы фюзеляжа сила, действующая на вертикальное оперение P_0 . Если горизонтальные фермы одинаковы, то каждая ферма воспримет половину величину силы.

7. Определяется сила Q_r от момента переноса и прикладывается в соответствующем узле горизонтальной фермы.

8. На действие сил $\frac{P_0}{2}$ и Q_r рассчитывается горизонтальная ферма на изгиб, т. е. определяются усилия в стержнях.

Если продольные стержни (лонжероны) являются одновременно стержнями вертикальной и горизонтальной ферм, расчетные усилия в них получаются суммированием сил от изгиба горизонтальной и вертикальной ферм. После этого производится проверка напряжений в стержнях фермы. Стержни проверяются на растяжение и на продольный изгиб или на сжатие (при малой длине стержня).

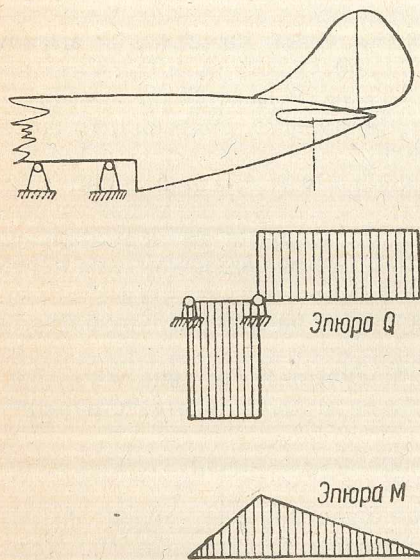
Расчет носовой части фюзеляжа производится аналогично. В носовой части могут также возникнуть крутящие усилия. Например, при

буксировке, когда направление буксировочного троса образует некоторый угол с осью фюзеляжа. Разложив действующую силу на два направления — вертикальное и горизонтальное, — получим изгиб фермы в двух плоскостях и кручение. Кручение вызовет горизонтальная составляющая, так как последняя будет находиться на некотором расстоянии от центра жесткости фюзеляжа. Центральную часть фюзеляжа рассчитываем от действия на нее сил от хвостовой и носовой частей фюзеляжа.

Расчет фюзеляжа монокок

Все положения относительно определения внешних сил, действующих на фюзеляж, остаются те же, что были описаны в расчете ферменного фюзеляжа.

Хвостовая и носовая части фюзеляжа рассчитываются как консольные балки, закрепленные на крыле (в местах крепления лонжеронов).



Фиг. 128.

Для расчета на изгиб в каждом расчетном случае создается схема загрузки фюзеляжа, по которой строятся эпюры перерезывающих сил и изгибающих моментов и намечаются сечения, подлежащие проверке.

На фиг. 128 приведена схема загрузки фюзеляжа и эпюры перерезывающих сил и моментов для случая изгиба хвостовой части фюзеляжа нагрузками, действующими на горизонтальное оперение.

Проверка напряжений в элементах сечения производится по формуле:

$$\sigma = \frac{MZ}{I} k k_E, \quad (1)$$

- где σ — напряжение в элементе сечения;
 M — изгибающий момент в сечении;
 Z — расстояние элементов от нейтральной оси;
 K — редуционный коэффициент;
 k_E — отношение модулей упругости приводимого материала к рассматриваемому;
 I — момент инерции сечения.

Порядок расчета конструкций типа монокок рассмотрен в гл. V, при расчете моноблочного крыла. Расчет фюзеляжа типа монокок может быть полностью проведен по описанному способу.

Если сечения стрингеров одинаковы по контуру, то напряжения определяются для наиболее загруженных стрингеров, т. е. наиболее

удаленных от нейтральной оси. Изгиб фюзеляжа вызовет работу обшивки на сдвиг. По схеме работы на сдвиг монокок аналогичен тонкостенной балке коробчатого сечения, имеющей криволинейные стенки. Если фанерная обшивка устойчива на касательные напряжения, то напряжения в ней находим по формуле:

$$\tau_{cp} = \frac{2Q}{F_{обш}}, \quad (2)$$

где Q — секущая сила в сечении;
 $F_{обш}$ — площадь сечения обшивки.

Значение критического напряжения τ_{cp} для фанеры принимается равным 80 кг/см^2 .

Если обшивка теряет устойчивость, то напряжения находятся по формуле:

$$\tau_{cp} = \frac{2Q}{kF_{обш}}. \quad (3)$$

Здесь сдвиг будет трансформироваться в растяжение, и фактически формула будет давать напряжение растяжения. Коэффициент k учитывает отсутствие жесткости контура и кривизну стенки. Для конструкции обычного типа $k = 0,5 \div 0,7$.

Площадь обшивки определяется как проекция площади обшивки на направление секущей силы Q , т. е. если периметр контура обшивки обозначить через u и толщину стенки δ , то площадь обшивки будет равна $u\delta$ (при постоянной δ по контуру).

При расчете фюзеляжа на кручение пользуемся формулой Бредта:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2F\delta}, \quad (4)$$

где $M_{кр}$ — крутящий момент в сечении;
 F — площадь данного сечения фюзеляжа;
 δ — толщина обшивки.

Так как крутящий момент по длине фюзеляжа будет постоянен, то проверяется обычно сечение у хвостового оперения, так как там площадь сечения фюзеляжа имеет минимальное значение.

Необходимо отметить, что всевозможные вырезы в фюзеляже кроме ослабления конструкций будут увеличивать крутящие моменты. Так, например, наличие выреза в хвостовой части фюзеляжа выведет центр жесткости за габариты сечения, в результате чего увеличится плечо крутящего момента.

Вырезы для люков кабин, очевидно, мало влияют на жесткость фюзеляжа при кручении, так как они расположены около места заделки фюзеляжа (крепление крыла), где значение центра жесткости теряет свой смысл. Обычно вырез кабин в достаточной мере компенсируется устройством жесткой рамы по контуру люка. При расчете на изгиб в местах, ослабленных вырезами, расчет ведется обычным способом, но в расчет вводится только оставшаяся часть элементов. Очевидно, что проверка на изгиб в месте, ослабленном вырезом кабины, будет обязательна в двухместных планерах, где иногда второй пилот расположен за вторым лонжероном, т. е. за точкой крепления фюзеляжа.

ВИБРАЦИИ КРЫЛА И ХВОСТОВОГО ОПЕРЕНИЯ

В последнее время в связи с ростом скоростей полета неоднократно замечалось, что крыло и хвостовое оперение подвержены в полете вибрациям, т. е. колебаниям, которые могут привести конструкцию к разрушению.

Причины, вызывающие вибрации, могут быть подразделены на два рода:

1) вибрации, появляющиеся в результате действия неуравновешенных масс мотора и винта,

2) вибрации от аэродинамических причин.

Естественно, что конструктора, работающего в области планеризма, будут интересовать вибрации второго рода.

Вибрации от аэродинамических причин могут быть подразделены на следующие типы:

1. Вибрации типа флаттер, являющиеся результатом нарушения равновесия внутренних упругих сил конструкции, с одной стороны, и аэродинамических сил и инерционных, — с другой. Это нарушение равновесия ведет к потере конструкции устойчивости, при этом изгибные колебания являются результатом крутильных колебаний.

2. Вибрации типа бафтинг, появляющиеся у оперения вследствие попадания оперения в завихренную полосу, идущую от крыла на больших углах атаки. Колебания эти являются вынужденными. Следовательно, вибрации типа бафтинг будут иметь место при малых скоростях полета, и их можно наблюдать на довольно большом диапазоне скоростей; на больших скоростях бафтинг обычно исчезает. Вибрации типа флаттер происходят на больших скоростях полета при определенной критической скорости. Таким образом на определенных режимах полета период колебаний воздушного потока (при бафтинге) и колебания кручения (при флаттере) совпадают с периодом свободных поперечных колебаний конструкции, т. е. наступает резонанс, сопровождающийся увеличением амплитуд колебаний, что приводит конструкцию планера к разрушению.

§ 1. ВИБРАЦИИ ТИПА ФЛЯТТЕР

Физическая сущность явления вибрации этого типа следующая.

На крыло в полете действуют аэродинамические, инерционные и упругие силы конструкции. Система этих сил находится в равновесии. Если какая-нибудь причина выведет крыло из равновесия, то крыло получит деформации изгиба и кручения или даже незначительные вибрации. Силы, выводящие крыло из равновесия, получили название возмущающих сил. Природа их может быть самая различная: резкое движение элеронами (рулями), воздушная яма и т. п.

Возникающие таким образом деформации конструкции за счет начального действия (импульса) влекут за собой изменение аэродинамических сил, действующих на крыло (оперение). При этом появляющиеся дополнительные аэродинамические силы могут быть раз-

биты на две категории: одни действуют в сторону, обратную возникшей деформации, т. е. стремятся вернуть крыло в положение равновесия, и носят название демпфирующих сил, другие силы будут действовать по направлению деформации, т. е. будут стремиться увеличить деформацию; эти силы носят название возбуждающих.

Как показал анализ, аэродинамические демпфирующие силы возрастают пропорционально скорости, а силы возбуждающие возрастают пропорционально квадрату скорости полета. На малых скоростях полета демпфирующие силы значительно превышают возбуждающие, но при возрастании скорости полета возбуждающие силы растут гораздо быстрее демпфирующих, и, наконец, наступает такой момент, когда демпфирующие силы становятся равными возбуждающим. Скорость, при которой демпфирующие силы становятся равными возбуждающим, носит название критической скорости.

Итак, вследствие действия возмущающих сил, крыло (оперение) получает дополнительную нагрузку, а следовательно, и деформацию. Оно может возвратиться в первоначальное состояние, если демпфирующие силы больше возбуждающих, или получить движение, все более и более удаляющееся от начального положения равновесия (если демпфирующие силы меньше возбуждающих). Если при этом крыло начинает совершать периодические колебания с постоянной или увеличивающейся амплитудой, то получим вибрацию типа флаттера.

Таким образом задача нахождения критической скорости сводится к определению скорости, при которой появляющиеся деформации порождают силы, автоматически увеличивающие деформации.

Меры против флаттера

При конструировании планера в качестве мер по борьбе с флаттером могут быть применены следующие:

1. Совмещение в крыле трех осей — жесткости, тяжести и фокуса¹. Однако нужно указать, что при небольшом расстоянии оси жесткости от центра тяжести приток энергии будет невелик и может быть сделан меньше, чем ее расход, и тем самым флаттер становится невозможным. Если совмещены только две точки: центр жесткости и центр тяжести, или центр жесткости и фокус крыла, то флаттер будет иметь место на высоких скоростях полета.

2. Полное весовое уравнивание элеронов и рулей. Если элерон или руль не уравновешены, то при движении крыла вверх элерон (руль) отклонится вниз под действием силы инерции, кривизна профиля увеличится, и крыло получит дополнительную подъемную силу, направленную по направлению движения. То же явление дополнительного действия элеронов получится и при движении колеблющегося крыла вниз. Следовательно, элерон будет как бы раскачивать крыло.

Так как обычно центр тяжести элерона лежит за осью вращения, то уравнивание достигается закладыванием специальных гру-

¹ Фокусом называется такая точка крыла, относительно которой коэффициент момента C_m остается постоянным на всем диапазоне летных углов. Для большинства профилей фокус в среднем находится на 25% хорды.

зов в носок элерона или выносом их на рычагах. При этом желательно равномерное распределение грузов, и ни в коем случае не должно иметь места сосредоточивание одного груза на конце элерона.

Для того чтобы не возникал фляттер, жесткость крыла на кручение в каждом сечении должна быть не менее ¹

$$GI_p \geq 0,5 \rho_0 v^2 (F_y)^2, \quad (1)$$

где ρ_0 — плотность воздуха у земли;
 F_y — площадь крыла от рассматриваемого сечения до конца крыла;

v — максимально возможная скорость полета;

G — модуль упругости второго рода;

I_p — полярный момент инерции;

GI_p — жесткость крыла на кручение в данном сечении.

При расчете по методу контуров:

$$GI_p = \frac{M_{кр}}{\alpha}, \quad (2)$$

где α — относительный угол закручивания в радианах;

$M_{кр}$ — крутящий момент в сечении.

Необходимо отметить, что однолонжеронные конструкции и конструкции моноблок представляются более выгодными с точки зрения вибраций типа фляттер.

§ 2. ВИБРАЦИИ ТИПА БАФФТИНГ

Как уже указывалось, вибрации типа бафтинг являются вибрациями оперения, вызванными волнообразным движением воздуха в завихренной области, идущей от крыла. Физическая сущность этого явления заключается в следующем. На больших углах атаки (т. е. на малых скоростях) с крыла срываются вихри, которые, попадая на оперение, вызывают в нем резкие, сильные сотрясения; если при этом частота срывающихся вихрей совпадает с частотой собственных колебаний оперения, может произойти поломка хвоста, так как амплитуда колебаний будет непрерывно возрастать. Действие вихрей на оперение будет сказываться в том, что вследствие волнообразности потока обтекание оперения попеременно будет происходить под разными углами атаки, соответствующими углам наклона траектории точек на волне. Переменные углы атаки у оперения вызывают переменную силу, и оперение поэтому будет испытывать вынужденные колебания.

Как показал анализ, при явлении резонанса, т. е. в случае, когда частота срывающихся вихрей совпадает с частотой колебаний оперения, амплитуда колебаний тем больше, чем больше профильное сопротивление C_p . Следовательно, при срывах с крыла, вызывающих значительное C_p , будут значительны и максимальные амплитуды.

Таким образом в целях уменьшения интенсивности вибраций следует уменьшать профильное сопротивление в центральной части крыла. Обычно значительное профильное сопротивление возникает

за счет интерференции крыла и фюзеляжа (особенно у низкопланов), поэтому желательно в таких случаях сводить интерференцию до минимума. При этом необходимо отметить, что величина максимальной амплитуды не зависит от частоты собственных колебаний, а следовательно, и от жесткости оперения; жесткость оперения будет влиять только на величину скорости, при которой произойдет резонанс. Так что, если резонанс наблюдался при полете на передире, т. е. на малых скоростях, то при увеличении жесткости оперения резонанса на малой скорости можем избежать, но зато он произойдет на большей скорости, когда планер перейдет на критический режим, например, при виражах, переворотах или при вертикальных порывах ветра.

В случае, когда резонанс отсутствует, т. е. когда частота вихрей не совпадает с частотой собственных колебаний оперения, амплитуда растет пропорционально квадрату скорости при частоте собственных колебаний оперения, больше частоты вихрей; и пропорциональна квадрату профильного сопротивления C_p^2 , когда частота собственных колебаний оперения меньше частоты вихрей. Поэтому, если наблюдаются небольшие вибрации оперения, интенсивность которых начинает быстро возрастать с увеличением скорости, то это указывает на то, что частота вихрей меньше частоты собственных колебаний оперения.

Обычно жесткость оперения бывает таковой, что резонанс появляется при горизонтальном полете на критических углах атаки или немного больших. При этом величина амплитуды в нормальном режиме полета с увеличением скорости полета должна уменьшаться, так как при увеличении скорости переходят на меньшие углы атаки, когда C_p уменьшается. Вообще нужно отметить, что преждевременные срывы с крыла, вызванные интерференцией, могут вызвать интенсивные вибрации и без наличия резонанса.

Для полного выяснения картины бафтинга и для приложения вышеприведенных выводов необходимо знать расположение оперения относительно вихревой полосы. Положение вихревой полосы относительно оперения будет зависеть: от положения оперения относительно крыла, от скоса потока за крылом и от угла атаки крыла.

Если оперение расположено на продолжении хорды крыла, то оперение будет попадать в завихренную полосу на малых углах атаки, при больших же — завихренная полоса пойдет выше оперения, следуя за потоком. Попадание оперения в завихренную полосу на малых углах атаки будет почти всегда безопасным, так как частота вихрей будет намного превышать частоту собственных колебаний оперения, и, следовательно, не будет явления резонанса; амплитуда колебаний будет также незначительной благодаря малому профильному сопротивлению, а, как мы видели выше, оно входит в определение величины амплитуды в квадрате. Только при значительной интерференции между крылом и фюзеляжем, когда велико профильное сопротивление, вибрации могут оказаться существенными.

При расположении оперения выше крыла оно начинает попадать в завихренную полосу при больших углах атаки. При этом, вследствие

¹ Немецкие нормы.

того, что скос потока уменьшается на больших углах атаки, попадание оперения в завихренную область облегчается. Скос потока за критическими углами начинает быстро уменьшаться, и при угле атаки больше критического на $4 - 5^\circ$ скос равняется нулю.

Наличие интерференции между крылом и фюзеляжем еще больше уменьшает скосы, которые могут стать равными нулю, или даже отрицательными при углах атаки меньше критического. Попадание оперения в завихренную полосу на больших углах атаки приводит к вибрациям, которые могут происходить вне резонанса, но будут довольно значительны; при явлении резонанса полет будет опасным.

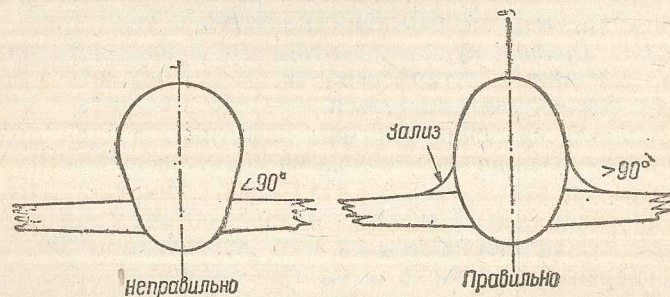
Иногда располагают оперение настолько высоко, что оно не попадает в завихренную полосу даже при критических углах атаки, но в этом случае, при случайном переходе планера на закритические углы атаки, например, при сильном восходящем потоке, или при вертикальных порывах ветра, оперение попадает в интенсивную завихренную область. В этом случае завихренная полоса будет довольно широкой, и возможен резонанс, который может оказаться катастрофическим.

Таким образом высокорасположенное оперение более склонно к вибрациям, и вибрации будут более опасны, чем при низком расположении оперения.

Меры против бафтинга

В качестве мер борьбы с бафтингом при конструировании планера можно указать на следующие:

1. Расположение оперения по отношению к крылу на такой высоте, чтобы оно не попадало в завихренную область на больших углах атаки.

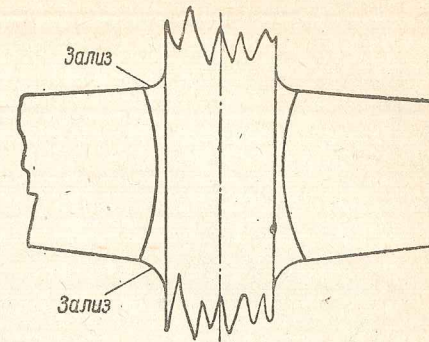


Фиг. 129.

2. Сокращение ширины завихренной полосы; это уменьшает вероятность попадания оперения в завихренную область, и, кроме того, увеличивается частота вихрей и, следовательно, вероятность резонанса будет меньше. В целях достижения этого необходимо уменьшать интерференцию между крылом и фюзеляжем, для чего нужно следить за тем, чтобы верхняя поверхность крыла подходила под прямым углом к поверхности фюзеляжа, или образовывала с ней тупой угол; последнего можно достичь, заполняя острый угол так называемым зализом (фиг. 129). Кроме того, необходимо создавать в виде крыла в плане плавные переходы кромок крыла к фюзеляжу (фиг. 130).

3. Придание оперению такой жесткости и прочности, чтобы исключалась возможность вибраций, а в случае появления последних обеспечивалось бы оперение от разрушения и остаточных деформаций.

Кроме возникновения бафтинга оперения за счет срыва вихрей с крыла возможен бафтинг, являющийся результатом срыва вихрей с плохо обтекаемых выступающих частей фюзеляжа, например, плохо зализанных козырьков, фонаря, кабины и т. п.; поэтому нужно добиваться тщательного зализывания фюзеляжа.



Фиг. 130.

§ 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ

Определение критической скорости с учетом всех факторов, влияющих на величину последней, является сложной задачей, отнимающей много времени.

Предлагаемый ниже графо-аналитический метод нахождения критической скорости разработан В. Н. Беляевым и П. И. Храмцовым и представляет собой дальнейшую разработку метода, описанного в журнале ТВФ № 7 за 1936 г. Графики публикуются впервые.

Критическая скорость определяется по формуле:

$$v_{кр} = \frac{1}{l \alpha t} \sqrt{\frac{a H Q}{\rho (a^2 + i^2) N}}, \quad (3)$$

где l — полуразмах крыла в м;
 t — максимальная хорда расчетной части крыла в м;
 $d = \frac{\partial C_y^*}{\partial \alpha}$ — в радианах (α) — на летном диапазоне углов атаки;

приблизительно $d = \frac{11 \lambda}{4 \lambda + 7}$ (λ — удлинение крыла);

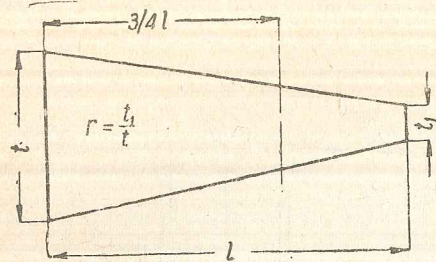
a — расстояние от фокуса до ц. т. сечения в долях хорды крыла; величина a берется на расстоянии $3/4 l$ от защемления (см. фиг. 131);

$H = [G I_p]_{ср}$ кгм² — средняя жесткость крыла на кручение.

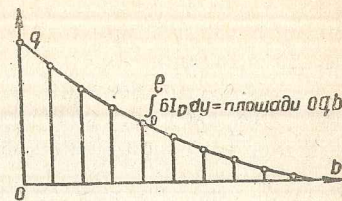
Для получения $H_{ср}$ строим кривую жесткостей кручения $G I_p$ по длине крыла (фиг. 132) и определяем среднюю погонную жесткость кручения:

$$H = \frac{\int_0^l G I_p dy}{l} = \frac{\text{площадь } oq\bar{b}}{l}. \quad (4)$$

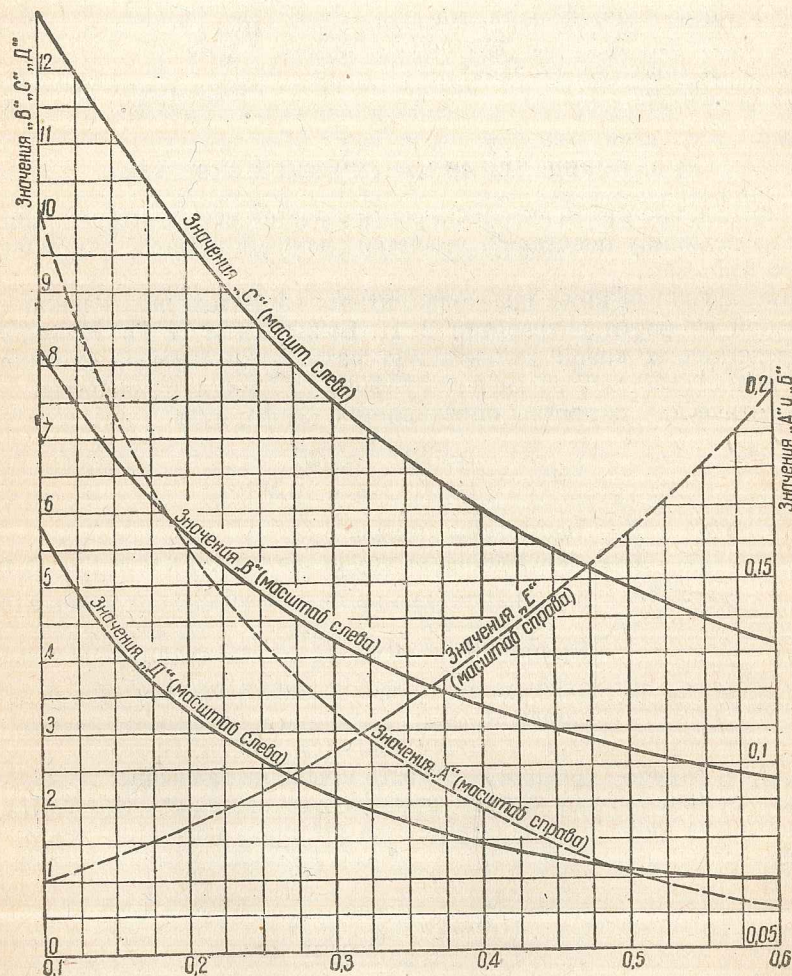
* Наклон прямолинейной части кривой C_y по α , выраженных в радианах.



Фиг. 131.



Фиг. 132.



Фиг. 133.

При расчете по методу контуров GI_p может быть определена по формуле:

$$GI_p = \frac{M_{кр}}{\alpha}, \quad (5)$$

где α — относительный угол закручивания сечения;
 $M_{кр}$ — крутящий момент в сечении.

$$Q = \frac{A}{a^2 + i^2} + B \frac{d}{a} - Cd - \frac{D}{a^2}; \quad (6)$$

$$N = \frac{\rho g l i^2 E}{a G_{кр}}. \quad (7)$$

Здесь A, B, C, D и E функции $r = \frac{t_1}{t}$ (фиг. 131) и снимаются с графика фиг. 133¹;

i — средний радиус инерции сечений крыла в долях хорды относительно ц. т.; для большинства крыльев i близко к 0,25;
 $i^2 = 0,0625$;

ρ — плотность воздуха ($0,125 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4}$) у земли;

g — ускорение силы тяжести ($9,81 \frac{\text{м}}{\text{сек}^2}$);

$\rho g = 1,226 \text{ кг/м}^3$;

$G_{кр}$ — вес расчетной части крыла.

График становится не верным, если удлинение крыла $\lambda < 4$ и если величина $a < 0,1$ (при этом значения $u_{кр}$ получаются заниженными).

Приведенный график составлен со следующими допущениями: 1) жесткость крыла на изгиб $= 2H$ и 2) фокус крыла совмещен с центром жесткости.

ГЛАВА X

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ УПРАВЛЕНИЯ

§ 1. ОРГАНЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЛАНЕРОМ

Планер в полете должен иметь возможность осуществлять вращение вокруг трех осей X, Y, Z и обладать способностью двигаться в трех измерениях. Для осуществления этих движений служат органы управления: руль поворота, руль высоты (глубины) и элероны. Каждый из этих органов может вращать планер вокруг одной из указанных осей. Для поворота вокруг поперечной оси Z — Z служит руль глубины; для вращения вокруг вертикальной оси Y — Y — руль поворота и для поворота вокруг продольной оси X — X — элероны.

Руль высоты вместе со стабилизатором образует горизонтальное оперение, а киль и руль поворота — вертикальное. Воздействием потока на отклоненные поверхности верти-

¹ График печатается впервые.

кального и горизонтального оперений осуществляется вращение планера вокруг осей $Y - Y$ и $Z - Z$. Отклоняясь вниз, элерон увеличивает выгнутость профиля крыла и тем самым подъемную силу; поворачиваясь в разные стороны, элероны накрывают планер.

Органы управления приводятся в действие рычагами, расположенными в кабине пилота.

Управление рулями глубины и элеронами осуществляется ручным управлением — ручкой или штурвалом, а управление рулем поворотов — ножным управлением. Для облегчения управления планером последнее делается с таким расчетом, чтобы движения рычагов совпадали с инстинктивными движениями пилота. При движении ручки от себя и на себя планер соответственно будет опускаться или поднимать нос; при этом задняя кромка руля высоты будет подниматься и опускаться. При боковых движениях ручки элероны поворачиваются одновременно в разные стороны. Если ручка отклоняется влево, то правый элерон опускается, а левый поднимается, и планер под влиянием возникающего момента получает крен влево. Движение ручки вправо вызывает крен планера вправо.

Ножное управление делается с таким расчетом, чтобы при нажатии правой ногой планер поворачивался вправо и, наоборот, при нажатии левой ногой двигался влево; при этом задняя кромка руля поворота должна соответственно отклоняться вправо и влево.

§ 2. СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Схемы ручного управления подразделяются на карданную и штурвальную. При карданной схеме центральный неравноплечий рычаг делается в виде кардана, способного поворачиваться вокруг двух осей. В штурвальной системе рычаг вращается вокруг одной оси, совершая движения на себя и от себя. Элероны приводятся в действие штурвалом, укрепленным на рычаге и поворачивающимся в стороны. На оси штурвала устанавливается барабан для тросов или зубчатка (звездочка), с которой соединяются тросы элеронов при помощи цепи Галля.

В ножном управлении практикуется или горизонтальный равноплечий рычаг или подвесные качающиеся педали. Движения ручки управления и ножного рычага передаются органам управления или жесткими тягами (жесткая передача) или тросами (мягкая передача). Возможны также и комбинированные передачи: например, передача к рулю глубины от ручки управления до промежуточной качалки жесткая и дальше, до руля глубины, — мягкая. Выбор той или иной передачи зависит от общей конструктивной схемы планера, заданного веса, управления и условий эксплуатации.

К недостаткам жесткой передачи нужно отнести больший вес по сравнению с мягкой и более сложное устройство опор. Устройство опор при больших длинах передаточных элементов (тяги, троса), очевидно, потребует как при мягкой, так и при жесткой конструкции, однако при жесткой передаче опоры будут тяжелее и сложнее в конструктивном оформлении. Так, например, при жесткой передаче опорами служат обычно рычаги, требующие сильного

крепления и дополнительного введения шарниров, в то время как при мягкой передаче достаточно бывает постановки роликов или направляющих втулок.

К недостаткам мягкой передачи (тросовой) можно отнести перетирание троса в местах его соприкосновения с опорами и вытяжку троса, в результате чего при большой длине троса будет иметь место упругий люфт.

Таким образом нужно считать, что хотя жесткое управление и тяжелее в весовом отношении тросового, но более надежно. На фиг. 134 приведены различные схемы управления. Выбор схемы управления будет в большой степени зависеть от назначения планера и его габаритов.

Наиболее распространенными схемами являются карданная в ручном управлении и pedalная в ножном. Применение рычажного ножного управления затрудняется малыми габаритами фюзеляжа в месте расположения педалей. Поэтому рычажное ножное управление практикуется больше в учебных планерах, где габариты фюзеляжа позволяют разместить горизонтальный рычаг.

В отношении ручного управления можно сказать, что штурвальное управление мало практикуется, так как изменяет движение ручки, что требует от пилота повышенного внимания к управлению. До сих пор такие схемы применялись только в рекордных планерах, имеющих малый мидель фюзеляжа, когда боковые движения карданной ручки становятся ограниченными, уменьшая тем самым отклонения элеронов или увеличивая чувствительность управления.

При выборе схемы управления необходимо проверять правильность взаимодействия между движениями ручки и органов управления.

Конструкция ручного и ножного управлений должна обеспечивать необходимые углы отклонения органов управления. При этом перемещение рычагов управления должно происходить в пределах габаритов кабины, и усилия со стороны пилота для воздействия на органы управления не должны превышать определенного предела. В практике установлены следующие диапазоны углов отклонения: руль глубины и руль поворотов должны отклоняться на углы $\pm 30^\circ$, т. е. полный диапазон отклонения должен составлять 60° . Элероны должны отклоняться в пределах углов $\pm 25^\circ$, т. е. отклонение элеронов в обе стороны должно составлять 50° . При дифференциальном управлении элеронов отклонение вверх делается больше, чем вниз.

Нормальными усилиями на ручку управления и педали нужно считать 1—3 кг и не должно быть больше 6 кг. Подсчет усилий на рычаги управления пилота производится по уравнению шарнирного момента:

$$M_{ш} = C_{ш} \rho S v^2 b,$$

где $M_{ш}$ — шарнирный момент в кгм;

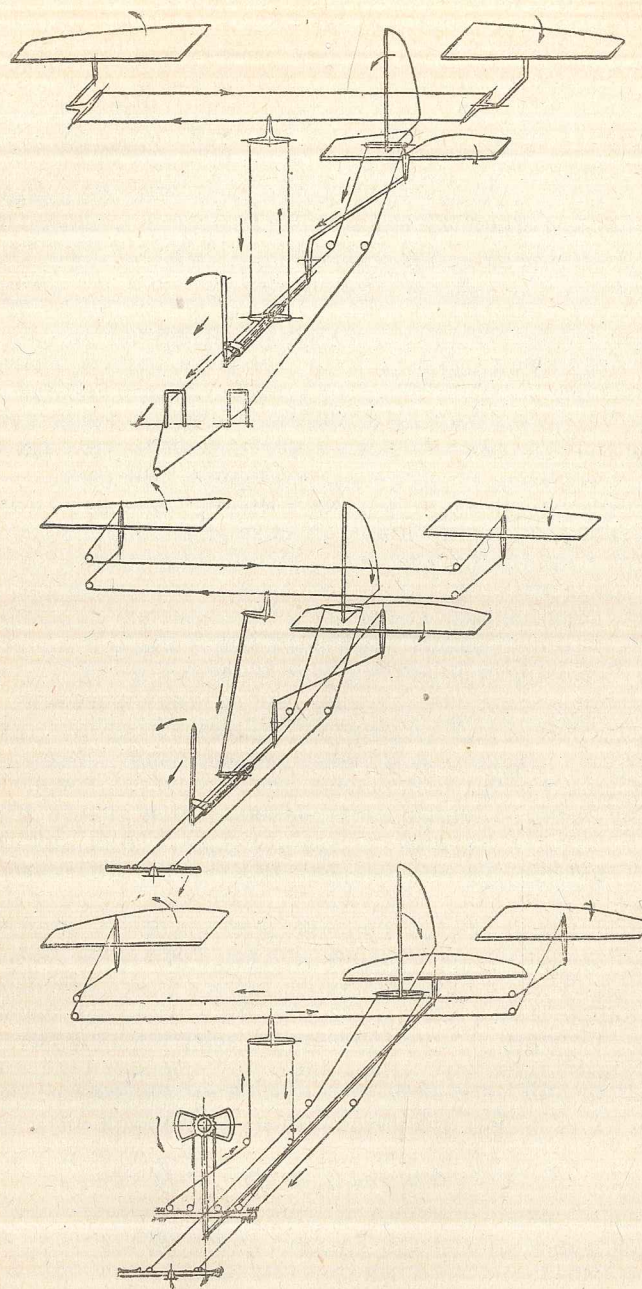
ρ — массовая плотность воздуха у земли;

S — площадь органа управления в м²;

$C_{ш}$ — коэффициент шарнирного момента по продувке;

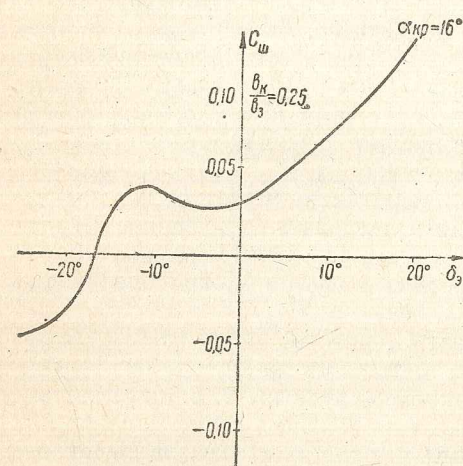
b — хорда в м;

v — скорость полета в м/сек.

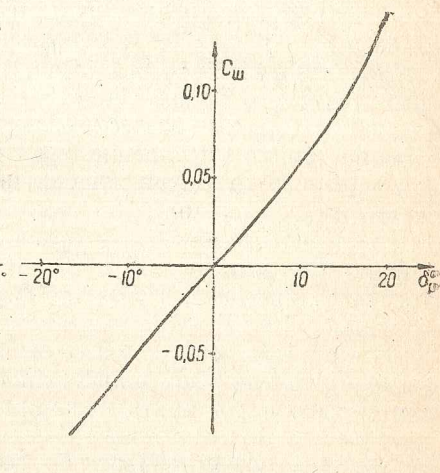


Фиг. 134.

Величины коэффициентов шарнирных моментов берутся на основании продувки модели на шарнирный момент. Если продувок модели на шарнирные моменты не имеется, то значения коэффициентов $C_{ш}$ могут быть взяты, пользуясь диаграммами фиг. 135 и 136. На фиг. 135 дана типичная диаграмма шарнирных моментов щелевых элеронов при $\frac{b_a}{b_k} = 0,25$ и компенсации в $0,25 b_a$. На фиг. 136 дана кривая шарнирных моментов рулей (при наличии килля и стабилизатора). Кривые обеих диаграмм дают максимальные величины шарнирных моментов $C_{ш}$, соответствующих посадочному режиму, т. е. $= 12-14^\circ$.



Фиг. 135.



Фиг. 136.

Получив величину шарнирного момента $M_{ш}$, усилие на ручку получим по формуле

$$P = \frac{M_{ш}}{Hi},$$

где P — усилие на ручку в кг;

$M_{ш}$ — шарнирный момент в кгм;

H — высота ручки от оси вращения в м;

i — передаточное число (например, 2 при отношении длины рычага на руле (элероне) к длине рычага на ручке управления 1 : 2).

К полученному усилию добавится усилие, идущее на преодоление трения в шарнирах и роликах. Суммарное усилие получится делением силы P на величину ηn , где η — коэффициент полезного действия шарнира, равный 0,9—0,95, а n — число шарниров.

§ 3. КИНЕМАТИКА УПРАВЛЕНИЯ

Правильность выбора размеров рычагов, их расположения относительно шарниров, точек прикрепления тяг (тросов) к рычагам устанавливается кинематическим расчетом. Кинематика управления в идеаль-

ном случае должна быть такой, чтобы при любых положениях рулей и элеронов (в пределах требуемых углов отклонения последних) расстояния между точками прикрепления тросов (тяг) оставались постоянными. Кроме того, не должно иметь места такое положение, когда вращение рычага под действием силы, направленной по тяге (тросу), становится невозможным (мертвые точки). Очевидно мертвые точки будут соответствовать такому положению точек прикрепления тросов, когда направление троса будет проходить через ось вращения, т. е. плечо момента обратится в нуль. Поэтому места прикрепления тяг к рычагам выбираются так, чтобы угол между направлением троса и линией, соединяющей точку прикрепления троса с осью вращения рычага в нейтральном положении последнего, был прямым. В этом случае для вывода руля (элерона) из нейтрального положения потребуются и минимальное усилие при заданном плече рычага. Если при отклонении ручки расстояния между точками прикрепления тросов изменяются, то управление будет тяжелым, так как обычно ослабление одного троса сопровождается перетяжкой другого. При больших же изменениях указанных расстояний перетяжка может оказаться настолько значительной, что будет препятствовать отклонению органов управления, и последние будут отклоняться на углы меньшие, чем это требуется нормами. Избежать перетяжки тросов можно следующим образом.

Первый способ — выбрать радиусы, описываемые рычагами управления на концах одного и того же троса, одинаковыми и самые рычаги поставить под одинаковыми углами, т. е. параллельно друг другу. В этом случае тросы и рычаги в любых своих положениях будут образовывать параллелограммы и перетяжка тросов будет отсутствовать.

Вторым способом является устройство на концах рычагов секторов; тогда при отклонениях расстояние между точками касания троса с секторами, т. е. прямые участки тросов всегда будут равны касательной к дугам сектора, и оба троса будут оставаться неизменяемыми по своей длине. Последний способ (устройство секторов) практикуется более часто, потому что требования, поставленные первым условием, обычно не выполняются полностью ввиду трудности получения одинаковых плеч и соблюдения параллельности рычагов, иногда из-за желания получить более чуткое и легкое управление плечи рычагов делают разными.

Схему управления можно считать принятой, когда кинематическим расчетом установлены окончательно величины рычагов и точки прикрепления к ним тросов. Кинематика управления проверяется графически на чертеже, и полученные размеры служат основой для конструирования деталей управления.

При мягком управлении в местах изменения направления тросов ставятся ролики. При незначительных изменениях направления тросов применяются ролики малых диаметров или же направляющие трубочки (фибровые или медные). В случае больших углов перелома троса требуется установка роликов большего диаметра, во избежание перетираания троса.

Устройство направляющих трубочек практикуется, кроме того, и при длинных тросах, когда они сильно провисают и должны быть подержаны. Если направляющие ролики поставлены на небольших расстояниях от точки прикрепления тросов к рычагам, то это заставляет делать ориентирующие ролики, способные вращаться в двух плоскостях.

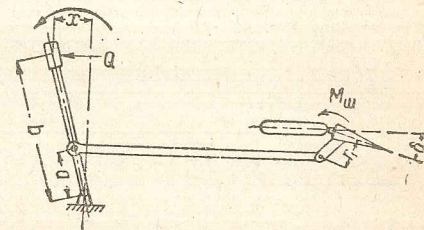
Чуткость управления

Углы отклонения ручки при заданной величине углов отклонения органов управления будут зависеть от величины передачи.

Передачей, или передаточным числом, называется отношение угла поворота рычага на ручке (педали) к углу поворота соответствующего рычага на руле (элероне). В случае отсутствия промежуточных рычагов отношение углов можно считать равным обратному отношению соответствующих рычагов.

По фиг. 137 это отношение (передача) будет равно

$$i = \frac{r}{a}.$$



Фиг. 137.

Следовательно, от величины передачи будет зависеть чуткость управления. Чем передача больше, тем чуткость управления меньше, и, наоборот, уменьшение передачи сопровождается увеличением чуткости, т. е. при одинаковых углах отклонения ручки управления (педалей) углы отклонения органов управления в первом случае будут меньше и во втором — больше. Очевидно, что одинаковые углы отклонения будут иметь место при передаче, равной единице.

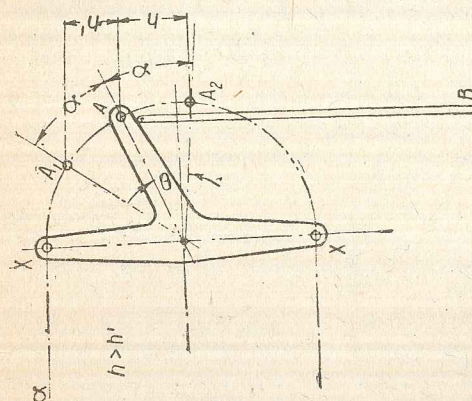
Величина передачи будет влиять на величину давления на ручку; увеличение передачи вызывает уменьшение давления на ручку. Таким образом, если увеличение передачи делается для уменьшения давления на ручку (педали), то это должно быть проверено с точки зрения кинематики управления. Может случиться, что в этом случае органы управления не дадут необходимых углов отклонения ввиду ограниченного хода ручки управления (педалей). В практике конструирования планеров установилась следующая величина передаточного числа на органы управления: к рулю глубины $i = 0,8$, к элеронам и рулю поворота $i = 1$.

При выборе передаточных чисел необходимо кроме вышеуказанного учитывать размеры органов управления с точки зрения их мощности. В случае малой эффективности того или иного органа управления выгодно уменьшать передаточное число, так как в этом случае при заданном ходе ручки управления угол отклонения руля (элерона) увеличится. Поэтому в практике конструирования рычагов, установленных на органы управления, предусматривается возможность изменения их плеча. Самым простым и удобным способом для этого является устройство на рычаге для крепления троса нескольких

отверстий, соответствующих разным плечам рычага. Переставляя трос в то или иное отверстие, получаем увеличение или уменьшение рычага.

Дифференциальное управление

Часто для увеличения эффективности элерона на больших углах атаки практикуется дифференциальное управление, когда при движении ручки управления вбок элероны отклоняются не одинаково. При этом отклонение элерона вверх делается больше, чем отклонение элерона вниз. Увеличение в этом случае эффективности элеронов на больших углах атаки объясняется следующим. Отклонение элерона



Фиг. 138.

вниз вызывает увеличение вогнутости профиля и фактического угла атаки крыла. Вследствие этого при действии элероном на углах атаки, близких к критическому, может наступить срыв обтекания и, следовательно, потеря управляемости. Отклоненный же вверх элерон этого действия оказывать не будет.

Кроме того, применение дифференциального управления для элеронов представляется выгодным и с точки зрения маневренности планера.

При разворотах крыло, расположенное ближе к центру окружности разворота (внутреннее крыло), должно двигаться медленнее, чем внешнее. Но так как на внешнем крыле при виражах элерон бывает опущен, то он вызывает тормозящий эффект, увеличивая тем самым время виража. Дифференциал на элероны устраивается с таким расчетом, чтобы разность углов отклонения элеронов равнялась $7-10^\circ$.

В качестве примера устройства дифференциала на фиг. 138 приведена дифференциальная трехплечая качалка управления элеронами. Как видно из чертежа, при повороте качалки на один и тот же угол по ходу часовой стрелки поступательный ход тяги $A-B$ по оси $X-X$ больше, чем при вращении качалки против часовой стрелки. Следовательно, соединяя тягу $A-B$ с рычагом элерона, получим при разных движениях тяги и разные углы отклонения элерона. Подбором угла θ создается необходимая разница в углах отклонения элеронов.

§ 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ

При конструировании управления планера возникает целый ряд вопросов, связанных с прочностью управления, работой его на изнашивание и т. п. Для правильного разрешения этих вопросов необходимо знакомство с основными принципами, которые кладутся

в основу конструирования управления в целом и отдельных его деталей.

Выбор схемы управления, как уже указывалось, будет зависеть от конструктивной схемы планера, условий его эксплуатации, внутренних габаритов и заданного веса управления. Очевидно, лучшей схемой окажется та, которая при минимальном весе имеет наименьшее количество перегибов тросов, шарниров и хорошо вписывается во внутренние габариты планера.

Большое количество перегибов тросов делает управление тяжелым и вызывает дополнительную затрату усилий на преодоление сил трения; кроме того, шарниры, разрабатываясь в процессе эксплуатации, создают люфт, который будет тем больше, чем больше их количество в управлении.

Конструктору необходимо обратить особое внимание на размещение рычагов управления в кабине пилота. Неудобно расположенные рычаги вызовут быструю утомляемость пилота и при продолжительных, рекордных полетах могут явиться причиной посадки. Так как нет стандартов и нормализации размещения рычагов управления относительно сидения пилота, то конструктору приходится решать этот вопрос самостоятельно, основываясь на опыте наиболее удачных планеров.

Ручное управление

Ручку управления можно рассчитывать как балку, нагруженную тремя силами. При движениях ручки на себя и от себя, т. е. при действии рулем высоты, на ручке возникает изгибающий момент. Этот изгибающий момент сочетается с боковым изгибающим моментом, возникающим при действии элеронами. Результирующий момент будет равен диагонали параллелограмма, построенного на указанных двух моментах. Максимальные изгибающие моменты для карданной ручки будут иметь место в точке крепления шарнира кронштейна. Наилучшим сечением при такого рода нагрузке будет труба стальная или дюралева. Продольный вал, несущий ручку управления и качалку элеронов, должен лежать в подшипниках.

Подшипники по своей конструкции могут быть или скользящие, или шариковые. Скользящие подшипники обычно делаются в виде коротких отрезков трубы с приваренными к ним лапками, при помощи которых подшипник прикрепляется к каркасу планера. В трубки запрессовываются или впаиваются латунные или бронзовые вкладыши. При такой конструкции подшипника появляющийся при разработке люфт вкладыша ничем не может быть уничтожен, и приходится заменять вкладыш. Поэтому чаще стали применяться шарикоподшипники и стягивающиеся скользящие подшипники. В разрезных подшипниках вкладыш и обойма разрезаются по диаметру, и при стирании вкладыша такой подшипник может быть стянут.

В качестве мер борьбы с люфтами может быть рекомендовано применение стягивающихся подшипников и шарикоподшипников. Для опор вала следует применять двухрядные шарикоподшипники.

Подшипники могут быть расположены или у наружных концов продольного вала, либо внутри рычагов, на нем стоящих (ручка управления, качалка элерона).

На продольный вал управления действует крутящий момент при боковых движениях ручки и изгибающий от усилия в тросах элеронов, подходящих к качалке. Так как продольный вал работает на кручение, то устройство в нем продольных вырезов крайне нежелательно, чтобы не уменьшать прочности трубы на кручение. Точно же учесть влияние выреза на прочность вала на кручение не представляется возможным, так как при незамкнутом контуре ось жесткости выйдет за пределы трубы. Наиболее подходящим материалом для продольного вала (вала управления) будет труба из высококачественной стали.

Рычаги (кабанчики) на валу управления и на рулях (элеронах) можно рассматривать как консольные балки, нагруженные усилиями, идущими по тросам управления. Если плоскость рычага не совпадает с направлением троса, то рычаг будет изгибаться в двух плоскостях. При действии нагрузки в одной плоскости рычаги могут быть изготовлены из одной пластины. Материалом в этом случае служит дураль.

Если рычаг находится в воздушном потоке, ему придается обтекаемая форма. Обтекаемая форма рычагу, изготовленному из плоской пластины, может быть придана путем приклепки к нему с боков деревянных обтекателей. В стальных сварных рычагах обтекаемая форма придается сечению рычага. Если рычаги не стоят в потоке, то для них выгодным является Т-образное и Н-образное сечение.

При размещении рычагов управления элеронов необходимо учитывать удобство разборки и осмотра планера. При требовании разъединения деталей управления к элеронам на высоко расположенном крыле удобно, например, ставить промежуточную качалку на пилоне. В этом случае разъединение управления производится на указанной качалке, и при сборке планера регулировка управления значительно упрощается.

Ножное управление

Ножное управление гораздо проще, чем управление рулем высоты и элеронами. Выше указывалось, что управление может состоять либо из поперечного горизонтального рычага, или подвесных качающихся педалей. Педали соединяются тросами с рычагами на руле поворотов.

В рычажных педалях рычаг рассчитывается как балка на двух опорах. Усилие от ног пилота создает изгибающий момент, который будет иметь максимальное значение в центре педалей, и поэтому сечение педали в этом месте должно быть усилено. Подвесные педали рассчитываются так же. Максимальный изгибающий момент в этом случае будет в точке крепления троса (шарнира). Если подвесные педали укреплены на неподвижной поперечной трубе, то последняя будет испытывать изгиб реакциями в точках подвески.

Если педаль и рычаги руля поворотов стоят на разных уровнях, то желательно ставить в соответствующих местах ролики. Материалом роликов может служить либо пластмасса, либо дураль. Применение

роликов желательно также при больших длинах троса, если последние не имеют других опор. Ролики могут быть установлены как на шарикоподшипниках, так и на бронзовых втулочках. Шарикоподшипники для роликов должны быть только одного ряда. Диаметр роликов зависит от угла перегиба троса, т. е. угла, образованного двумя направлениями троса. Чем этот угол меньше, тем большего диаметра должен быть поставлен ролик и тем большие нагрузки он будет испытывать. Поэтому при значительном изменении направления троса ролики должны быть большего диаметра (до 100—120 мм) и поставлены на шарикоподшипниках. Ролики малого диаметра на бронзовых втулках применяются в качестве опор троса и при незначительном его перенаправлении. Для предотвращения соскакивания троса с ролика в местах входа и выхода троса ставятся ограничители в виде скоб.

Тросы и тяги

Выше указывалось, что рычаги управления соединяются между собой или тягой, или тросами. Преимущество тяг перед тросами является спорным. Необходимо отметить, что тяги не подвержены, как тросы, перетиранию, и в этом отношении они более надежны. В практике применение тросов предпочитается для длинных соединений, идущих вне фюзеляжа или крыла, в то время как тяги применяются для соединений на небольшом расстоянии, так как тросы управления в процессе эксплуатации вытягиваются. Поэтому перед постановкой тросов на место их предварительно обтягивают при помощи подвешивания грузов. Однако такая подготовка не гарантирует от дальнейшего вытягивания при их эксплуатации, поэтому конструктору планера необходимо включить тандеры, которыми время от времени натягивают ослабленные тросы и производят регулировку управления.

Заплетку концов троса производят на коушах к съемным скобам, и последние уже укрепляются на тандерах и рычагах. Это значительно облегчает замену троса, а также улучшает условия ухода по сравнению с присоединением троса непосредственно к тандеру или рычагу.

Тяги для соблюдения необходимых допусков и удобств в сборке делают регулирующимися по длине. Обычный стандартный метод заключается в изготовлении нарезного стержня (вилчатого или ушкового болта). В конец трубы крепится гильза, частично нарезанная. Гильза укрепляется в трубе или трубчатыми заклепками, или приваривается. В случае применения заклепок их следует ставить от конца трубы на таком расстоянии, чтобы они не препятствовали перемещению нарезного конца вилки.

В целях обеспечения надежности в эксплуатации особое внимание конструктора должно быть обращено на величину напряжений смятия и изнашивания во втулках, осях и т. п. Несмотря на малую скорость вращения элементов управления, при больших напряжениях все же происходит быстрое изнашивание трущихся поверхностей и появление люфтов за счет возвратно-вращательного движения в пределах малых углов.

Необходимо учитывать следующие величины напряжений смятия на трущихся поверхностях: сталь по стали — 800 кг/см^2 , а сталь по бронзе и дуралю — 500 кг/см^2 .

Надежным средством в борьбе с изнашиванием является применение шарикоподшипников.

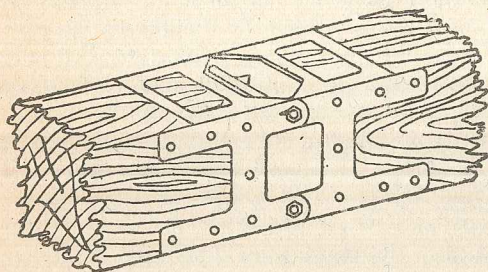
ГЛАВА XI

РАСЧЕТ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

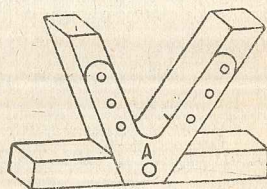
§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО РАСЧЕТУ

Узловые крепления разделяются на два основных типа: разъемные и неразъемные узлы.

Разъемные узлы (фиг. 139) состоят из двух отдельных башмаков, связанных между собой болтами. Неразъемные узлы (фиг. 140) связывают между собой отдельные части конструкции; при этом соединительные элементы — болты или заклепки — ставятся наглухо.



Фиг. 139.



Фиг. 140.

Первый тип крепления применяется для деталей планера, требующих отъема в эксплуатации, например, при перевозке, осмотре, хранении и т. п. К таким деталям нужно отнести крыло, оперение. Второй тип конструкции узлов применяется в деталях, отъем которых может быть необходим только при ремонте планера.

Обычно предварительный расчет узлового соединения и установление основных размеров его элементов производится при проектировании; после же окончательного установления всех размеров узла производится окончательный проверочный расчет. Предварительный расчет узлов допускает большие упрощения, и техника его очень проста. Поэтому ниже излагается проверочный расчет узлового соединения в целом и его отдельных элементов (накладок, болтов, заклепок и т. д.) и параллельно оговариваются допущения, которые практикуются в предварительном расчете.

Расчет узлового крепления сводится к трем основным разделам:

- 1) установление сил, действующих на узел;
- 2) распределение сил между частями узлового соединения (накладки, болты, заклепки);
- 3) проверка прочности деталей узлового крепления.

Обычно постановка узлового крепления ослабляет сечение прикрепляемого стержня, и сечение приходится усиливать путем постановки бобышек или вкладышей. Проверка напряжений в стержне близ крепления должна также входить в расчет крепления.

При расчете на прочность узлового соединения принимается большое количество допущений ввиду невозможности точного учета факторов, влияющих на прочность (неоднородность материала, точность изготовления и т. д.), и недостатка экспериментальных данных для учета отдельных подкреплений, например, влияние всевозможных подкреплений дерева на прочность его под болтами.

Основные допущения при расчете узловых соединений сводятся к следующему.

1. Расчет узлового крепления производится на разрушающие напряжения. При расчете болтов, работающих в дереве, разрушающие нагрузки берутся по данным испытаний соединения на разрушение. В большинстве случаев для определения напряжений приходится пользоваться формулами сопротивления материалов, справедливыми в пределах упругости, и найденные таким образом напряжения сравнивать с временным сопротивлением, т. е. считать, что обычные законы распределения напряжений сохраняются и за пределами упругости. Это допущение до некоторой степени оправдывается тем, что значения временных напряжений, приведенных в нормах, вычислены по результатам опытов при помощи тех же формул сопротивления материалов.

2. При распределении сил между частями узлового соединения силы трения, вызванные затяжкой болтов и стягиванием соединения заклепками, не учитываются. Величина силы трения будет определяться коэффициентом трения прилегающих поверхностей и затяжкой соединительных соединений. Оба эти фактора в значительной степени зависят от качества производственного выполнения, поэтому не могут быть точно учтены. Кроме того, как показывают опыты, силы трения преодолеваются при небольших нагрузках, а при нагрузках, близких к разрушающим, перестают разгружать болты и заклепки. Но, вообще говоря, наличие сил трения желательно, так как они уменьшают деформацию узла в нормальном полете, т. е. при небольших нагрузках.

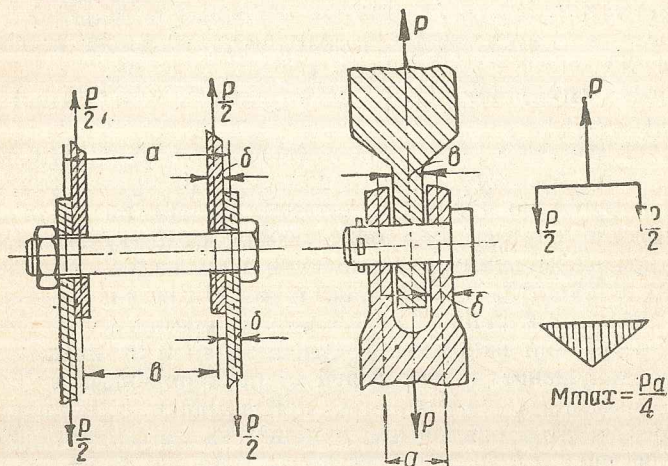
3. При проверке прочности элементов узлового крепления не учитываются местные перенапряжения: у краев отверстий, в местах резкого изменения размеров сечения, вблизи сварных швов и пр. Подсчитывать их по обычным формулам не имеет смысла, так как при разрушении неравномерность распределения напряжений хотя и остается, но ослабевает. На практике учет местных перенапряжений сводится к условному повышению разрушающей нагрузки или выбору меньших, разрушающих напряжений. Например, по американским нормам для всех креплений следует брать нагрузки на 15% больше входящих по расчету.

4. В основу расчета кладется чертеж недеформированного крепления, по которому берутся все размеры.

§ 2. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ УЗЛОВОГО КРЕПЛЕНИЯ

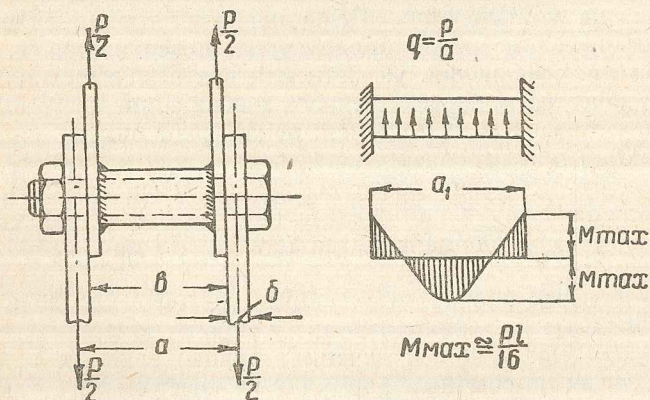
Болты

На фиг. 141 представлены типы двухсрезных болтов. Болты в соединениях такого типа должны быть проверены на срез, смятие и изгиб. Срез в указанных типах болтовых соединений будет происходить по двум плоскостям.



Фиг. 141а.

Фиг. 141б.



Фиг. 141с.

Площадь среза находится по формуле:

$$F_s = 2 \frac{\pi d^2}{4} \quad (1)$$

и напряжение среза

$$\sigma_s = \frac{P}{F_s}. \quad (2)$$

Проверка напряжений на срез для всех типов указанных соединений должна производиться одинаковым образом.

При проверке на смятие площадь смятия для болтов (фиг. 141а) определяем по формуле:

$$F_d = 2d\delta. \quad (3)$$

При проверке на смятие средней части болта, работающего как показано на фиг. 141б и 141с, площадь смятия будет равна:

$$F_d = bd. \quad (4)$$

При расчете болтов на изгиб для случая, показанного на фиг. 141а, применяется формула:

$$M_{\max} = P \frac{a-b}{4}. \quad (5)$$

Если ушки жестки на изгиб, то, считая концы болта полузащеленными, изгибающий момент определяем по формуле:

$$M_{\max} = P \frac{a-b}{8}. \quad (6)$$

Валик, изображенный на фиг. 141б, считается свободно опертым, так как он крепится без затяжки, при помощи шплинта, и рассчитывается по формуле:

$$M_{\max} = \frac{P \cdot a}{4}. \quad (7)$$

Болт, проходящий через трубчатую муфту (фиг. 141с), считается как балка с равномерно распределенной нагрузкой, и момент определяется по формуле:

$$M_{\max} \approx \frac{Pl}{16}. \quad (8)$$

Проверка напряжений для изгиба производится по известной формуле изгиба:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M}{W}, \quad (9)$$

здесь W — момент сопротивления болта, равный

$$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3.$$

Как показывает практика расчета, наиболее опасным случаем для расчета болта будет проверка его работы на срез; работа болта на изгиб, ввиду малой длины свободного участка болта, оказывается неопасной. Усилие же смятия является более опасным для ушков крепления, так как они обычно делаются из менее прочного материала.

Проверка прочности болта, показанного на фиг. 142, производится следующим образом.

Раскладывая силу P на два направления — перпендикулярно болту и параллельно ему, получим две силы Q и T (фиг. 142). Сила Q будет вызывать срез болта и сила T — растяжение болта. При этом стержень

болта благодаря повороту головки разгружается от изгиба, но растягивающая сила его увеличивается до значения $N = 2T$. Срезающая сила Q действует на малом плече, и потому изгибающим моментом от нее пренебрегаем.

Следовательно, для расчета болта будем иметь следующие силы:

$$T = P \sin \alpha, \quad (10)$$

$$Q = P \cos \alpha, \quad (11)$$

где P — усилие по ушку;
 α — угол, образованный плоскостью ушка и плоскостью головки (или прикрепляемой детали).

Расчетную силу на растяжение N получим по формуле:

$$N = 2T. \quad (12)$$

Сила Q будет вызывать срез болта; площадь среза определяем по формуле:

$$F_d = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (13)$$

Сила $N = 2T$ будет вызывать срез головки, смятие головки, срез резьбы, смятие резьбы и растяжение болта.

Площадь среза головки определяется по формуле:

$$F_s = \pi d h. \quad (14)$$

Площадь смятия головки — по формуле:

$$F_d = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d^2). \quad (15)$$

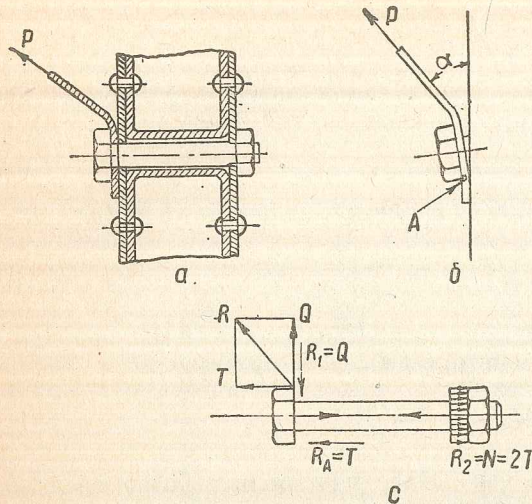
Площадь среза резьбы — по формуле:

$$F_s = \alpha_1 \pi d_1 H. \quad (16)$$

Площадь смятия резьбы — по формуле:

$$F_d = \alpha_2 Z \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2), \quad (17)$$

где d — диаметр болта;
 d_1 — внутренний диаметр резьбы;
 h — высота головки болта;



Фиг. 142.

$$\alpha_1 = \frac{7}{8};$$

$$\alpha_2 = 0,9;$$

Z — число витков резьбы под гайкой;

H — высота гайки.

Проверку напряжений производим по формуле:

$$\sigma = \frac{N}{F}. \quad (18)$$

Так как болт будет работать одновременно на растяжение и на срез, то вычисляем приведенное суммарное напряжение по формуле:

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (19)$$

где σ_1 — суммарное напряжение;

σ — напряжение растяжения;

τ — напряжение среза.

Проверка на растяжение и срез болта является основной для такого типа болтов. На смятие обычно считают ушко, так как материал болта более прочен. Для нормальных головок и гаек, взятых по стандарту, напряжения в них не превышают допускаемых по нормам, если прочность болта на растяжение достаточна.

После получения фактических напряжений сравниваем их с разрушающими и в случае надобности уменьшаем или увеличиваем размеры болта.

Ушки

Обычно ушки болтовых соединений проверяются на смятие, срез и растяжение. Площади определяем следующим образом (фиг. 143).

Площадь смятия:

$$F_d = d(\delta + \delta_1). \quad (20)$$

Площадь среза

$$F_s = 2[a\delta + (d_2 - d)\delta_1]. \quad (21)$$

Площадь на растяжение

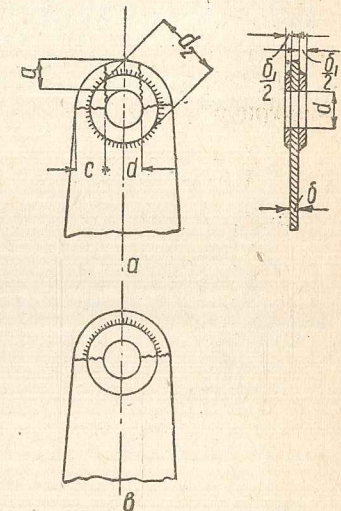
$$F_z = 2[c\delta + (d_2 - d)\delta_1]. \quad (22)$$

При неполной приварке шайбы к ушку (фиг. 143, в) шайбу учитываем только при расчете на смятие и срез, в расчет же на растяжение ее не вводим.

Напряжения находим по формуле:

$$\sigma = \frac{P}{F},$$

где P — сила, действующая на ушко



Фиг. 143.

При более точных расчетах напряжения на растяжение ушка пользуются формулой Лямэ, учитывающей неравномерность распределения растягивающих напряжений по сечению (фиг. 144). По Лямэ, напряжение растяжения выражается формулой:

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{2\delta r} \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \quad (23)$$

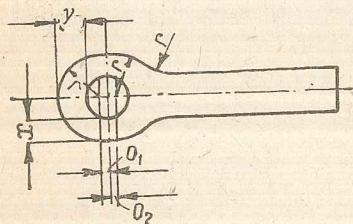
Если величина $R - r = C$ (фиг. 144) не постоянна, то в формулу можно ввести некоторые средние значения R и r . Указанные проверки прочности являются первым приближением по сравнению с опытными данными.

Фиг. 144.

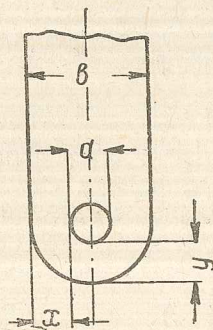
Часто для увеличения площади среза стального ушка центр отверстия смещают относительно центра внешней окружности ушка (фиг. 145). Как показали опыты, наивыгоднейшая форма ушка в отношении веса ушка, прочности и простоты изготовления будет при условии $O_1 = O_2$.

Наивыгоднейший эксцентриситет

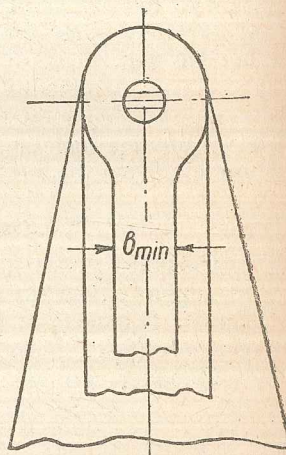
$$\frac{y}{x} = 1,25 \div 1,30.$$



Фиг. 145.



Фиг. 146.



Фиг. 147.

Наивыгоднейшая относительная ширина (фиг. 146)

$$\frac{b}{\delta} = 2,4 \div 2,6.$$

Значение $\frac{b}{\delta}$ не должно быть больше 20, в противном случае возможна потеря устойчивости ушка.

Опыты также показали, что увеличение ширины ушка за отверстием для болта почти не влияет на прочность.

Разрушающие нагрузки для всех типов ушков, представленных на фиг. 147, одинаковы, если ширина за отверстием для болта не меньше b_{\min} , найденной из условия прочности на растяжение.

Согласно данным опытов, условие прочности на растяжение для ушка имеет вид:

$$\sigma = \frac{P_z}{F_z} \leq E\sigma_0, \quad (24)$$

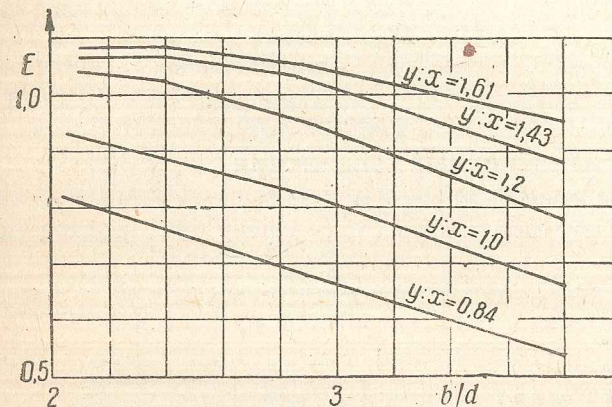
где P_z — растягивающая сила, действующая на ушко;

F_z — площадь разрыва по сечению, проходящему через центр отверстия (т. е. вычисляется так же, как при обычной проверке ушка на разрыв);

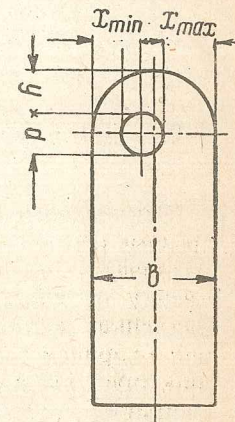
σ_0 — временное напряжение на растяжение;

E — коэффициент, полученный из опытов.

Расчетные значения E , как функции $\frac{b}{d}$ и $\frac{y}{x}$, даны на фиг. 148.



Фиг. 148.



Фиг. 149.

Приведенные графики были получены для стальных ушков, показанных на фиг. 146. Данные опытов также пригодны для расчета всех типов ушков, показанных на фиг. 147, и для ушков с прочно приваренными шайбами.

Проверка прочности ушков на растяжение по приведенной формуле заменяет обычные проверки на срез и растяжение. Проверка же на смятие производится нормальным порядком.

Иногда в практике расчетов встречаются ушки, имеющие боковое смещение отверстий (фиг. 149).

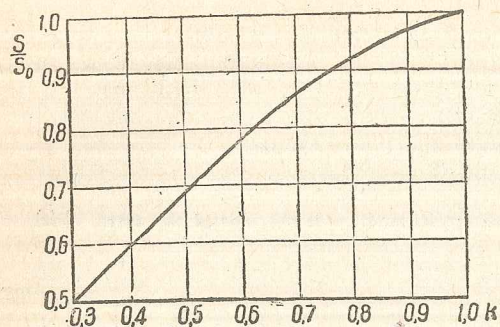
Влияние бокового эксцентриситета в опытах оценивалось величиной:

$$k = \frac{X_{\min}}{0,5X_{\min} + X_{\max}}. \quad (25)$$

В зависимости от величины k была получена кривая (фиг. 150), дающая зависимость отношения разрушающей нагрузки S для ушка с боковым эксцентриситетом к разрушающей нагрузке S_0 для нормального ушка таких же размеров. Следовательно, в случае бокового

эксцентриситета напряжения растяжения получаются следующим образом.

Вычисляется разрушающая нагрузка S_0 в предположении, что боковой эксцентриситет отсутствует; вычисляется величина k по приведенной формуле, затем по графику (фиг. 150) находится отношение $\frac{S}{S_0}$. Умножив полученное отношение на величину разрушающей нагрузки S_0 , получим разрушающую нагрузку на растяжение и срез ушка с учетом бокового эксцентриситета. Проверка напряжений на смятие ушка производится нормальным порядком.



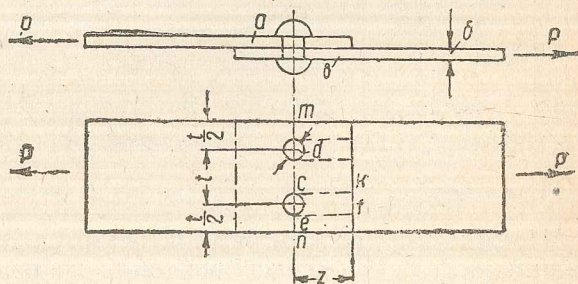
Фиг. 150.

§ 3. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

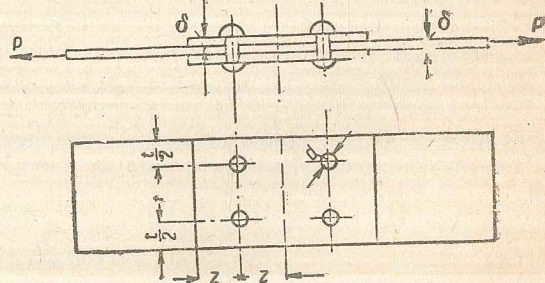
Заклепочные соединения по характеру конструкции бывают односрезные (фиг. 151) и двухсрезные (фиг. 152). Кроме того, необходимо различать горячую

клепку от холодной. Заклепка, поставленная в горячем состоянии, при охлаждении сжимается, вызывая дополнительную силу, прижимающую друг к другу склепываемые листы, и заставляя их работать на трение. При этом сами заклепки будут работать на растяжение. При холодной клежке указанных дополнительных явлений не наблюдается. Однако ввиду отсутствия каких-либо данных по учету сил трения заклепочные соединения считаются без учета последних.

Основные данные по расчету заклепочных соединений, взятые по АСТ7СР, приведены в табл. 9.



Фиг. 151.



Фиг. 152.

Таблица 9

Материал	Вр. сопротивление в кг/см ²		
	на растяжение заклепки	на срез заклепки	на смятие листа под заклепкой
Дуралюмин	2300	2200	6000
Сталь	2400	d ≤ 4 мм 3200 d > 4 мм 3400	8000

Работа заклепочного соединения заключается в следующем:

- 1) заклепки работают на срез;
- 2) склепываемые листы работают на разрыв по ослабленному отверстию сечения ($m-n$);
- 3) листы работают на смятие в отверстиях под заклепками;
- 4) листы работают на скалывание между отверстием под заклепку и краем листа (сечение ef и ck на фиг. 151).

Рассмотрим условия прочности заклепочных швов односрезного и двухсрезного. Усилие на заклепку определяется по формуле:

$$P_z = \frac{P}{n},$$

где P — полная сила;

n — количество заклепок;

P_z — сила на заклепку.

Односрезный шов

Условия прочности для силы, приходящейся на одну заклепку, могут быть написаны в следующем виде.

Срез заклепки:

$$P_z \leq \frac{\pi d^2}{4} k_{ср}.$$

Смятие листа под заклепкой:

$$P_z \leq d \delta k_{см}.$$

Срез листа:

$$P_z \leq 2z \delta k_{ср}.$$

Разрыв листа:

$$P_z \leq (t - d) \delta k_{ср}.$$

Все приведенные выше обозначения даны на фиг. 151. Значения разрушающих напряжений K берутся по табл. 9.

Из приведенных уравнений можем получить минимальные значения относительных размеров заклепочного шва. В практике установлены следующие значения относительных размеров.

Минимальное допустимое значение для толщины материала до 1 мм:

$$\frac{d}{\delta} = 3;$$

для больших толщин пользуются эмпирической формулой

$$d = 2\sqrt{S},$$

где S — суммарная толщина материала.

Для величины t (шаг заклепки) принимают $t \approx 3d$. Расстояние от края листа до оси заклепки принимают для железных заклепок $z = 1,5d$, а для дуралевых $z = 2d + 2$ мм.

Двухсрезные заклепки

Условие прочности заклепочного шва при двухсрезных заклепках может быть написано в виде отношения (фиг. 152).

Срез заклепки:

$$P_s \leq \frac{\pi d^2}{2} k_{cp},$$

так как срез будет происходить по двум плоскостям.

Смятие листа под заклепкой:

$$P_s \leq d \delta k_{cm}.$$

Срез листа:

$$P_s \leq 2z \delta k_{cp}.$$

Разрыв листа:

$$P_s \leq (t - d) \delta k_{cp}.$$

При двухсрезном шве принимаются следующие величины:

$t \approx 5d$, т. е. больше, чем для односрезного шва;

$z = 3d$ для стальных заклепок;

$z = 3d + 2$ мм для дуралевых заклепок.

До установления окончательных размеров заклепочного шва требуется определить необходимое количество заклепок. В зависимости от типа шва количество заклепок может быть определено по формулам:

Для односрезного шва

$$n = \frac{4P}{\pi d^2 k_{cp}}. \quad (26)$$

Для двухсрезного шва

$$n = \frac{2P}{\pi d^2 k_{cp}}, \quad (27)$$

где P — общая сила;

n — количество заклепок;

d — диаметр заклепки;

k_{cp} — разрушающее усилие на срез для заклепок.

Иногда в двухсрезном шве напряжения смятия в отверстиях листа могут быть больше, чем напряжения среза в заклепках. Тогда при определении количества заклепок необходимо еще учесть условия смятия листа; для этого можно использовать формулу

$$n = \frac{P}{d \delta k_{cm}} \quad (28)$$

и количество заклепок взять по большему значению.

Если необходимое количество заклепок не может быть размещено в один ряд, то их располагают в несколько рядов, в шахматном порядке. Расстояние между рядами принимают равным

$$t_1 = 2d + 3 \text{ мм}.$$

Больше шести заклепок в ряд ставить не рекомендуется, так как задние заклепки практически не будут работать.

Таким образом проверка прочности элементов заклепочного шва производится довольно просто, но практика показывает, что такой упрощенный расчет достаточно хорошо оценивает прочность соединения.

§ 4. РАБОТА БОЛТОВ В ДЕРЕВЕ

Узловые соединения в деревянных конструкциях осуществляются при помощи накладок (одной или двух), прикрепляемых к деревянным элементам при помощи болтов или заклепок. Прочность работающего в дереве болта связана с работой на изгиб, а не на срез, так как под действием нагрузки болт будет работать как балка на деформируемом основании (за счет смятия дерева). Следовательно, напряжения изгиба в болте будут зависеть от закона распределения давления по длине болта.

При длинном болте, работающем в дереве, будем иметь следующую картину. При малых нагрузках болт остается прямым и передает давление равномерно по всей своей длине. С увеличением нагрузки болт начинает изгибаться, и давление по длине болта начинает распределяться неравномерно: максимальное давление смещается к концам болта. При дальнейшем увеличении нагрузки указанное явление становится более резким, и наступает момент, когда нагрузка по середине болта меняет свой знак.

Разрушение у такого соединения начинается с краев, когда давление у краев болта достигает разрушающего напряжения смятия дерева. При разрушении дерева у краев отверстий происходит перераспределение давлений, в результате чего в работу втягиваются соседние слои дерева, расположенные ближе к середине болта, и происходит дальнейшее разрушение.

Таким образом при расчете длинного болта, работающего в дереве, встретится ряд затруднений, связанных с вопросом распределения давления по длине болта.

Только в коротких болтах с отношением $l/d \leq 2,5$ расчет можно вести по общим методам сопротивления материалов, т. е. в предположении, что давление по длине болта распределяется равномерно вплоть до разрушения.

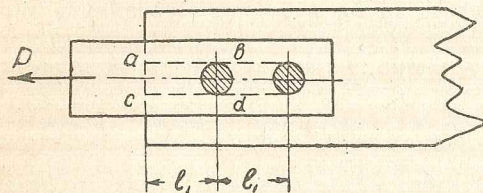
Длинными болтами будем называть болты с отношением $l/d > 4$. Поэтому при определении разрушающих усилий для болтов, работающих в дереве (из условия смятия дерева), можно пользоваться графиками, полученными опытным путем.

При работе болтового соединения будем иметь следующие явления:

1) изгиб болта, как балки, нагруженной по концам сосредоточенными силами и лежащей на упругом основании;

2) напряжения в дереве: а) на смятие под болтом, б) на срез дерева вдоль волокон, между отверстием болта и торцов деревянного элемента, а также между болтами, если они поставлены в один ряд (фиг. 153).

Рассмотрим каждый из этих факторов в отдельности. При этом будем считать, что изгиб болта будет иметь значение только для рас-



Фиг. 153.

пределения напряжений в дереве, а следовательно, и для величины напряжения смятия дерева, так как при изгибе болта раньше разрушится дерево. Поэтому проверку напряжений в болте от изгиба производить не будем. В дальнейшем будем рассматривать работу одного болта в соединении.

Причем необходимо указать, что при совместной работе нескольких болтов нагрузка возрастает пропорционально числу работающих болтов, если отношение их диаметров в соединении не превосходит 2 : 1; однако это будет верно при условии, что количество болтов в ряду не превышает 6.

На прочность болтового соединения будет оказывать большое влияние затяжка гаек, но увеличение прочности соединения от затяжки гаек при расчете не учитывается.

Смятие дерева под болтом

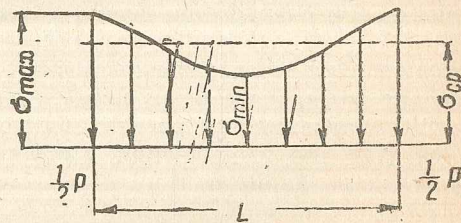
Как уже указывалось, напряжение смятия будет распределяться неравномерно по длине болта. Максимальное напряжение получается у краев отверстий и минимальное будет по середине отверстия (фиг. 154). В практике пользуются графиками, показывающими зависимость разрушающих нагрузок в функциях длины болта l и его диаметра d .

Смятие дерева под болтами характеризуют следующие факторы: 1) характеристика болта, 2) свойства дерева и 3) характер нагрузки.

Ниже рассматривается влияние каждого из перечисленных факторов.

Характеристика болта

Очевидно, с увеличением l и d нагрузка, выдерживаемая болтом, будет возрастать за счет увеличения площади смятия $F = ld$. Но это увеличение нагрузки наблюдается при постоянном диаметре только



Фиг. 154.

до определенного предела (примерно до $l = 12d$), после которого практически нагрузка, выдерживаемая болтом, не возрастает, так как увеличение площади $F = ld$ за счет длины болта приводит к увеличению изгибающего момента, а следовательно, и прогиба болта, что вызывает уменьшение напряжения среза $\sigma_{ср}$.

Как мы уже видели, характер распределения нагрузки зависит от прогиба болта, а прогиб болта в свою очередь зависит от модуля упругости болта E . Чем больше E , тем большую нагрузку болт может выдержать. Однако, если учесть, что для сталей, идущих на изготовление болтов, величина E почти одинакова, то можно пользоваться результатами опытов, полученными для болтов одной марки стали и для других марок сталей.

Как уже указывалось, болт в дереве работает на изгиб, а не на срез, поэтому часто в болтовых соединениях дерева применяются пустотелые болты, либо трубчатые заклепки.

Естественно, что при равных внешних диаметрах полый болт слабее сплошного, однако характер их работы одинаков. Поэтому все положения, относящиеся к сплошным болтам, действительны и для полых.

Свойства дерева

На величину безопасной нагрузки, выдерживаемой болтом, будет влиять предел упругости дерева, а на величину разрушающего напряжения — временное сопротивление дерева на смятие. Эти величины зависят от механических свойств дерева. Так как механические свойства дерева различны по различным направлениям, то от направления нагрузки по отношению к волокнам будут зависеть и величины допускаемых и разрушающих напряжений. Максимальное напряжение $R_{ср}$ получается при нагрузке вдоль волокон и минимальное — поперек.

При нагрузке, направленной под углом φ к направлению волокон (фиг. 155), среднее безопасное усилие находится по эмпирической формуле Хенкинсона:

$$R_{\varphi} = \frac{R_0 R_1}{R_0 \sin^2 \varphi + R_1 \cos^2 \varphi} = \frac{1}{\frac{\sin^2 \varphi}{R_1} + \frac{\cos^2 \varphi}{R_0}}, \quad (29)$$

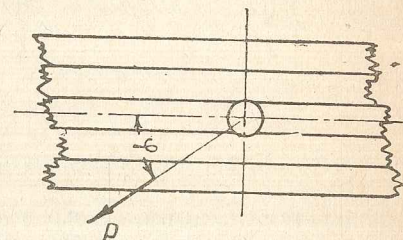
где R_0 — среднее безопасное усилие вдоль волокон;

R_1 — среднее безопасное усилие поперек волокон;

φ — угол между направлениями нагрузки и волокон.

По характеру нагрузки при работе болтов в дереве будем различать четыре вида:

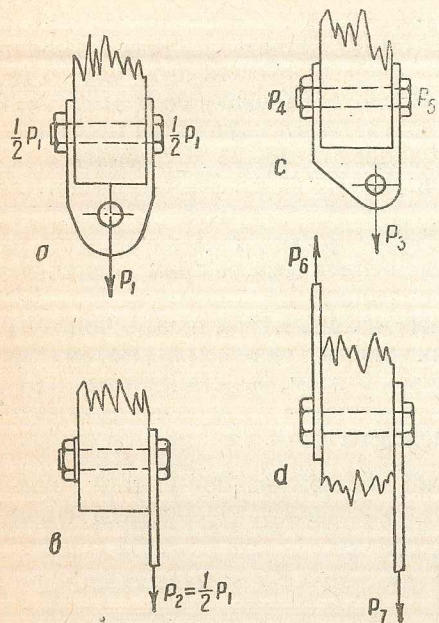
1. Двусторонняя симметричная нагрузка, при которой болт выдерживает максимальное усилие (фиг. 156, а). Нагрузка по



Фиг. 155.

середине болта будет соответствовать двусторонней симметричной нагрузке.

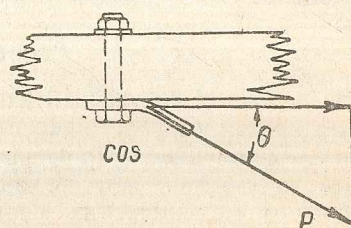
2. Односторонняя нагрузка (фиг. 156, б), при которой болт выдерживает половину усилия, соответствующего двусторонней нагрузке.



Фиг. 156.

3. Двусторонняя несимметричная (фиг. 156, с), при которой расчет ведем на наибольшую составляющую силы P_5 , как при одностороннем действии.

4. Двусторонняя несимметричная нагрузка силами, направленными в разные стороны (фиг. 156, d). Испытания таких соединений не производились, и данных для их расчета нет.



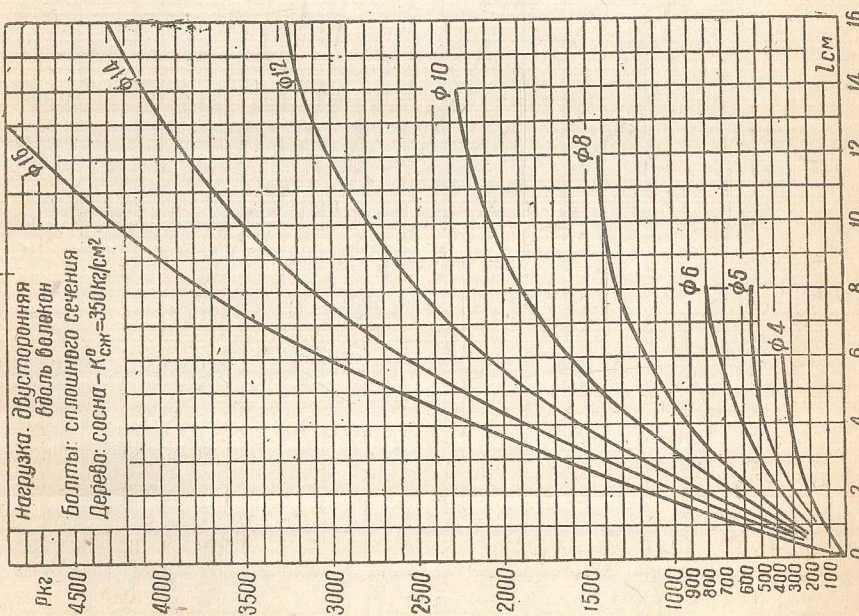
Фиг. 157.

Иногда в практике встречается тип крепления, показанный на фиг. 157, т. е. нагрузка образует некоторый угол θ с кромкой деревянной детали. Расчет такого соединения производим на проекцию силы $P \cos \theta$, как при односторонней нагрузке.

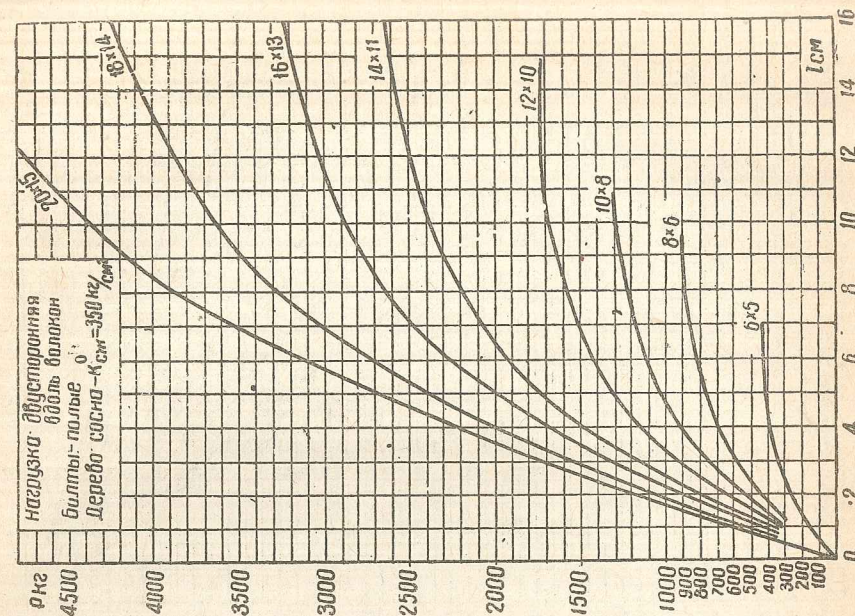
Расчет болтового соединения в дереве

Расчет стандартных сплошных и полых болтов можно производить, пользуясь графиками (фиг. 158, 159 и 160), показывающими зависимость разрушающей нагрузки P_0 на болт от его диаметра d и длины l (ширины бруса) при симметричной двусторонней нагрузке вдоль волокон. График фиг. 161 даст ту же зависимость силы P_1 при нагрузке поперек волокон. При одностороннем нагружении величины разрушающих сил P_0 и P_1 равны половине величины усилий, приведенных на графиках.

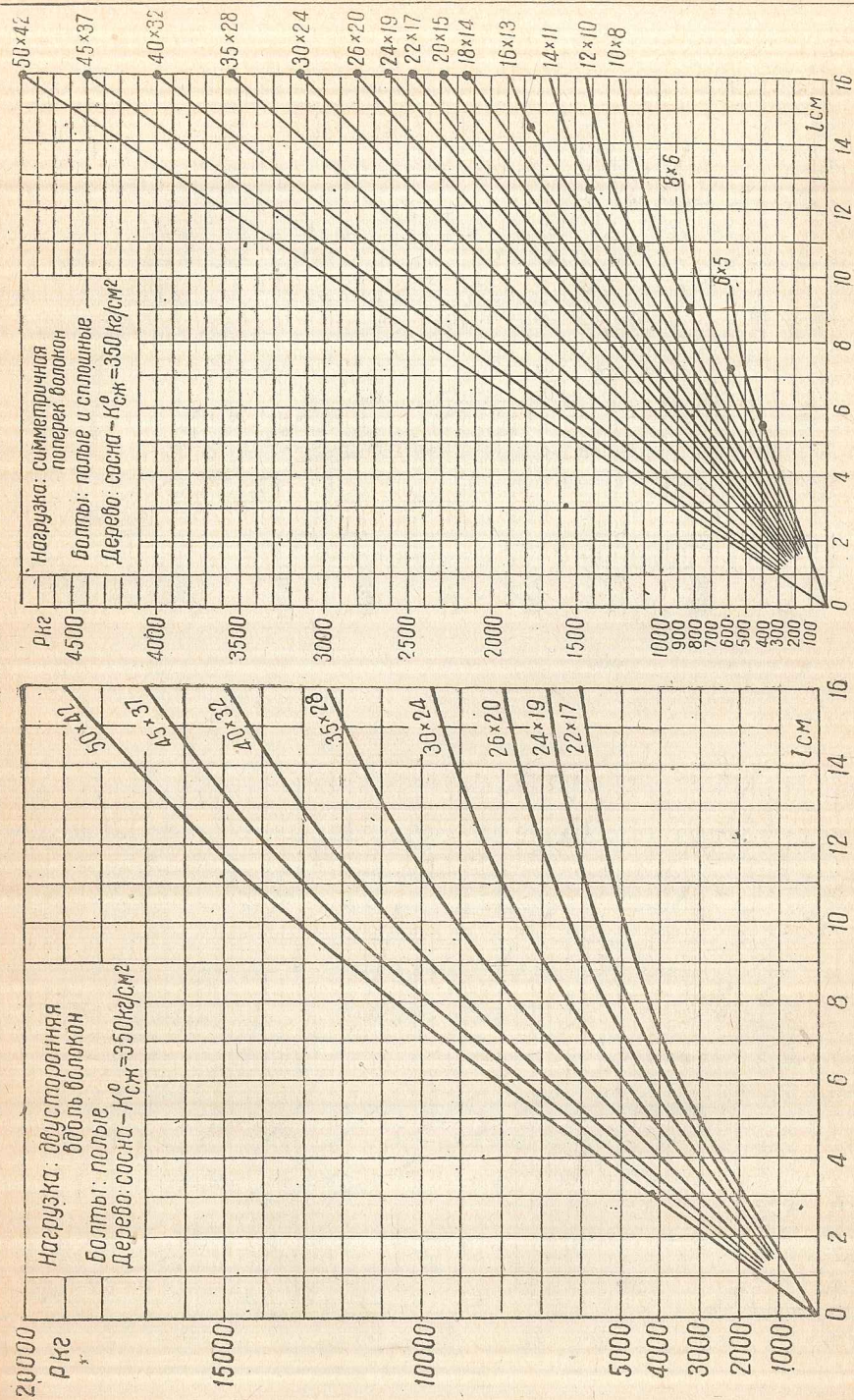
В случае двусторонней несимметричной нагрузки расчет ведется как при одностороннем нагружении большей силой. Если рассчитывается болт, для которого нет данных на графиках, то пользуются диаграммами, приведенными на фиг. 162 и 163; первая построена для нагрузки вдоль волокон по относительным размерам болта l/d , вторая — для нагрузки поперек волокон.



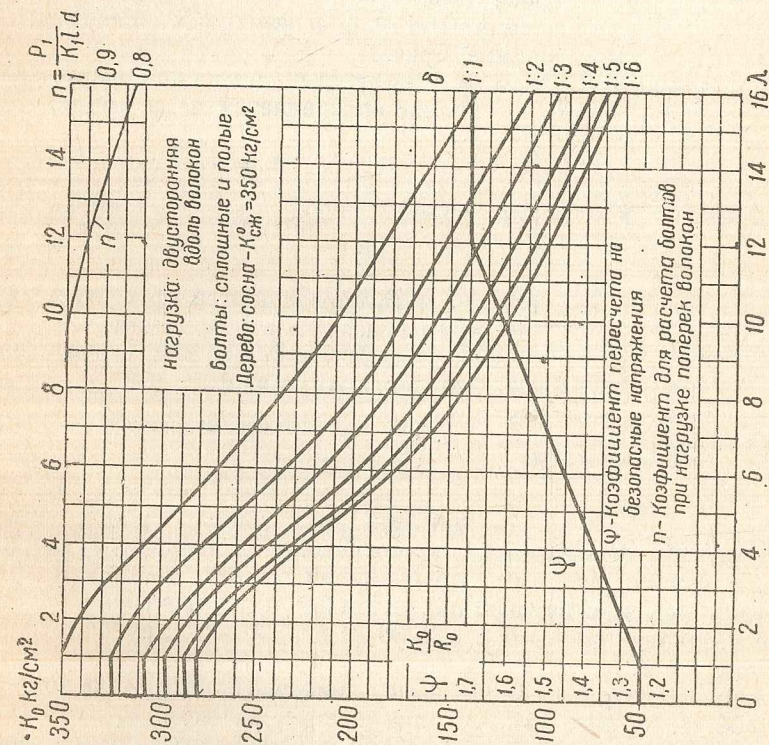
Фиг. 158.



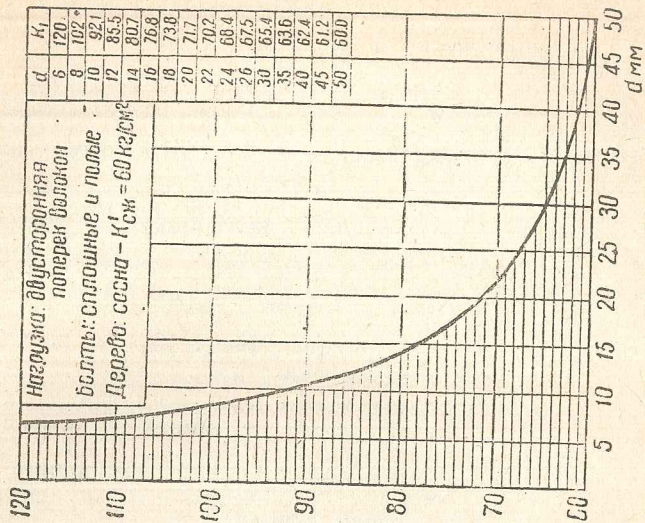
Фиг. 159.



Фиг. 161.



Фиг. 162.



Фиг. 163.

При нагрузке вдоль волокон разрушающее усилие вычисляется по формуле:

$$P_0 = k_0 l d, \quad (30)$$

здесь k_0 — напряжение в зависимости от

$$\lambda = \frac{l}{d} \quad \text{и} \quad \frac{\delta}{R} = \frac{\text{толщина стенки болта}}{\text{внешний радиус болта}}.$$

При нагрузке поперек волокон пользуемся формулой:

$$P_1 = n_1 \eta k_1 l d, \quad (31)$$

где $n = f\left(\lambda = \frac{l}{d}\right)$ — числовой коэффициент, зависящий от $\lambda = \frac{l}{d}$

(фиг. 162);

$n = 1$ при λ от 0 до 9;

$k_1 = f(d)$ — напряжение (фиг. 163) в зависимости от диаметра болта d ;

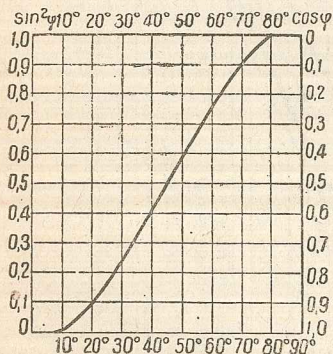
$\eta_1 = 1 + 5,76 \delta_1$ — коэффициент поддержки фанерных прослоек в зависимости от общей относительной толщины

последних $\delta_1 = \frac{\delta}{B}$, независимо от направления

слоев фанеры;

δ — суммарная толщина фанерных прослоек;
 B — ширина бруса.

При нагрузке под углом φ к направлению волокон разрушающее усилие определяется по формуле:



Фиг. 164.

пустотелого болта 26×20 к сосновому лонжерону, шириной 80 мм, с пятью фанерными прослойками общей толщиной 16 мм и при нагрузке, действующей под углом 30° к направлению волокон. Усилие с одной стороны болта 2000 кг и 1800 кг с другой.

Решение.

По фиг. 160 находим усилие, выдерживаемое болтом вдоль волокон, $P_0 = 5400$ кг; по фиг. 161 — усилие поперек волокон $P_1 = 1400$ кг.

Для определения нагрузки поперек волокон учтем поддерживающее влияние фанерных прослоек. Обычно поддерживающее влияние

фанерных прослоек при нагрузке вдоль волокон не учитываем ввиду ее незначительности.

Определим относительную толщину фанерных стенок

$$\delta_1 = \frac{\delta}{B} = \frac{16}{80} = 0,2.$$

Определяем коэффициент η_1

$$\eta_1 = 1 + 5,76 \cdot 0,2 = 2,115.$$

Тогда

$$P_1 = 2,11 \cdot 1400 = 2950 \text{ кг}.$$

По фиг. 164 определяем величины $\sin^2 \varphi$ и $\cos^2 \varphi$.

При $\varphi = 30^\circ$ получим

$$\sin^2 \varphi = 0,25,$$

$$\cos^2 \varphi = 0,75.$$

Находим коэффициент m

$$m = \frac{0,25 \cdot 10^3}{2950} + \frac{0,75 \cdot 10^3}{5400} = 0,22,$$

и при двустороннем нагружении болт выдерживает

$$P_\varphi = \frac{1000}{0,22} = 4550 \text{ кг}.$$

Следовательно, на одну сторону

$$\frac{1}{2} P_\varphi = 2225 \text{ кг},$$

что превышает наибольшую из двух сил, приложенных по концам болта (2000 кг). Следовательно, соединение прочно, с коэффициентом избытка:

$$\mu = \frac{2225}{2000} = 1,11.$$

Расчет дерева в болтовом соединении на срез и разрыв

Если расстояние между болтами или от края деревянного бруска незначительно, то возможно разрушение соединения от скалывания или разрыва дерева. Так как сминающие усилия по длине болта распределяются неравномерно, то распределение напряжений среза по двум плоскостям ab и cd (фиг. 153) распределяется также неравномерно и подчиняется примерно такому же закону.

Среднее напряжение среза по двум плоскостям ab и cd определяем по формуле:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{2l_1 l},$$

где P — нагрузка на болт;

l_1 — расстояние между центрами отверстий или между центром отверстия и краем деревянного бруска;

l — длина болта.

Необходимая длина l_1 определяется из условия равнопрочности среза и смятия.

Усилие, выдерживаемое болтом на смятие, определяется по формуле:

$$P_0 = ld\sigma_{\text{см}},$$

где l — длина болта;

d — диаметр болта;

$\sigma_{\text{см}}$ — напряжение смятия дерева.

Усилие, выдерживаемое соединением на срез, определяется по формуле:

$$P_1 = 2l_1l\tau_{\text{ср}}.$$

Так как из условия равнопрочности необходимо, чтобы $P_1 = P_0$, т. е. усилие, выдерживаемое болтом на смятие, равнялось усилию, выдерживаемому на срез, то можем написать

$$2l_1l\tau_{\text{ср}} = ld\sigma_{\text{см}}. \quad (32)$$

Откуда определим l_1 :

$$l_1 = \frac{\sigma_{\text{см}}}{2\tau_{\text{ср}}} d. \quad (33)$$

Так как мы предположили, что диаграмма распределений напряжений среза подобна диаграмме распределения смятия, то для сосны для разрушающих напряжений принимаем:

$$\sigma_{\text{см}} = k_{\text{см}} = 350 \text{ кг/см}^2;$$

$$\tau_{\text{ср}} = k_{\text{ср}} = 50 \text{ кг/см}^2.$$

После подстановки полученных значений в формулу получим, что для равнопрочности соединения необходимо

$$l_1 = 3,5 d.$$

На практике обычно меньше $2d$ величину l_1 не принимают.

Определение усилий, действующих на элементы крепления

В качестве примера расчета разъемного крепления рассмотрим расчет крепления лонжерона свободнонесущего крыла (фиг. 165).

Перед началом расчета необходимо составить чертеж крепления и иметь данные о величине момента M_b и полной перерезывающей силы Q в сечении разъема узла. Момент M_b и сила Q действуют в плоскости симметрии узла, перпендикулярной к осям разъемных болтов.

Вертикальный изгибающий момент M_b заменяем эквивалентной системой сил P , действующих на разъемные болты крепления. Как видно из фиг. 165, а, силы P могут быть определены в изложенном ниже порядке.

Из уравнений равенства сумм моментов и проекций двух систем сил получим:

$$\Sigma Y = Q_1 + Q_2 = Q.$$

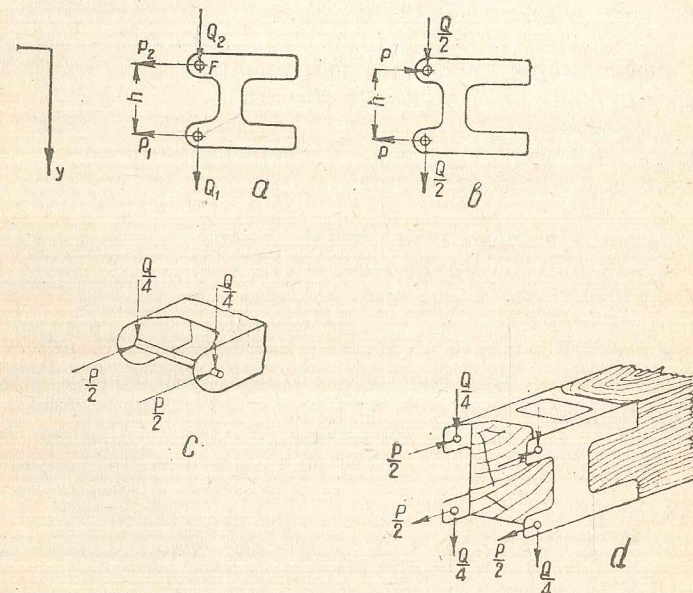
$$\Sigma X = P_1 + P_2 = 0; \quad P_1 = -P_2.$$

$$\Sigma M_F = P_s h = M; \quad P_1 = \frac{M}{h}.$$

Следовательно, от вертикального изгибающего момента болты будут нагружены равными противоположно направленными силами P .

$$P_1 = -P_2 = \frac{M}{h}. \quad (34)$$

Если верхний и нижний болты одинаковы, то усилия от силы Q в них будут равны, т. е. $Q_1 = Q_2 = Q/2$. Следовательно, на каждый конец болта приходится по половине сил P и $Q/2$; схема нагружения верхнего болта показана на фиг. 165, с. На полученные силы и должно быть

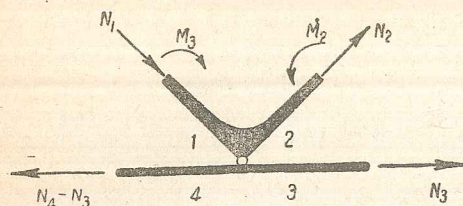


Фиг. 165.

проверено крепление. При точных подсчетах следует учитывать силу от горизонтального изгиба крыла, однако, ввиду ее незначительности в практических расчетах, она во внимание не принимается.

Определим силы, действующие на элементы (узел и соединительные элементы — болты) неразъемного узла (фиг. 166). На фиг. 166 показан узел, соединяющий в ферменном фюзеляже раскосы 1 и 2 с лонжероном фюзеляжа (стержень 3—4). Усилия в соединяемых стержнях представлены векторами N_1, N_2, M_1, M_2, N_3 и N_4 .

Для вычисления сил, действующих на части крепления в данном случае, определяются силы, действующие от каждого стержня на его соединительные элементы, крепящие его к узлу. Для стержня 3—4



Фиг. 166.

сила, действующая на болт, будет равна $N_4 - N_3$ и направлена по оси стержня. Силы, действующие от стержней 1 и 2 на их соединительные болты, должны быть статически эквивалентны системе сил N_1, M_1 и N_2, M_2 . В подобном случае для определения сил, действующих на со-

единительные элементы, применяется теория центра жесткости.

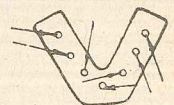
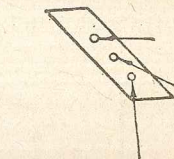
В результате расчета устанавливаются: а) силы, действующие на соединительные элементы (болты), б) схемы нагружения соединяемых стержней силами, обратными найденным нагрузкам от стержней на болты, и в) схему нагружения конструкции узла (фиг. 167).

После определения усилий производится проверка прочности частей крепления по правилам, рассмотренным нами при разборе расчета отдельных видов соединений.

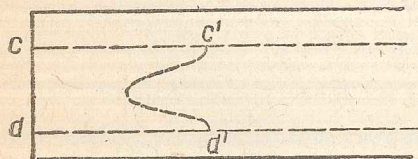
Проверка прочности узлового крепления производится в следующем порядке:

1. Устанавливается достаточность количества соединительных элементов и их размеры проверкой напряжений в соединительных элементах.

2. Производится проверка прочности в соединяемом стержне; она ведется параллельно с проверкой соединительных элементов, так как тоже влияет на выбор конструктивной схемы крепления. Проверка напряжений в прикрепляемом стержне производится по сечению, ослабленному соединительными элементами (болтами), как на местные нагрузки от соединительных элементов (например, на скалывание дерева), так и на максимальные действующие на стержень усилия (например, на изгиб, если стержень подвержен действию изгибающего момента).



Фиг. 167.



Фиг. 168.

полками лонжеронов по сечениям $c-c'$ и $d-d'$ (фиг. 168) от горизонтальных составляющих сил, действующих на бобышку от лежащих в ней болтов. При точном расчете должна быть учтена также работа фанерных стенок лонжерона, связывающих дополнительно бобышку с полками лонжерона. Если прочность склейки бобышки с полками недостаточна, то бобышка отделится от полок, и узел останется соединенным

с лонжероном только болтами, расположенными в полках. Необходимая длина бобышки находится по формуле:

$$l = 2bk_{\text{ср}}P,$$

где l — необходимая длина бобышки;

b — ширина бобышки;

$k_{\text{ср}}$ — разрушающее напряжение скалывания по склейке;

P — общая горизонтальная сила, действующая на бобышку.

Так как крепость казеинового клея на скалывание практически выше крепости дерева (120 кг/см^2) и при испытаниях обычно разрушается древесина, то для значения $k_{\text{ср}}$ нужно взять его значение для дерева.

4. Производится проверка прочности разъемных элементов по правилам расчета болтовых соединений, работающих в металле (§ 2). Разъемные элементы — болты и уши — обычно делают больших размеров, нежели это требуется по расчету, для предупреждения износа и появления люфтов в эксплуатации.

5. Производится проверка прочности конструкции узла.

Эта проверка производится на наибольшие силы, действующие на отдельные детали узла (ушки, накладки) от подходящих к ним соединительных и разъемных элементов.

§ 5. РАСЧЕТ УЗЛОВ

Для распределения сил, действующих на соединительные элементы узла (болты, заклепки), применяется расчет по «теории центра жесткости». Центром жесткости узла называется точка, обладающая тем свойством, что при прохождении через нее действующей на узел силы P последний получает только поступательное движение в направлении силы P .

Если на узел действуют две или несколько сил по разным направлениям, то их надо заменять одной равнодействующей.

Основными видами деформации узлового соединения являются смятие отверстий болтов в накладке и разрушение опорной поверхности, т. е. смятие дерева под болтами. Так как в этих случаях разрушающие усилия будут пропорциональны диаметру болтов (при постоянной ширине накладки и прикрепляемого бруса), то центр кручения определяется как центр тяжести диаметров болтов.

Определение центра жесткости может быть проведено двумя способами — аналитическим и графическим.

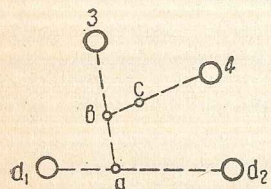
Для определения центра жесткости аналитически на чертеж наносится прямоугольная система координат, относительно которой берут статические моменты диаметров болтов; разделив эти моменты на сумму диаметров болтов, получаем координаты линий; точка пересечения линий дает центр жесткости.

При графическом способе нахождения центра жесткости построение ведется непосредственно на чертеже узла. Для нахождения центра жесткости соединяются какие-либо два болта прямой (например 1—2) (фиг. 169). Эта прямая делится на отрезки, пропорциональные диаметрам болтов d_1 и d_2 , и находится точка a . Затем получен-

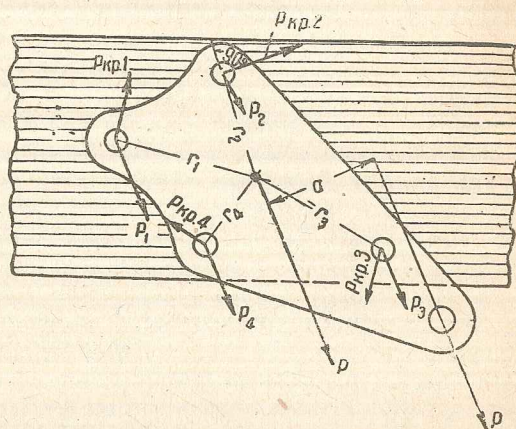
ная точка a соединяется со следующим болтом (например 3) и отрезок $a-3$ делится на части в отношении диаметров болтов d_1 , d_2 и d_3 . Так будет найдена точка b . Эта точка соединяется со следующим болтом, и на прямой $b-4$, аналогично предыдущему, получаем точку c . Если все болты узла обойдены, то эта точка и будет центром кручения.

Определив центр кручения, переносим в него силу P (фиг. 170) и распределяем ее пропорционально диаметрам болтов, т. е. на каждый болт сила будет равна:

$$P_1 = P \frac{d_1}{\sum d}$$



Фиг. 169.



Фиг. 170.

где P_1 — сила, действующая на болт;

d_1 — диаметр данного болта;

$\sum d$ — сумма диаметров всех болтов.

Для проверки правильности вычислений служит уравнение:

$$P = P_1 + P_2 + \dots + P_n.$$

За счет переноса силы P в центр жесткости мы получим момент переноса, равный Pa , который необходимо разнести по болтам. Доля момента, воспринимаемая каждым болтом на плече r , равна

$$M_1 = M \frac{I_{01}}{\sum I_0},$$

где M — момент переноса;

M_1 — момент, действующий на данный болт;

I_{01} — полярный момент инерции данного болта;

$\sum I_0$ — суммарный полярный момент инерции болтов.

Полярный момент инерции I_0 равен $r^2 d$, т. е. произведению диаметра болта на квадрат расстояния от центра кручения до болта.

Для проверки правильности вычислений находим

$$M = M_1 + M_2 + \dots + M_n;$$

получив моменты на каждый болт, определяем силы на болт от момента, т. е.

$$P_{кр} = \frac{M_1}{r_1},$$

где $P_{кр}$ — сила на болт от момента;

M_1 — момент, действующий на данный болт;

r — расстояние болта от центра жесткости O .

Каждая из этих сил должна быть направлена перпендикулярно к своему плечу r с таким расчетом, чтобы момент, создаваемый ею относительно центра жесткости, совпадал своим знаком со знаком момента переноса $M = P \cdot a$.

Следовательно, силы, действующие на каждый болт P и $P_{кр}$, не будут совпадать своими направлениями. Поэтому производим их суммирование по правилу параллелограмма. Построение можно вести непосредственно на чертеже.

Получив в результате расчета усилия, действующие на соединительные элементы (болты), производим проверку прочности на простейшие виды деформации, т. е. считаем отверстия болтов в накладке на смятие, на разрыв (если отверстие близко к краю).

Для расчета болтов в дереве определяем величину силы, действующей на болт, и угол, который она образует с направлением волокон. Проверка прочности производится по указаниям, приведенным в § 4 и 2.

ГЛАВА XII

РАСЧЕТ СТЕРЖНЕЙ НА ПРОДОЛЬНЫЙ ИЗГИБ

§ 1. РАСЧЕТ СТОЕК ПОСТОЯННОГО СЕЧЕНИЯ

Стойки, подкосы и тяги управления, как правило, рассчитываются на продольный изгиб. Для планеров в качестве стоек применяются: 1) круглые стальные трубы с обтекателями, 2) деревянные сплошные или пустотелые и 3) дуралюминиевые круглые или профилированные обтекаемые.

Для профилированных стоек приведем формулы, их характеризующие:

1. Деревянные сплошные обтекаемые стойки по Буалеву:

$$\left. \begin{aligned} F &= 0,7ab, \\ I &= 0,0433a^3b, \\ \rho &= 0,249a; \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{где} \\ &a — \text{высота профилированной стойки;} \\ &b — \text{ширина профилированной стойки} \end{aligned}$$

или по английским данным:

$$\left. \begin{aligned} F &= 2,18a^2 & F — \text{площадь сечения;} \\ I &= 0,13a^4 & I — \text{момент инерции (наименьший);} \\ \rho &= 0,245a & \rho — \text{радиус инерции.} \end{aligned} \right\}$$

2. Пустотелые обтекаемые профили по английским данным:

$$\left. \begin{aligned} F &= 6,75a^2, \\ I &= 0,84a^3\delta. \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{где} \\ &\delta — \text{толщина стенки трубы.} \end{aligned}$$

По данным инж. Шишмарева, для профилей, получаемых перетяжкой круглых труб диаметра d ,

$$\begin{aligned} b &= 1,348d, & F &\approx \frac{\pi d^2}{4}, \\ a &= 0,572d, & \delta &= 0,2d. \\ I &= 0,04Fd^2, \end{aligned}$$

§ 2. ОБЩИЕ ФОРМУЛЫ РАСЧЕТА

Расчет стержней на продольный изгиб производят по формулам Эйлера, Тетмайера или Джонсона, в зависимости от гибкости стержня, т. е. отношения $\frac{l}{\rho}$, где l — длина стержня и ρ — радиус инерции.

Формула Эйлера

Если стойка «длинная», расчет производят по формуле Эйлера. Критическая сила находится по формуле:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2},$$

где I — наименьший момент инерции стержня;

E — модуль упругости материала;

μ — коэффициент длины, учитывающий способ заделки концов ($\mu = 1$ для шарнирных концов и $\mu = 1/2$ для заделанных концов).

Формулу Эйлера для напряжения получим, поделив все на F , т. е.

$$\sigma_{эйл} = \frac{\pi^2 E}{\mu^2} \left(\frac{\rho}{l} \right)^2.$$

Напряжение $\sigma_{эйл} = \frac{P_{кр}}{F}$ представляет критическое напряжение, на которое нужно смотреть как на разрушающее. Так как формула Эйлера справедлива в пределах закона Гука, то для каждого материала можно найти, каково должно быть $\frac{l}{\rho}$, чтобы приведенные выше формулы были справедливы.

Формула Эйлера будет справедлива для отношений $\frac{l}{\rho}$ следующих величин: для углеродистой стали ≥ 90 , для твердой стали ≥ 73 , для дуралюминия ≥ 50 и для дерева (сосна) ≥ 60 .

Формула Тетмайера

Если отношение $\frac{l}{\rho}$ меньше установленных пределов, то разрушение от продольного изгиба происходит при напряжениях, превосходящих предел упругости, и приходится пользоваться эмпирическими формулами.

Формула Тетмайера имеет следующий вид:

$$\sigma_T = K_{сж} \left(1 - a \frac{l}{\rho} \right),$$

где σ_T — критическое напряжение, выдерживаемое стойкой при продольном изгибе, т. е. напряжение, при котором балка теряет устойчивость;

$K_{сж}$ — временное сопротивление материала на сжатие;

$$a = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{\sigma_p}{E} \left(1 - \frac{\sigma_p}{K_{сж}} \right)};$$

здесь σ_p — предел пропорциональности для материала стержня.

Для материалов, употребляющихся в планеростроении, a равно от 0,0044 до 0,0066 (углеродистая сталь и специальная сталь).

Формула Джонсона

Формула Джонсона определяет критическое напряжение:

$$\sigma_{сж} = K_{сж} \left[1 - b_{Дж} \left(\frac{l}{\rho} \right)^2 \right],$$

где $K_{сж}$ — временное сопротивление материала при сжатии;

$$b_{Дж} = \frac{K_{сж} \mu}{4\pi^2 E};$$

μ — коэффициент, учитывающий способ заделки концов, равный:

1 — для шарнирных концов и $1/2$ — для заделанных концов.

В практике расчета применяется еще ряд формул (Буалева, Смиса и т. д.), однако они слишком громоздки. Поэтому при длинных стойках достаточно пользоваться формулой Эйлера, при коротких же стойках расчет ведут по Джонсону или Тетмайеру. Проще же всего при расчете для имеющегося сортамента труб пользоваться готовыми графиками¹.

Вычислив по вышеприведенным формулам критические напряжения для стойки, сравниваем их с фактическими, равными:

$$\sigma = \frac{P}{F},$$

где P — усилие по стойке;

F — площадь сечения стойки.

Критические напряжения не должны превышать фактических, т. е.

$$\sigma \leq \sigma_{кр}.$$

¹ См. Справочная книга по расчету самолетов на прочность, ОНТИ, 1937.

ТАБЛИЦА ВЕСОВ ДЕТАЛЕЙ ПЛАНЕРА

Приложение I

№ по пор.	Название сборочных агрегатов	Вес кг	В % к весу пустого	Примечание
1	Крыло	44,5	51,20	
2	Фюзеляж с оборудованием и управлением	31,8	36,60	
3	Оперение	5,2	5,86	
4	Подкосы	5,5	6,34	
	Итого . .	87,0	100%	
5	Детали крыла			
	а. Передний лонжерон	9,35	21,0	
	б. Задний лонжерон	7,10	15,9	
	в. Нервюры	4,45	10,0	
	г. Стрингеры, бобышки, клей, гвозди, лак	2,65	6,0	
	д. Обшивка фанерная	8,90	20,0	
	е. Обтяжка крыла с окраской	6,00	13,5	
	ж. Элероны (общий вес)	4,00	9,0	
	з. Стыковые и подкосные узлы	2,05	4,6	
	Итого . .	44,50	100%	
6	Детали фюзеляжа			
	а. Шпангоуты	4,05	12,70	
	б. Стрингеры	3,18	10,00	
	в. Бобышки, клей, гвозди, лак	1,90	6,00	
	г. Обшивка фанерная	9,00	23,30	
	д. Обтяжка фюзеляжа с окраской	3,00	9,45	
	е. Узлы крепления: крыла, подкосов и оперения	2,50	7,85	
	ж. Оборудование кабины	3,18	10,00	
	з. Ручное управление	3,50	11,00	
	и. Ножное управление	1,49	4,70	
	Итого . .	31,80	100%	

Ручное управление в крыле отнесено в фюзеляж

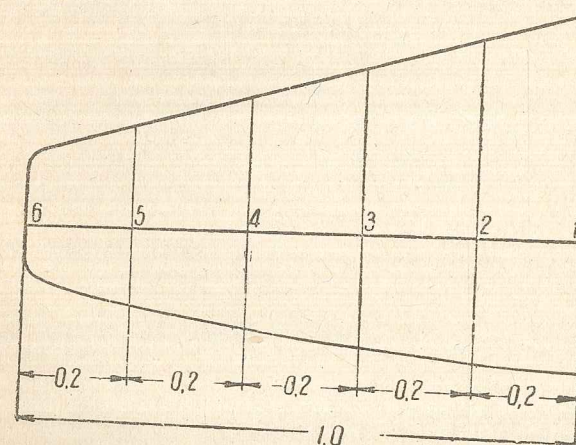
№ по пор.	Название сборочных агрегатов	Вес кг	В % к весу пустого	Примечание
7	Детали оперения			
	а. Каркас (нервюры, лонжероны)	2,4	46,2	
	б. Обшивка фанерная	0,8	15,4	
	в. Узлы крепления и шарниры	1,0	19,2	
	г. Обтяжка с окраской	1,0	19,2	
	Итого . .	5,2	100%	
	Подкосы	5,5		

Приложение II

ПРИМЕР РАСЧЕТА ОПЕРЕНИЯ ПЛАНЕРА (ВАРИАНТ)

Рассчитать вариант оперения (фиг. 171) со стабилизатором для планера Г-17, на случай А, если плечо оперения увеличилось до 3,1 м.

Площадь стабилизатора 0,9 м²
 Площадь руля высоты 0,6 м²
 Площадь горизонтального оперения 1,5 м²
 Остальные данные по примеру № 1 (стр. 163).



Фиг. 171.

Нагрузка на оперение

$$P = \frac{0,195 \cdot 10 \cdot 204 \cdot 0,84}{0,718 \cdot 3,1} = 150 \text{ кг.}$$

Средняя удельная нагрузка

$$P_{\text{ср}} = \frac{150}{1,5} = 100 \text{ кг/м}^2.$$

Нагрузка по размаху согласно нормам прочности распределяется пропорционально хордам

$$q = P_{\text{ср}} t.$$

Определяем погонную нагрузку по нервюрам:

$$q_1 = 100 \cdot 1,05 = 105 \text{ кг/м}$$

$$q_2 = 100 \cdot 0,95 = 95 \text{ »}$$

$$q_3 = 100 \cdot 0,88 = 88 \text{ »}$$

$$q_4 = 100 \cdot 0,70 = 70 \text{ »}$$

$$q_5 = 100 \cdot 0,55 = 55 \text{ »}$$

$$q_6 = 100 \cdot 0,33 = 33 \text{ »}$$

Нагрузку на нервюры определяем по формуле

$$P_n = q_n b;$$

здесь b — расстояние между нервюрами.

Для первой и последней нервюр b равно половине расстояния между нервюрами

$$P_1 = 105 \cdot 0,1 = 10,5 \text{ кг}$$

$$P_2 = 95 \cdot 0,2 = 19,0 \text{ »}$$

$$P_3 = 88 \cdot 0,2 = 17,6 \text{ »}$$

$$P_4 = 70 \cdot 0,2 = 14,0 \text{ »}$$

$$P_5 = 55 \cdot 0,2 = 11,0 \text{ »}$$

$$P_6 = 33 \cdot 0,1 = 3,3 \text{ »}$$

$$\Sigma P = 75,4 \text{ кг}$$

Проверка

Сумма нагрузок по нервюрам должна равняться половине общей нагрузки на горизонтальное оперение

$$\frac{P}{2} = \frac{150}{2} = 75 \text{ кг}.$$

Ошибка в вычислении получилась равной 0,53%. Относим ее за счет точности линейки.

Для определения нагрузок, действующих на нервюры руля и стабилизатора, пользуемся фиг. 120, где дано распределение нагрузки по хорде для оперения со стабилизатором.

Путем соответствующих выкладок можно найти, что нагрузка на нервюру руля будет равна:

$$P_p = \frac{1}{2} p_2 t_p b = \frac{16}{15} \frac{t_p^2}{t} P_{\text{ср}} b,$$

где p_2 — интенсивность нагрузки в месте шарнира руля (фиг. 120);

t_p — хорда руля;

t — хорда оперения;

b — расстояние между нервюрами.

Тогда нагрузка на нервюру стабилизатора определится, как

$$P_{\text{ст}} = P_n - P_p = P_{\text{ср}} b \left(t - \frac{16}{15} \frac{t_p^2}{t} \right);$$

здесь P_n — общая нагрузка на нервюру оперения.

Определяем нагрузки на нервюры руля по формулам:

$$P_p = \frac{16}{15} \frac{t_p^2}{t} P_{\text{ср}} b$$

$$P_{p1} = \frac{16}{15} \cdot \frac{0,36^2}{1,05} \cdot 100 \cdot 0,1 = 1,3 \text{ кг}$$

$$P_{p2} = 1,065 \frac{0,36^2}{0,95} \cdot 100 \cdot 0,2 = 2,9 \text{ »}$$

$$P_{p3} = 1,065 \frac{0,33^2}{0,88} \cdot 100 \cdot 0,2 = 2,6 \text{ »}$$

$$P_{p4} = 1,065 \frac{0,3^2}{0,70} \cdot 100 \cdot 0,2 = 2,7 \text{ »}$$

$$P_{p5} = 1,065 \frac{0,25^2}{0,55} \cdot 100 \cdot 0,2 = 2,4 \text{ »}$$

$$P_{p6} = 1,065 \frac{0,16^2}{0,33} \cdot 100 \cdot 0,1 = 0,8 \text{ »}$$

Нагрузка на нервюры стабилизатора

$$P_{\text{ст}1} = 10,5 - 1,3 = 9,2 \text{ кг}$$

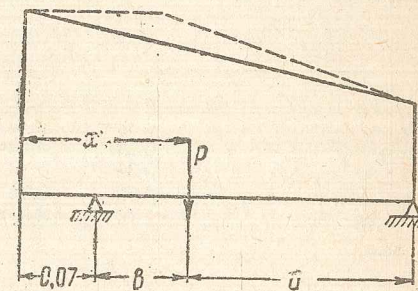
$$P_{\text{ст}2} = 19,0 - 2,9 = 16,1 \text{ »}$$

$$P_{\text{ст}3} = 17,6 - 2,6 = 15,0 \text{ »}$$

$$P_{\text{ст}4} = 14,0 - 2,7 = 11,3 \text{ »}$$

$$P_{\text{ст}5} = 11,0 - 2,4 = 8,6 \text{ »}$$

$$P_{\text{ст}6} = 3,3 - 0,8 = 2,5 \text{ »}$$



Фиг. 172.

Нагрузку, приходящуюся на нервюры стабилизатора, разносим по лонжеронам по правилу рычага. Для этого устанавливаем центр давления нагрузки на стабилизатор.

Центр давления определяем из условия, что нагрузка распределяется по закону трапеции (фиг. 172). Фактически же нагрузка будет распределяться так, как это показано на фиг. 172 пунктиром. Сделанное допущение упрощает работу по нахождению центра давления и, видимо, будет близко к действительному распределению нагрузок, так как мы не учитываем влияния обшивки и нервюр на раздачу нагрузок по лонжеронам. Тогда положение центра давления относительно носка стабилизатора будет равно

$$x = \frac{t_{\text{ст}}}{3} \frac{1,5t + 4t_p}{1,5t + 2t_p}.$$

Вычисляем x по нервюрам

$$x_1 = \frac{0,69}{3} \cdot \frac{1,5 \cdot 1,05 + 4 \cdot 0,36}{1,5 \cdot 1,05 + 2 \cdot 0,36} = 0,30 \text{ м}$$

$$x_2 = \frac{0,59}{3} \cdot \frac{1,5 \cdot 0,95 + 4 \cdot 0,36}{1,5 \cdot 0,95 + 2 \cdot 0,36} = 0,26 \text{ »}$$

$$x_3 = \frac{0,5}{3} \cdot \frac{1,5 \cdot 0,88 + 4 \cdot 0,33}{1,5 \cdot 0,88 + 2 \cdot 0,33} = 0,22 \text{ »}$$

$$x_4 = \frac{0,4}{3} \cdot \frac{1,5 \cdot 0,70 + 4 \cdot 0,3}{1,5 \cdot 0,70 + 2 \cdot 0,3} = 0,18 \text{ »}$$

$$x_5 = \frac{0,3}{3} \cdot \frac{1,5 \cdot 0,55 + 4 \cdot 0,25}{1,5 \cdot 0,55 + 2 \cdot 0,25} = 0,14 \text{ »}$$

$$x_6 = \frac{0,17}{3} \cdot \frac{1,5 \cdot 0,33 + 4 \cdot 0,16}{1,5 \cdot 0,33 + 2 \cdot 0,16} = 0,08 \text{ »}$$

Распределяем нагрузку по лонжеронам.

Как видно из фиг. 172, нагрузка на задний лонжерон стабилизатора будет равна:

$$P^{з.л} = \frac{Pa}{b+a}$$

и на передний лонжерон:

$$P^{п.л} = P - P^{з.л}.$$

Вычисления сводим в приводимую ниже таблицу:

Сечение	1	2	3	4	5	6
$P, \text{ кг}$	9,2	16,1	15	11,3	8,6	2,5
$x, \text{ м}$	0,30	0,26	0,22	0,18	0,14	0,08
$x - 0,7 = a, \text{ м}$	0,23	0,19	0,15	0,11	0,07	0,01
$b, \text{ м}$	0,39	0,33	0,28	0,22	0,16	0,09
$(a+b), \text{ м}$	0,62	0,52	0,43	0,33	0,23	0,10
$Pa, \text{ кг. м}$	2,10	3,06	2,25	1,24	0,60	0,025
$P^{з.л} = \frac{Pa}{a+b}, \text{ кг}$	3,4	5,9	5,2	3,8	2,6	0,3
$P^{п.л} = P - P^{з.л}, \text{ кг}$	5,8	10,2	9,8	7,5	6,0	2,2

Примечание. 1. Передний лонжерон идет параллельно передней кромке стабилизатора на расстоянии 0,07 м от последней.

2. Значения нагрузок на лонжероны округлены до десятых, с таким расчетом, чтобы $P^{з.л} + P^{п.л} = P$.

Подсчитав нагрузки на лонжероны, переходим к определению изгибающих моментов.

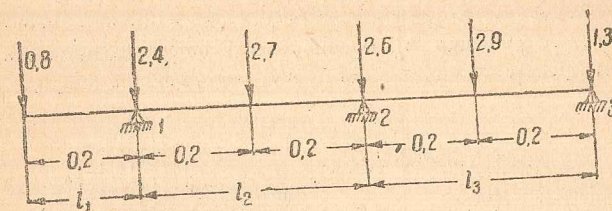
Лонжерон руля высоты

Схема загрузки руля и размещение опор (шарниров) даны на фиг. 173. Следовательно, лонжерон руля высоты нужно рассматривать, как балку, лежащую на трех опорах 1, 2 и 3.

Для решения нагружения указанной балки воспользуемся теоремой о трех моментах.

Принимая жесткость балки ΣEI постоянной, составляем уравнения трех моментов без учета смещения опор

$$M_1 l_2 + 2M_2 (l_2 + l_3) + M_3 l_3 = -\frac{6F_2 a_2}{l} - \frac{6F_3 b_3}{l},$$



Фиг. 173.

где M_1 , M_2 и M_3 — соответственно моменты на опорах 1, 2 и 3;

F_2 и F_3 — площадь эпор моментов для просто опертой балки;

a_2 и b_3 — расстояния от центров тяжести указанных эпор моментов до опор.

Определим величины, входящие в уравнение трех моментов. Момент на опоре 1 будет равен:

$$M_1 = 0,8 \cdot 0,2 = 0,16 \text{ кгм.}$$

Для просто опертой балки с сосредоточенным грузом посередине эюра изгибающего момента — треугольник с максимальной высотой $\frac{Pl}{4}$ и основанием l ; поэтому

$$F_n = \frac{Pl_n^2}{4}$$

и

$$a_n = b_n = \frac{l_n}{2}.$$

Следовательно, для нашего случая:

$$F_2 = \frac{2,7 \cdot 0,4^2}{8} = 2,7 \cdot 0,02 = 0,054 \text{ м}^2,$$

$$F_3 = \frac{2,9 \cdot 0,4^2}{8} = 2,9 \cdot 0,02 = 0,058 \text{ м}^2,$$

$$a_n = b_n = 0,2 \text{ м.}$$

Подставляя полученные числовые значения в уравнение трех моментов и зная, что $M_3 = 0$, получим:

$$0,16 \cdot 0,4 + 2M_2 \cdot 0,8 = -\frac{6 \cdot 0,054 \cdot 0,2}{0,4} - \frac{6 \cdot 0,058 \cdot 0,2}{0,4},$$

откуда определяем M_2

$$1,6 M_2 = -0,015 - 0,064 = -0,079;$$

$$M_2 = -\frac{0,079}{1,6} = -0,0495 \text{ кгм.}$$

Определив изгибающие моменты, строим эюру последних (фиг. 174), по которой берем значения $M_{изг}$ в интересующих нас сечениях. Очевидно, проверке подлежат сечения, имеющие наибольшие изгибающие моменты.

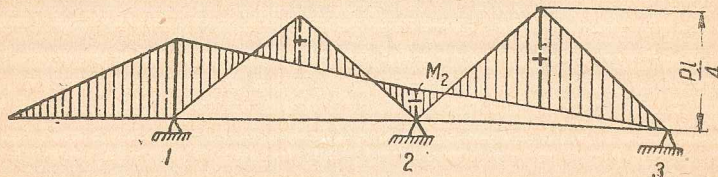
Определение реакции опор лонжерона руля высоты

Реакции опор будут складываться из реакции от нагрузок и реакции от моментов, т. е.

$$A_n = A'_n + \frac{M_{n-1} - M_n}{l_n} + \frac{-M_n + M_{n+1}}{l_{n+1}};$$

здесь A'_n — реакции опор от нагрузок, действующих в пролетах балки.

Для получения значений A'_n будем считать балку разрезанной на опорах, т. е. в каждом пролете рассматриваем балку, как свободно опертую.



Фиг. 174.

Определяем реакции от сил:

$$A'_1 = 0,8 + 2,4 + \frac{2,7}{2} = 4,55, \text{ кг},$$

$$A'_2 = \frac{2,7}{2} + 2,6 + \frac{2,9}{2} = 5,4 \text{ кг},$$

$$A'_3 = \frac{2,9}{2} + 1,3 = 2,75 \text{ кг}.$$

Реакции от моментов:

$$A''_1 = \frac{0,16 - 0,05}{0,4} = 0,28 \text{ кг},$$

$$A''_2 = \frac{-0,16 + 0,05}{0,4} + \frac{0,05}{0,4} = -0,15 \text{ кг},$$

$$A''_3 = \frac{-0,5}{0,4} = -0,13 \text{ кг}.$$

Суммарные реакции от сил и от моментов:

$$A_1 = 4,55 + 0,28 = 4,83 \text{ кг}$$

$$A_2 = 5,4 - 0,15 = 5,25 \text{ »}$$

$$A_3 = 2,75 - 0,13 = 2,62 \text{ »}$$

$$\Sigma A = 12,70 \text{ кг}$$

Проверка.

Сумма реакций опор должна равняться сумме сил, действующих на балку.

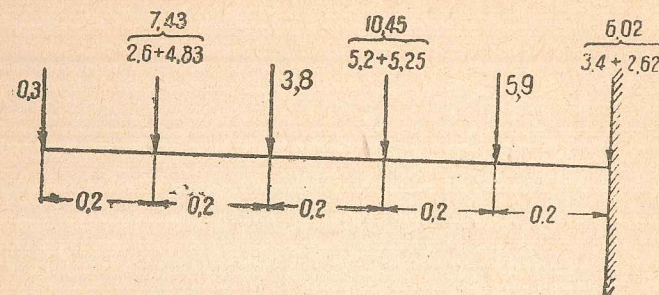
Сумма сил:

$$P = 0,8 + 2,4 + 2,7 + 2,6 + 2,9 + 1,3 = 12,70 \text{ кг},$$

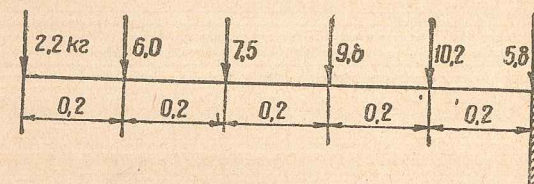
что полностью совпадает с суммой реакций.

Реакции опор лонжерона руля воспринимаются задним лонжероном стабилизатора. Следовательно, к нагрузкам заднего лонжерона стабилизатора необходимо прибавить в соответствующих точках реакции опор лонжерона руля. Тогда эпюра сил для заднего лонжерона представится в изображенном на фиг. 175

Эпюра сил для переднего лонжерона стабилизатора (фиг. 176) построена по данным таблицы, приведенной выше, где подсчитаны силы, действующие на пе-



Фиг. 175.



Фиг. 176.

редний лонжерон стабилизатора. По приведенным эпюрам сил строим эпюры изгибающих моментов по общим правилам.

Кручение руля

Нагрузка на нервюры руля распределяется по треугольнику (фиг. 121). Следовательно, плечо крутящего момента в каждом сечении равно:

$$x = \frac{1}{3} t_p,$$

где t_p — хорда руля.

Зная плечи крутящих моментов и силы, определяем крутящие моменты в сечении лонжерона руля. Определение крутящих моментов производим по правилам, указанным в примере I (см. стр. 160), где определены крутящие моменты для целиком подвижного руля. Напряжения в сечениях лонжеронов проверяем по общеизвестной формуле:

$$\sigma = \frac{M}{W}.$$

Для лонжерона руля необходимо учесть кручение, если носок руля не имеет жесткой фанерной обшивки, способной воспринимать кручение.

В случае жесткого фанерного носка кручение целиком относим к носку и напряжения в нем определяем по формуле Бредта.

Если фанерный носок отсутствует, то кручение будет воспринимать лонжерон руля, причем напряжения подсчитываем по формуле:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Н. Н. Фадеев, Аэродинамический расчет планера, Москва, 1925.
2. Справочник авиаконструктора, т. I, изд. ЦАГИ, 1938.
3. Справочник по расчету самолета на прочность, ОНТИ, 1937.
4. Беляев и Затван, Расчет свободнонесущих крыльев, изд. ЦАГИ, вып. 165, 1934.
5. Пышнов, Аэродинамика самолета, ч. 1 и 2, ОНТИ, 1937.
6. Ширманов, Курс аэродинамики, Оборонгиз, 1939.
7. Г. Г. Ростовцев, Строительная механика самолета, ОНТИ, 1936.