

ЕСЛЛ: 6(9)
0-753

САМАРСКИЙ ордена ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ им. АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ В САМОЛЕТОСТРОЕНИИ

САМАРА 1992

Министерство науки, высшей школы
и технической политики Российской Федерации

Самарский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С.П.Королева

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
В САМОЛЕТОСТРОЕНИИ

Методические указания
к лабораторно-практическим работам

Составитель В.Н.М а й н с к о в

УДК 629.7.02(075)

Основы конструирования в самолетостроении:
Метод.указания /Самар.авиаци.ин-т; Сост.
В.Н.М а й н с к о в. Самара, 1992. 56 с.

Излагается методика выполнения цикла лабораторных работ по курсу "Основы устройства самолетов". Приводится перечень нормативно-технической документации и справочной литературы, необходимой для выполнения задания. В каждой лабораторной работе кратко рассматривается соответствующая теоретическая часть. Разбирается порядок конструирования типовых элементов авиационных конструкций и их соединений.

Предназначены для студентов третьего курса специальности 13.01, а также могут быть использованы при курсовом, дипломном проектировании и для контролируемой самостоятельной работы студентов. Подготовлены на кафедре конструкции и проектирования летательных аппаратов.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского ордена Трудового Красного Знамени авиационного института им. академика С.П.Королева

Рецензент И.С.А х м е д ь я н о в

Общие сведения

В большой по объему и многообразной по содержанию работе по проектированию летательного аппарата конструктивная проработка деталей и сборочных единиц, выпуск соответствующей конструкторской документации являются одним из основных видов деятельности конструктора.

Жесткие, часто противоречивые требования к авиационным конструкциям, разнообразие решаемых задач, быстрое внедрение новейших материалов и технологий делают труд конструктора творческим, приводят к появлению принципиально новых решений. Существенно расширятся возможности конструктора в поиске оптимальных решений при использовании современных систем автоматизации проектирования (САПР). Но формализовать творческую конструкторскую работу очень сложно. Большое значение имеет практический опыт. Конструктор приобретает его не только в своей практической деятельности, но и получает в обобщенном виде в стандартах, инструкциях, рекомендациях и других регламентирующих документах, соблюдение которых является необходимым условием создания конструкции нужного качества и в заданные сроки.

Разумеется, в любой сложной задаче можно выделить ряд "элементарных" подзадач, методика решения которых остается неизменной. Именно эти "кирпичики" лежат в основе конструирования. Следует заметить, что даже эти задачи допускают различные технические решения, с чем встретятся студенты при выполнении предлагаемых лабораторных работ.

Отметим, что перечень лабораторных работ целиком определяется программой курса "Основы устройства самолетов". Этот перечень безусловно, не охватывает всего множества простейших конструкторских задач.

Представленный цикл работ преследует следующие цели:

- 1) закрепление, пополнение и развитие лекционного материала;
- 2) приобретение навыков конструирования простейших элементов конструкции и их соединений с учетом всех требований, предъявляемых к авиационным конструкциям;
- 3) ознакомление с основной справочно-нормативной литературой и документацией;
- 4) приобретение навыков оформления конструкторской документации;
- 5) подготовка к выполнению курсовых проектов по курсам "Конструкция и проектирование самолетов", "Технология производства самолетов".

Для удобства пользования каждой лабораторная работа изложена в отдельном, вполне самостоятельном разделе, содержащем кроме информации о порядке выполнения задания соответствующую теоретическую часть*. Поэтому данные методические указания могут быть использованы для контролируемой самостоятельной работы студентов, при выполнении курсовых проектов.

Каждую работу можно разделить на три части:

- 1) самостоятельное изучение соответствующего теме работы теоретического раздела;
- 2) выполнение расчетно-конструкторской работы в соответствии с заданием;
- 3) оформление отчета и его прием преподавателем.

Для успешного выполнения задания необходимо первую часть работы сделать до начала занятия. Расчетно-конструкторская работа выполняется во время занятий под руководством преподавателя. Отчет по работе оформляется во внеаудиторное время в соответствии с требованиями к оформлению учебных текстовых документов, принятыми в вузе.

* В методических указаниях к лабораторно-практическим работам приведена нормативно-техническая документация по состоянию на 01.01.92.

Лабораторная работа № I

КОНСТРУИРОВАНИЕ СТЕРЖНЕЙ, НАГРУЖЕННЫХ ОСЕВОЙ СИЛОЙ

Задачи работы

1. Формирование у студентов навыков конструирования стержневых элементов конструкций.

2. Ознакомление с нормативно-технической документацией: номенклатурой прессованных профилей и листов, справочной литературой по материалам, покрытиям, термообработке, стандартам по теме работы.

Рекомендации по конструированию стержневых элементов

Металлы, выполненные из стержней с различной формой поперечного сечения — профилей, относятся к числу наиболее распространенных в конструкции самолета. Они технологичны, как правило, имеют высокий коэффициент использования материала, низкую трудоемкость, их производство легко поддается автоматизации.

По способу изготовления различают прессованные и гнутые из листа профили.

В настоящее время отечественной металлургической промышленностью освоено массовое производство прессованных профилей самых разнообразных форм постоянного и переменного по длине сечения как стальных, так и из цветных сплавов. Конфигурация прессованных профилей предусмотрена государственными и отраслевыми стандартами

и справочником-каталогом ВИС [1]. В исключительных случаях выпускаются спецпрофили по чертежам, согласованным между предприятием-изготовителем и потребителем.

Материал профилей из алюминиевых сплавов должен соответствовать ОСТ 1.90113-74 и ОСТ 1.90262-77, материал профилей из магниевых сплавов - ГОСТ 19657-84. Максимальная длина профилей из алюминиевых и магниевых сплавов 12000 мм, из титановых сплавов и сталей 6000 мм.

В конструкторской документации информация о профиле содержится в условном обозначении. Пример условного обозначения профиля "Равнополочный уголок" по ГОСТ 13737-90 размером 12х12х1 (шифр 410003) из сплава Д16ч, в закаленном и естественно состаренном состоянии (Т), нормальной прочности:

Уголок 410003 ГОСТ 13737-90
Д16ч.Т.ОСТ 1.90113-74

Пример условного обозначения профиля вида "Зет" из справочника-каталога ВИС размером 20х16х1,5 (шифр 450008) из сплава В95пч, в закаленном и искусственно состаренном состоянии (Т1), повышенной прочности:

Зет.450008.В95пч.Т1.ЛП.ОСТ 1.90113-74

Наряду с прессованными в ряде случаев, особенно при небольших нагрузках, экономически выгоднее и конструктивно проще применять гнутые профили. Профили изготавливаются из стандартных листов и лент (см. таблицу).

Материал листа	Технические условия на поставку	Сортамент
Легированные конструкционные стали	ГОСТ 11263-76	Горячекатаные ГОСТ 10903-74
Коррозионно-стойкие теплопрочные стали	ТУ и ...	Холоднокатаные ГОСТ 10904-90
Титановые сплавы	ОСТ 1.90218-76	ГОСТ 21174-76
Листы конструкционные высокой прочности из алюминиевых сплавов	ОСТ 1.90070-72	
Листы конструкционные средней прочности из свариваемых алюминиевых сплавов	ГОСТ 21631-76	

В соответствии с указанными стандартами габариты листов из алюминия и алюминиевых сплавов составляют, мм:

ширина - от 1000 до 2000;
длина - от 2000 до 7000;
толщина - 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; 1,2; 1,5;
1,6; 1,8; 1,9; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0;
5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10,0.

Примеры обозначения в конструкторских документах листов толщиной 1,2 мм из разных материалов:

Лист 30ХГСА-1,2 ГОСТ 19903-74
ГОСТ 11269-76

Лист Д16АМ0-1,2 ОСТ 1.90070-72

Основной вид нагружения деталей из профилей - растяжение/сжатие. При сжатии наиболее вероятна местная потеря устойчивости полкой профиля, поскольку обычно профиль подкреплен другими элементами конструкции (обшивкой, стенками и пр.).

Основные расчетные соотношения:

при растяжении

$$\sigma_{расч} = \frac{P}{F} \ll [\sigma], \quad (1)$$

где P , F , $[\sigma]$ - соответственно действующая сила, площадь сечения профиля, допускаемое напряжение;

при сжатии

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{амс} &= \frac{P}{F} \ll [\sigma], \\ \sigma_{кр.п} &= \frac{\kappa B}{(B/\delta)^2} \geq [\sigma], \end{aligned} \right. \quad (2)$$

$$\sigma_{кр.п} = \frac{\kappa B}{(B/\delta)^2} \geq [\sigma], \quad (3)$$

где $\sigma_{кр.п}$ - критическое напряжение местной потери устойчивости;

E - модуль упругости при растяжении; B , δ - соответственно ширина и толщина проверяемой полки профиля. Коэффициент κ можно определить по графикам или таблицам, приведенным в справочной литературе, например [13, с. 288].

Значение $[\sigma]$ в данной работе определяется в зависимости от температуры по [14] (для сплава Д16, в частности, см. т. 4, ч. I, кп. I).

На устойчивость проверяются все полки профиля. Определяющим является наименьшее из полученных значений критических напряжений. При нарушении условия (3) нужно увеличить толщину δ полки профиля или ввести отбортовки полков со свободными кромками (рис. I.1) с сохранением потребной площади поперечного сечения F профиля. Ширина b отбортовки гнутого профиля зависит от его толщины и не превышает (4-5) δ .

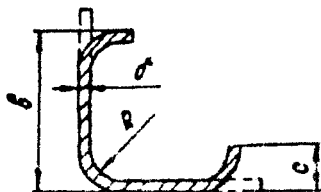


Рис. I.1

Конкретные размеры полков гнутого профиля назначаются конструктором после определения из (2) потребной ширины заготовки для выбранной толщины δ листа. Минимальное значение радиуса сгиба R определяется по [15], [16].

Выбор пресованного и конструирование гнутого профилей заканчиваются определением коэффициента избытка прочности:

$$\eta = \frac{[\sigma]}{\sigma_{расч}} ; \eta = \frac{\sigma_{кр.н}}{\sigma_{см}} .$$

Как правило, детали подаются на сборку после соответствующей термообработки и нанесения защитного покрытия. Рекомендации по их выбору и порядок обозначения на чертеже приводятся, например, в [17], [16].

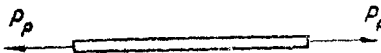
Видание к лабораторной работе

Выполнение лабораторной работы заключается в решении двух задач.

Задача I

Подобрать стандартный пресованный профиль из материала Д16 для изготовления стержневого элемента, нагруженного растягивающей силой P_p (рис. I.2). Окружающая среда - воздух с температурой t, K .

Выполнить эскиз сечения выбранного профиля, привести его условное обозначение. Указать вид защитного покрытия, возможную термообработку и привести их условные обозначения. Рассчитать коэффициент избытка прочности.



Р и с. I.2

Задача 2

Используя листы стандартной толщины, сконструировать гнутый профиль той же формы сечения при условии, что сила может менять знак, и в предположении, что общая потеря устойчивости невозможна.

Выполнить все указания к задаче I.

Задачу решить в двух вариантах: без отбортовки и с отбортовкой свободных кромок.

Исходные данные

Параметры	Номер задания								
	I	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_p, кН$	125	200	250	100	150	220	120	150	180
$T, К$	300	340	380	400	420	440	480	360	320

Варианты задания:

- \mathcal{U} - уголковое сечение профиля;
- \mathcal{Z} - зет-свое сечение профиля;
- \mathcal{W} - шведлерное сечение профиля.

Список использованных источников

1. Профили общего применения из алюминиевых и магниевых сплавов: Каталог-справочник. Ч. I. М.: Металлургия, 1983.
2. ГОСТ 13617-82. Бульбоугольник прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортимент. Введ. с 01.01.84.
3. ГОСТ 10119-81. Зет-образный прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортимент. Введ. с 01.01.83.

4. ГОСТ 13620-90. Зет нормальный прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
5. ГОСТ 13621-90. Двутавр прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
6. ГОСТ 13622-79. Тавр прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
7. ГОСТ 13623-80. Швеллер равнополочный прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
8. ГОСТ 13624-90. Швеллер отбортованный прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
9. ГОСТ 13737-90. Уголки прессованные из алюминия и алюминиевых сплавов, равнополочные. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
10. ГОСТ 13738-91. Уголки, прессованные из алюминия и алюминиевых сплавов, неравнополочные. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
- II. ГОСТ 17575-90. Таврошвеллер прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.92.
12. ГОСТ 17576-81. Швеллер трапецевидный отбортованный прессованный из алюминия и алюминиевых сплавов. Сортамент. Введ. с 01.01.83.
13. Справочная книга по расчету самолета на прочность /М.Ф.Астахов и др. М.: Оборонгиз, 1954.
14. Справочник по авиационным материалам: В 9 т. /Под общ. ред. А.Т.Туманова; Всесоюзн. науч.-исслед. ин-т. авиац. материалов. М., 1973-1986.
15. ОСТ 1.00286-78. Радиусы сгиба листовых материалов из сталей и титановых сплавов. Введ. с 01.07.79.
16. Отраслевая норма 19СТ53. Наименьшие радиусы сгиба листового материала. Введ. с 13.03.53.
17. Технические требования на чертежах: Метод. указания/Сост. В.И.Майнсков; Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1982.
18. Производственная инструкция ПИ-3602. Защитные покрытия изделий. 4-е изд. М.: Минавиапром СССР, 1979.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗАКЛЕПочНОГО СОЕДИНЕНИЯ ЛИСТОВ

Задачи работы

1. Изучение методики конструирования заклепочных соединений.
2. Ознакомление с нормативной документацией по конструированию заклепочных соединений.
3. Усвоение правил оформления спецификации.

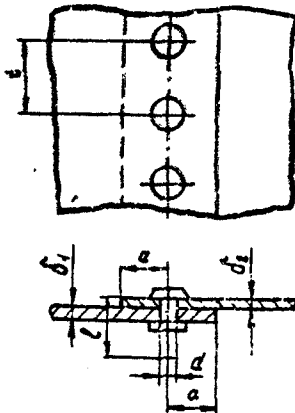
Рекомендации по конструированию заклепочных соединений

Заклепки широко применяются для выполнения неразъемных соединений. Промышленность выпускает обширную номенклатуру заклепок, отличающихся назначением, геометрией закладной головки, размерами, материалом, конструкцией и технологией клепки. Сортамент применяемых в авиастроении заклепок приведен в [1].

Основными параметрами заклепочного соединения являются (рис. 2.1):

- d - диаметр заклепки,
- l - длина заклепки,
- t - шаг заклепочного шва,
- a - расстояние от края листа,
- δ_1 - толщины соединяемых листов,

$$s = \sum \delta_i \quad - \text{толщина пакета.}$$



Р и с. 2.1

Соединение, показанное на рис. 2.1, является однорядным односрезым. Определение параметров соединения имеет смысл проводить из условия равнопрочности всех его элементов.

Как правило, из преимущественного проекторочного расчета конструктору известны толщины и материал соединяемых листов.

Подбор диаметра заклепки d осуществляется из условия равнопрочности заклепки на срез и заклепки или листов под ней на смятие:

$$P_{ср} = P_{см}$$

формула легко получить

$$\frac{4}{\pi} \frac{[\sigma_{см}]}{[\tau_{зк}]} \delta_{мин} \quad (I)$$

$$[\sigma_{см}] = \min \{ [\sigma_{см}]_л; [\sigma_{см}]_{зк} \};$$

$[\sigma_{см}]_л; [\sigma_{см}]_{зк}$ - допускаемые напряжения на смятие соответственно материала листа и заклепки;

$\tau_{зк}$ - допускаемое напряжение на срез заклепки;

$\delta_{мин}$ - минимальная из толщин листов.

Найденное значение округляется по ближайшего по сортаменту.

В конструкторской практике подбор диаметров заклепок чаще ведут по нормали З АР (см. [1]), где в табличном виде приведены значения $P_{ср}$ и $P_{см}$ в зависимости от d и δ .

В силовых соединениях заклепки диаметром меньше 3 мм не применяются.

Основы расчета локальной группы заклепок рассмотрены в курсе "Основы конструирования машин". Для авиационных конструкций характерно применение заклепочных соединений в регулярных зонах панелей обшивки, нагруженных распределенными нормальными и касательными силами.

Определение шага t

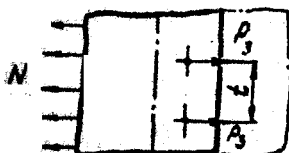


Рис. 2.2

где i - число рядов заклепок,

n - число плоскостей среза в заклепке,

рассмотрим в зависимости от варианта нагружения:

I) Нагружение листов обшивки нормальными силами. Из условия равновесия листа (рис. 2.2) и прочности заклепки на срез и листа на смятие

$$P_3 = \frac{Nt}{in} \leq P_{разр}$$

$N = [\sigma] \delta$ - погонная нормальная сила,

$[\sigma]$ - допускаемое нормальное напряжение в листе,

$P_{разр} = m \lambda \{ P_{рп} / \delta_n \}$ - разрушающее усилие для шва ($P_{рп}$ и $P_{см}$ определяются по нормали ЗАР).

Или $P_3 = \frac{[\sigma] \delta t}{l_n} \leq P_{разр}$, откуда

$$t \leq \frac{P_{разр} l_n}{[\sigma] \delta} \quad (2)$$

2) Нагружение листов обшивки касательными силами (рис. 2.3).

Из тех же соображений

$$P_3 = \frac{\tau t}{l_n} \leq P_{разр},$$

где $T = [\tau] \delta$ - погонная касательная сила.

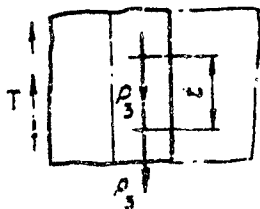
$[\tau]$ - допускаемое касательное напряжение в листе.

Или $P_3 = \frac{[\tau] \delta t}{l_n} \leq P_{разр}$, откуда

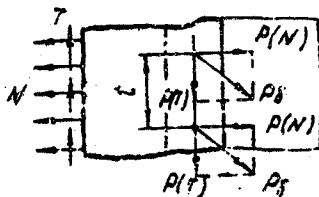
$$t \leq \frac{P_{разр} l_n}{[\tau] \delta} \quad (3)$$

Для условия $[\tau] = 0,55 [\sigma]$

$$t \leq 1,54 \frac{P_{разр} l_n}{[\sigma] \delta} \quad (3a)$$



Р и с. 2.3



Р и с. 2.4

3) Комбинированное нагружение обшивки.

Согласно рис. 2.4 $P_3 = \sqrt{P(N)^2 + P(T)^2}$. Из условия равновесия листа и прочности заклепки на срез

$$P_3 = \frac{\delta t}{i n} \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \leq P_{разр}$$

или

$$t \leq \frac{P_{разр} i n}{\sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \delta}, \quad (4)$$

где σ и τ - действующие в листе напряжения.

Надлежащий из условия прочности шаг по технологическим соображениям должен быть уменьшен до ближайшего стандартного.

ОСТ 1.00016-71 предусматривает следующие значения шага в заклепочных швах:

t , мм: 12,5; 15; 17,5; 20; 25; 30; 35; 40; 50; 60.

Отклонения от стандарта допускаются в слоеных, нерегулярных местах, при постановке отдельных групп заклепок.

Ограничения на величину шага:

$$t \leq 25\delta,$$

$$t \geq 3d \quad - \text{ для однорядного шва,} \quad (5)$$

$$t \geq 5d \quad - \text{ для многорядного шва.}$$

Определение минимального расстояния от края листа a про-

водится из условия равнопрочности листа на смятие и срез:

$$P_{смят} = P_{срез}$$

Срез происходит по линиям I-I и 2-2 (рис. 2.5).

Отсюда легко вывести

$$a = \frac{d}{2} \left(1 + \frac{[\sigma_{смят}]}{[\tau_{срез}]} \right). \quad (6)$$

Поскольку

$$[\sigma_{смят}] \approx 2 [\tau_{срез}], \quad (6a)$$

$$a \approx 1,5d.$$



Р и с. 2.5

На практике принимают $\alpha = (1,5-2,0) d$.

Определение длины заклепки l в зависимости от толщины пакета и диаметра ведется по ГОСТ 1.34041-79 - для обычных заклепок и по ГОСТ 1.34042-79 - для стержневых.

Часто используют простые соотношения:

$l = s + 1,5d$ - для заклепок с нормальной замыкающей головкой;

$l = s + 0,8d$ - для заклепок с потайной замыкающей головкой.

Полученное значение округляют до ближайшего по сортаменту.

Порядок конструирования заклепочного шва рекомендуется следующий:

1) выбирается тип соединения (n, l) и тип (нормаль или ГОСТ) заклепки ($\{F_{зд}\}$). Есть смысл начать конструирование с однорядного шва ($l = I$);

2) определяется по (1) и подбирается по сортаменту диаметр заклепки d , по нормали ЗАР - $F_{ср}$ и $F_{см}$;

3) по (2), (3) или (4) определяется шаг заклепок и уменьшается до ближайшего стандартного. При невыполнении ограничений (5) нужно изменить l или n и повторить пункты 1-3;

4) определяется расстояние от края листа и длина заклепки.

Конструируя заклепочное соединение, надо придерживаться некоторых правил:

заклепки должны нагружаться только срезающими усилиями;

расстояние между рядами k в двух- или многорядном соединении принимается равным $k = (0,6-0,8) l$;

пакет должен состоять не более чем из трех элементов (листов);

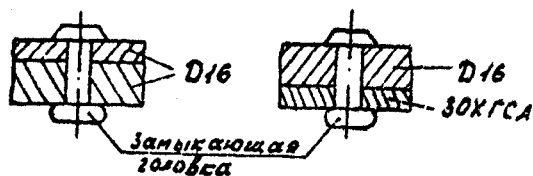
толщина пакета $S \leq (5 \div 6) d$;

пакет лучше комплектовать так, чтобы более прочный лист располагался со стороны замыкающей головки (рис. 2.6).

Задание к лабораторной работе

Сконструировать стык листов обшивки из материала ЛСГАТ с помощью накладки для трех случаев нагружения (рис. 2.7):

I. Обшивка нагружена постоянным по величине потоком нормаль - ных сил. \surd



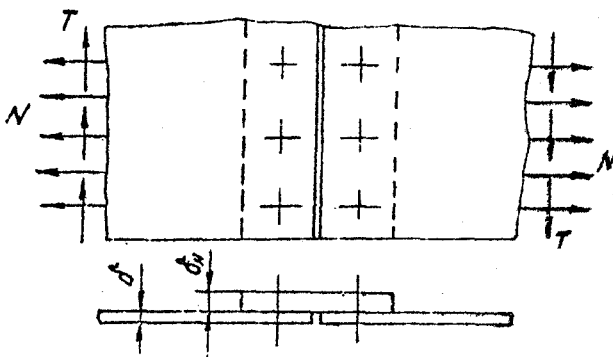
Р и с. 2.6

2. Обшивка нагружена постоянным по величине потоком касательных сил T .

3. Обшивка нагружена одновременно потоками нормальных и касательных сил N , T . Напряжения в регулярной зоне $\sigma = 0,6 [\sigma]$, $\tau = 0,8 [\tau]$.

Соединение допускает поход для клепки с двух сторон.

Сделать чертеж соединения для наиболее тяжелого случая нагружения с постановкой необходимых размеров и позиций. Привести обозначения листов обшивки и накладок. Составить спецификацию к чертежу в соответствии с РСКД.



Р и с. 2.7

Исходные данные

Параметры	Номер варианта								
	I	2	3	4	5	6	7	8	9
δ , мм	1,8	2,0	2,5	3,0	3,5	1,8	3,0	1,0	1,2
$[\sigma]$, МПа	240	250	280	290	300	310	320	420	430

Параметры	Номер варианта								
	I0	II	I2	I3	I4	I5	I6	I7	I8
δ , мм	2,0	0,8	3,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	1,8
$[\sigma]$, МПа	280	400	260	390	430	440	350	360	370

Параметры	Номер варианта							
	19	20	21	22	23	24	25	26
δ , мм	2,0	2,5	3,0	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5
$[\sigma]$, МПа	380	200	400	410	420	430	440	450

Список использованных источников

1. Крепежные нормы: Сб. стандартов. М.: Машинпром СССР, 1970.
2. ОСТ 1.34041-79. Соединения заклепками для автоматической клепки. Радиальный натяг и подбор длин заклепок. Введ. с 01.07.79.
3. ОСТ 1.00016-71. Шаг заклепок в заклепочных швах. Введ. с 01.06.72.
4. ГОСТ 2.108-68. Спецификации. Введ. с 01.01.71.

КОНСТРУИРОВАНИЕ БОЛТОВОГО КРЕПЛЕНИЯ
КРОНШТЕЙНА К СТОЙКЕ

Задачи работы

1. Формирование у студентов навыков конструирования болтовых соединений.
2. Изучение нормативной документации по болтовым соединениям.

Рекомендации по конструированию
болтовых соединений

Конструирование болтового соединения мало отличается от конструирования заклепочного соединения, особенно для болтов, работающих на срез.

В дополнение к параметрам заклепочного соединения (см. лабораторную работу № 2) для болтового определяются:

- а) допуск и посадка болта;
- б) стандарт гайки и шайбы;
- в) минимальные размеры места под ключ;
- г) вид стопорения.

Определение нагрузок, действующих на болт

Нагрузки на болт зависят от величины внешних сил, количества и расположения болтов в соединении, конструкции стыка.

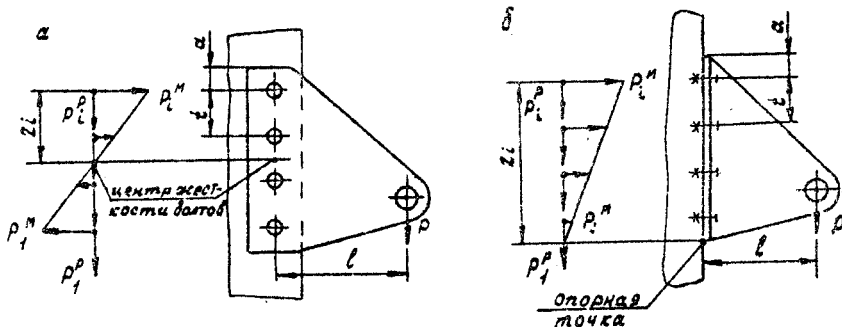
Для протяженных болтовых швов в регулярных зонах конструкции определение нагрузок на болт аналогично рассмотренному в лабораторной работе № 2.

Методика определения усилий для группы болтов изложена в курсе "Основы конструирования машин". Напомним, что в ее основе лежит определение "центра жесткости" группы болтов. На рисунке 3.1 показаны два основных варианта нагружения болтов крепления кронштейна: а - крепление без упора кронштейна в стойку; б - то же с упором.

Составляющие усилия на болт (рис. 3.1) определяются по формулам

$$P_i^p = p \frac{F_i}{\sum F_i}; \quad P_i^M = p \ell \frac{F_i z_i}{\sum (F_i z_i^2)}, \quad (I)$$

где F_i - площадь поперечного сечения i -го болта.



Р и с. 3.1

Если обе составляющие нагружают болт срезом (рис. 3.1, а), определяется их равнодействующая

$$R = \sqrt{(P_i^p)^2 + (P_i^M)^2}.$$

Определение диаметра болта

Диаметр болта d , работающего на срез или растяжение, определяется по ГОСТ 1.31100-80 [1], где приводятся соответствующие разрушающие усилия для болтов

$$P_B \leq P_{разр}; \quad \eta = \frac{P_{разр}}{P_B} \geq 1, \quad (2)$$

где P_B и $P_{разр}$ - соответственно действующее и разрушающее усилия для болта; η - коэффициент избытка прочности. Для варианта на рис. 3.1, а $P_B = R$.

Если болт нагружен одновременно срезом и растяжением, диаметр подбирается по эквивалентной нагрузке по ГОСТ 1.31100-80.

Из условия прочности болта

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_B ;$$

для варианта на рис. 3.1,б

$$P_{\text{экв}} = \sqrt{(P_1^M)^2 + 4(P_2^P)^2} \leq P_{\text{разр}} . \quad (3)$$

Подчеркнем, что в данном случае $P_{\text{разр}}$ - разрушающее усилие для болта при растяжении.

Подбор диаметра болта при сочетании сдвигающего и разрывающего усилий можно выполнить и по [4].

Ограничения на выбор d :

1) номенклатура диаметров болтов выбранного типа (указывается в соответствующем стандарте-или нормали [1]);

2) $d \geq 5$ мм - для неподвижных соединений;

3) $d \geq 6$ мм - для шарнирных соединений.

Возможны два варианта конструктивного оформления группы болтов:

а) диаметры болтов соответствуют действующим на них усилиям (эффективен в весовом отношении);

б) диаметры болтов одинаковы и соответствуют усилию в самом нагруженном болте (эффективен в производственном плане).

Проверка болта на смятие выполняется для болтов, работающих на срез, в тех редких случаях, когда материал болта менее прочен, чем материал соединяемых деталей:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{\text{с}}^{\text{ср}}}{d\delta} \leq \mu\sigma_B , \quad \eta = \frac{\mu\sigma_B}{\sigma_{\text{сж}}} , \quad (4)$$

где $P_{\text{с}}^{\text{ср}}$ - сдвигающая компонента усилия на болт;

δ - толщина соединяемой детали;

$$\mu = \begin{cases} 1,0-1,3 & \text{для неподвижных разъемных соединений,} \\ 0,65 & \text{для малоподвижных соединений,} \\ 0,2-0,3 & \text{для подвижных соединений.} \end{cases}$$

Чаще условие (4) используется для определения δ

Выбор типа болта

Стандарт (нормаль) определяет форму закладной головки, длину нарезной части, материал и допуск на изготовление болта. Наиболее употребимые стандарты приведены в табл. 3.1. Все приведенные типы болтов выполнены из стали 30ХГСА. Болты из нержавеющей стали 14Х17Н2 применяют в конструкциях из нержавеющей сталей и титановых сплавов. Титановые болты рекомендуется применять только для работы на срез.

Т а б л и ц а 3.1

Стандартные болты

Наименование	Допуск	Стандарт	Назначение
Болт с шестигранной головкой	<i>h12</i>	ОСТ 1.31103-80	Основной тип болтов, работающих на разрыв
Болт с шестигранной головкой с длинной нарезной частью	<i>f9</i>	ОСТ 1.31124-80	То же
То же	<i>p6</i>	ОСТ 1.31137-80	Работа на разрыв в ответственных соединениях
То же с потайной головкой	<i>p6</i>	ОСТ 1.31189-80+ ОСТ 1.31191-80	То же
Болт с уменьшенной шестигранной головкой и короткой нарезной частью	<i>p6</i>	ОСТ 1.31132-80	Работа на срез в ответственных соединениях
	<i>p6</i>	ОСТ 1.31138-80	
То же с потайной головкой	<i>p6</i>	ОСТ 1.31192-80	То же
	<i>p6</i>	ОСТ 1.31194-80	
Болт для шарнирных соединений	<i>f7</i>	ОСТ 1.31133-80	Оси для шариковых подшипников и сферических шарниров
Болт конический	—	ОСТ 1.31203-80	Особо ответственные единичные болты, работающие на срез

При назначении посадки болта надо иметь в виду следующее.

Болтовые соединения, работающие на растяжение, не требуют посадки с натягом и высокого класса точности. Обычно применяют *H12/h12*.

Для работы на срез используют болты 2, 3 классов точности по скользящей или плотной посадке: *H9/h8, H8/p6, H7/p6*. Плотная посадка применяется для увеличения ресурса соединения.

Для шарнирных болтов применяют посадку *H7/f7*. Длина болта *L* определяется по соответствующим ОСТам [1]. Для болтов, работающих на срез, в теле пакета соединяемых деталей может располагаться только гладкая часть, срез резьбы укрывается шайбой. Для болтов, работающих только на растяжение, такого жесткого требования нет. Болт должен выступать из гайки на 1-2 шага резьбы.

Пример обозначения болта для шарнирного соединения:

без отверстия под шплинт: *1-d-1* - ОСТ 1.31133-80;

с отверстием под шплинт на расстоянии 3,5 мм от конца:

2-d-1 - ОСТ 1.31133-80.

Подбор гаек и шайб

Стандарт (нормаль) определяет тип, геометрию, материал и номенклатуру гаек. Наиболее употребляемые гайки приведены в табл.3.2.

Т а б л и ц а 3.2

Стандартные гайки

Наименование	Стандарт	Назначение
Гайки шестигранные высокие	ОСТ 1.33018-80	Для болтов, работающих на растяжение (с длинной нарезной частью)
Гайки шестигранные корончатые усиленные	ОСТ 1.33109-86	То же при контровке шплинтом
Гайки шестигранные низкие	ОСТ 1.33026-80	Для болтов, работающих на срез (с короткой нарезной частью) в неразъемных неподвижных соединениях
Гайки прорезные шестигранные низкие	ОСТ 1.33048-80	Для болтов, работающих на срез при контровке шплинтом
Гайки самоконтращиеся низкие	ОСТ 1.33059-80	Для болтов, работающих на срез в ответственных соединениях
Гайки самоконтращиеся высокие	ОСТ 1.33055-80	Для болтов, работающих на срез в ответственных соединениях

Окончание табл. 3.2

Наименование	Стандарт	Назначение
Гайки для стопорения	ОСТ 1.33035-80	Для контровки в подвижных соединениях

Корончатые и прорезные гайки используются в разъемных соединениях с контровкой шплинтом. Самоконтрящиеся гайки применяются в неразъемных соединениях и не требуют дополнительной контровки.

Для обеспечения сборки с одной стороны используют анкерные и плавающие гайки в сочетании с винтами или болтами с хвостовой посадкой и, как правило, с направляющим конусом.

С болтами из сталей 30ХГСА и 14Х17Н2 применяют гайки из того же материала. С титановыми болтами используются гайки из 14Х17Н2.

Пример обозначения гайки самоконтрящейся высокой с резьбой М6: 6 - ОСТ 1.33055-80.

Шайбу подбирают исходя из ее назначения:

- а) укрытие нерабочей части резьбы болта (обтегов, проточек). Шайба ставится под гайку;
- б) защита от повреждения антикоррозионного покрытия при затягивании соединения. Для этой цели используют дюралевые шайбы. Шайба ставится под гайку, а если возможна затяжка болтом - и под головку болта;
- в) увеличение площади смятия соединяемых деталей. Используют шайбы с увеличенным наружным диаметром. Шайбы ставят под гайку и под головку болта;
- г) для выравнивания поверхности. Применяют клиновидные, радиусные и сферические шайбы.

Номенклатура шайб приведена в [1].

Пример обозначения шайбы из Д16АТ толщиной t , под болт диаметром d , с наружным диаметром D : $t-d-D$ -ОСТ.1.34505-80.

Определение шага болтов
и расстояния до края листа

Минимальный шаг t болтов и расстояние между рядами болтов определяются по ГОСТ 13682-80, который устанавливает минимальные размеры мест под гаечные ключи.

Как и для заклепочных соединений, остается в силе ограничение:

$$t \geq \begin{cases} 3d & \text{— для однорядного соединения;} \\ 5d & \text{— для многорядного соединения.} \end{cases} \quad (5)$$

Минимальное расстояние a по краю листа определяется, как и в заклепочном соединении (см. лабораторную работу № 2), по условию равнопрочности листа на смятие и срез. Для тонкостенных конструкций на практике принимают $a = 2d$.

Затяжка и стопорение болтового соединения

Для нормальной силовой работы болтового соединения важное значение имеет величина затяжки. Усилие затяжки устанавливает ОСТ 1.00017-77. В чертежах нужно давать ссылки на этот документ (см. [5]).

Все соединения в авиационных конструкциях должны быть надежно законтрены. Типы и виды стопорения устанавливает ОСТ 1.39502-77. Предусматривается контроль деформацией материала (кернением, расклепкой), шплинтом, проволокой, контролочной шайбой, самоконтрашными гайками. В чертежах нужно давать ссылки на этот документ (см. [5]).

Контргайки применяются только для наземного оборудования. Контровка пружинными шайбами (Провера) применяется только для несущих соединений.

Шплинты применяют для контроля разъёмных соединений. Номенклатуру и обозначение шплинтов определяет ГОСТ 397-79.

Порядок конструирования болтового соединения

1. Выбирается предварительное положение болтов и их количество (t, a, z_i).

2. Определяется нагрузка на болты по формулам (1).

3. Определяется диаметр болтов по условиям (2) и (3) и с учетом ограничений.

4. По условию (4) подбираются толщины соединяемых деталей.

5. На соответствие ограничениям (5) проверяется расстояние t между болтами и расстояние a по краю листа.

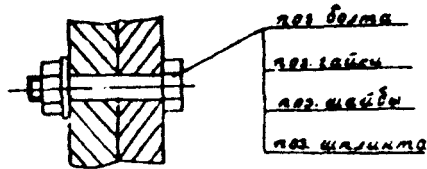
Если размеры t и a не укладываются в существующие ограничения, следует изменить их или количество болтов и повторить пп. 1-5.

6. В соответствии с характером силовой работы выбирается тип болта, гайка и шайба.

7. Определяется длина болта. Выбирается способ стопорения.

Приведенный алгоритм справедлив для варианта крепления кронштейна болтами одинакового диаметра.

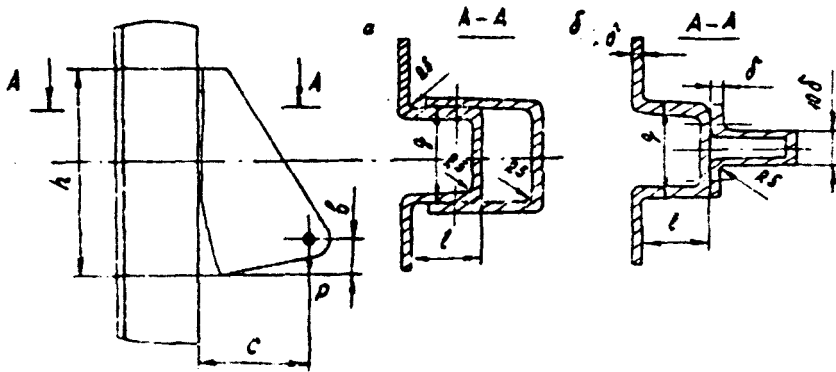
В чертежах болтовое соединение обозначается, как правило, группой позиций на одной выносной линии, расположенных в определенном порядке (рис.3.2).



Р и с. 3.2

Задание к лабораторной работе

Соединить кронштейн со стойкой болтами для двух вариантов крепления (рис. 3.3). Для каждого варианта определить толщины соединяемых деталей и подобрать параметры болтового соединения. Материал деталей ДБАТ. Размеры e и f определяются конструктором.



Р и с. 3.3

Изметить чертежи соединений, указать необходимые размеры и позиции, составить спецификации.

Исходные данные

Параметры	Номер варианта							
	I	2	3	4	5	6	7	8
P , даН	6000	6300	6900	5850	10500	8100	9750	5100
h , мм	110	130	140	145	150	120	135	140
β , мм	25	25	25	30	30	30	45	40
c , мм	50	50	45	50	40	45	40	45

Параметры	Номер варианта							
	9	10	11	12	13	14	15	16
P , даН	10800	3900	5700	5400	9900	8100	4100	4900
h , мм	160	80	170	150	190	135	110	145
β , мм	45	40	25	30	25	35	30	40
c , мм	35	45	45	45	40	35	50	50

Параметры	Номер варианта								
	17	18	19	20	21	22	23	24	25
P , даН	3800	3000	4500	5500	3500	6600	7500	8500	9000
h , мм	100	90	125	160	90	100	110	120	130
β , мм	60	30	40	25	45	50	55	60	40
c , мм	45	60	40	35	45	50	55	50	40

Список использованных источников

1. Детали крепежные: Сб. стандартов. М.: Минавиапром СССР, 1987.
2. ГОСТ 13682-80. Минимальные размеры мест под гаечные ключи. Введ. с 01.07.81.
3. ОСТ 1.00017-77. Моменты затяжки болтов, шпилек и шпилек. Введ. с 01.01.78.
4. ОСТ 1.31099-87. Соединения болтовые. Допустимые сочетания предельных нагрузок. Введ. с 01.01.88.
5. ОСТ 1.39502-77. Стопорение болтов, шпилек, шпилек и гаек. Введ. с 01.07.78.
6. Технические требования на чертежах: Метод. указания /Сост. В.Н.Майяков; Куйбышев. авиац. ин-т, Куйбышев, 1982.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО
СОЕДИНЕНИЯ ПРОФИЛЕЙ

Задачи работы

1. Изучение конструктивных и технологических особенностей последовательного соединения профилей.
2. Углубление навыков конструирования стержневых конструкций.
3. Изучение соответствующей нормативной документации.

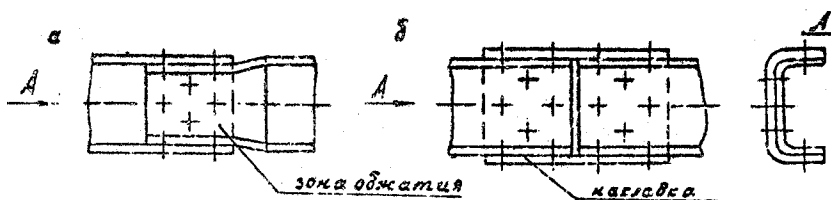
Особенности конструирования соединений профилей

По взаимному положению осей соединяемых профилей различают последовательное и узловое или перекрестное соединения.

Задачей предусмотрено конструирование последовательного соединения двух профилей, которое используется:

- а) для изменения площади поперечного сечения профиля;
- б) изменения формы поперечного сечения;
- в) получения длинных профилей (наращивания).

Существуют два основных варианта последовательного соединения профилей: а - внахлест; б - встык с накладкой (рис. 4.1).



Р и с. 4.1

Соединение внахлест проще по конструкции, имеет меньшую массу. Недостаток конструкции - необходимость в большинстве случаев пилочки или обжатия (рис. 4.1, а) одного из профилей. Длина нахлеста определяется из условия размещения необходимого по условию прочности крепежа.

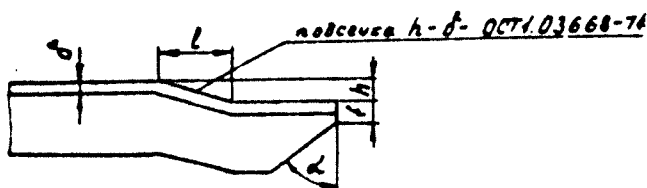
Соединение встык с накладкой удобнее в производстве, но требует изготовления дополнительной детали (накладки) и имеет большую массу (нахлест в два раза больше).

Технологическая операция "подсечка" является одним из видов холодной штамповки, выполняется специальными подсечными штампами. Конструктивные параметры подсечки (рис. 4.2) должны соответствовать стандартам:

для деталей из листового материала - ОСТ I.52468-80;

для прессованных профилей - ОСТ I.03668-74.

Там же приводятся обозначения подсечек на чертеже. На рис. 4.2 приведен пример обозначения подсечки прессованного профиля.

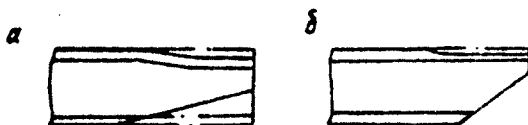


Р и с. 4.2

Скосы свободных полок профилей (рис. 4.2) выполняются по прямой. Рекомендуемый угол скоса $\alpha = 45, 60, 75^\circ$. Размер r принимается равным 5 мм для $\delta < 3$ мм; 8 мм для $\delta > 3$ мм.

Двухсторонняя подсечка (по взаимно перпендикулярным полкам) производится со смещением на 50 мм и более для $\delta < 4$ мм; 60 мм; и более для $\delta \geq 4$ мм.

Профили типа швеллер, двутавр, зет на ребро не подсечаются. При необходимости такой профиль подсечается после обрезки свободной полки (рис. 4.3,а) или сопрягаемая полка фрезеруется по толщине (рис. 4.3,б).



Р и с. 4.3

Задача конструирования последовательного соединения профилей заключается в выборе наилучшего расположения деталей и крепежных элементов, определении количества и диаметра крепежа.

Профили в конструкции должны работать преимущественно на осевую силу. Соединение рассчитывают на срез крепежных элементов в смятие полок из условий равнопрочности с более слабым из соединяемых профилей:

$$[\sigma]_{кр} \frac{\pi d^2}{4} n = [\sigma]_{сн} F_{min} n, \quad (1)$$

$$[\sigma]_{пр} F_{min} = [\tau]_{кр} \frac{\pi d^2}{4} n, \quad (2)$$

где $[\sigma]_{пр}$, $[\sigma]_{сн}$, $[\tau]_{кр}$ — допускаемые напряжения соответственно на растяжение и смятие профиля и на срез крепежного элемента;

d — диаметр крепежного элемента;

F_{min} и $F_{сн}$ — площадь более слабого профиля и минимальная толщина полки из соединяемых.

Напомним, что d можно определять как из (1), так и по нормам ЗАР.

При соединении встык с накладкой дополнительно проектируется накладка на растяжение/сжатие и смятие полок. Накладкой может служить прессованный или гнутый из листа профиль нужной длины.

Можно показать, что минимальная масса соединения получается при максимальной ширине накладки. При соединении внахлест следует стремиться к перестыковке всех полок профиля.

При работе на осевую нагрузку напряжения по всему поперечному сечению профили одинаковы. В этом случае несущая способность любого элемента сечения пропорциональна его площади:

$$\frac{P_n}{F_n} = \frac{P_{пр}}{F_{пр}}, \quad (3)$$

где F_n , P_n — площадь отдельной полки и усилие в ней;

$F_{пр}$, $P_{пр}$ — площадь всего профиля и усилие в нем.

Это означает, что отдельные полки профиля можно перестыковать на действующие в них нагрузки независимо от других.

Правила конструирования стыка профилей включают правила конструирования выбранного вида соединения (заклепочного, болтового и пр.), правила конструирования стержней из прессованных и литых профилей и, дополнительно, следующие:

1. Для уменьшения массы соединения крепежные детали следует размещать с минимальным шагом и равномерно в зоне стыка, стремясь к наименьшему ослаблению деталей отверстиями.

2. Оси, проходящие через центры тяжести сечений соединяемых профилей, должны по возможности совпадать. Этим исключается появление дополнительного изгиба конструкции в зоне стыка.

Порядок конструирования соединения профилей:

1. Подбираются профили нужного сечения и наносятся на чертёж. При необходимости определяются размеры полочки.

2. Из (I) или нормали ЗАР подбирается диаметр d крепежных элементов. Он может отличаться на разных полках.

3. Из (2) с учетом (3) находится количество крепежных точек по каждой полке.

4. Из известных соотношений определяются минимальный шаг крепежа t_{min} и расстояние от края a . Положение крепежных точек наносится на чертёж.

5. Знаю a , определяют обрезы профилей или накладки.

6. Для соединения стык с накладкой по условию прочности на растяжение/сжатие определяется площадь сечения накладки (накладок). Из (I) находят толщину ее полок.

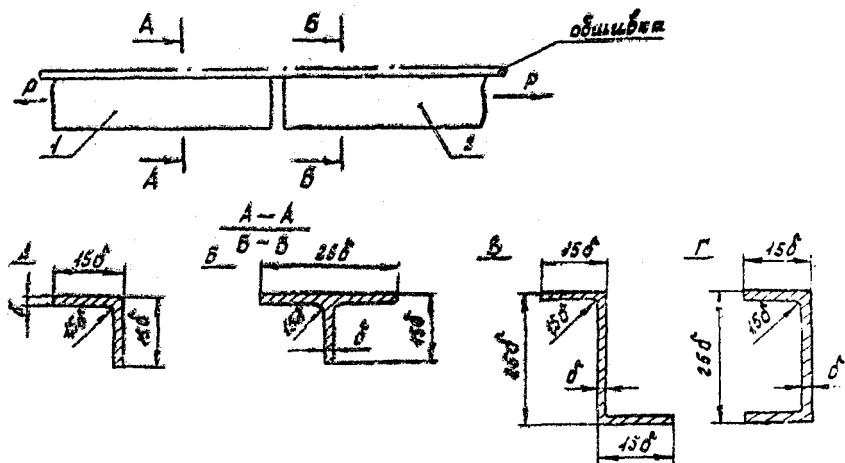
7. Выбирается тип и определяются параметры болтов или заклепок. Результаты наносят на чертёж.

8. Где возможно, выполняют скосы полок.

Задание к лабораторной работе

Сконструировать неразъемный стык профилей разных сечений, нагруженный осевой силой (рис. 1.4). Материал профилей – Д16Т. Особо отметить одну поверхность прилегания к обшивке. Стык выполнить в двух вариантах: внахлест и с накладкой.

Выполнить чертежи узла и спецификации. Обосновать принятие конструктивных решений. Определить предпочтительный вариант соединения.



Р и с. 4.4

Исходные данные

Параметр	Номер задания				
	1	2	3	4	5
δ , мм	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0

Варианты: 1 - А-Б 4 - Б-Г
 2 - А-В 5 - Б-В
 3 - А-Г

Структура номера задания:

Задание № 25 (2 - номер задания (толщина полки); 5 - вариант сечений соединяемых профилей).

Список использованных источников

1. Крепежные нормы: Сб. стандартов. М.: Минавиапром СССР, 1970.
2. ГОСТ 1.03668-74. Наклейки прессованных профилей. Введ. с 01.01.75.
3. ГОСТ 1.34041-79. Соединения заклепками для автоматической клепки. Радиальный натяг и подбор длин заклепок. Введ. с 01.07.79.

4. ОСТ 1.00017-77. Моменты затяжки болтов, винтов и шпилек.
Введ. с 01.01.78.
5. ОСТ 1.39502-77. Стопорение болтов, винтов, шпилек, штифтов и гаек. Введ. с 01.07.78.
6. ГОСТ 13682-80. Максимальные размеры мест под гаечные ключи.
Введ. с 01.07.81.
7. Технические требования на чертежах: Метод. указания /Сост. В.Н.Майнсков; Кулбышев. авиац. ин-т. Кулбышев, 1982.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛОНЖЕРОНА

Задачи работы

1. Изучение методики конструирования сборных балочных конструкций.
2. Приобретение навыков конструирования соединения обшивки с элементами продольного набора.
3. Изучение системы нумерации конструкторской документации в самолетостроении.

Особенности конструирования
сборных балочных лонжеронов

В курсе "Сопротивление материалов" было показано, что тонкостенная балка является рациональной конструкцией при работе на поперечный изгиб в своей плоскости. Основные расчетные формулы для балки (I) неудобны при конструировании:

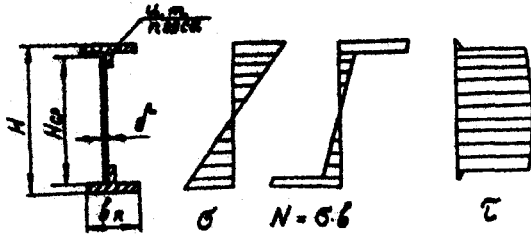
$$\sigma = \frac{M}{J} y; \quad \tau = \frac{Q S}{J b} \quad (I)$$

Здесь σ и τ - нормальное и касательное напряжения по высоте балки; M и Q - изгибающий момент и поперечная сила в сечении балки; J - момент сопротивления сечения изгибу; S и b - статический момент и ширина балки на расстоянии y от нейтральной оси сечения.

Существенно различное распределение нормальных и касательных усилий между элементами балки (рис. 5.1) позволяет упростить конструирование без заметного снижения точности.

При конструировании пояса учитывают следующие обстоятельства:

- I) Сечение пояса обычно ослабляется отверстиями под крепеж для соединения его со стенкой балки и обшивкой. В первом приближении это учитывается снижением допускаемых напряжений: $\sigma_{\text{доп}} = 0,9 \sigma_s$, где σ_s - предел прочности материала пояса или напряжения допускаемое по условиям эксплуатации, ресурсу и т.п.



Р и с. 5.1

2) Из эпюры погонных нормальных сил N в сечении балки (рис. 5.1) видно, что на осевую нагрузку работают, в основном, пояса. Пренебрегая работой стенки на изгиб, получим

$$P_n = \frac{M}{H_{ор}}; \quad F_n = \frac{M}{H_{ор} \sigma_{вн}}. \quad (2)$$

Здесь P_n и F_n - осевая сила в поясе и площадь его поперечного сечения; $H_{ор}$ - расстояние между центрами тяжести сечений поясов. В первом приближении можно принять:

$$H_{ор} = 0,9 H \quad - \text{ для поясов уголкового сечения};$$

$$H_{ор} = 0,95 H \quad - \text{ для поясов таврового сечения}.$$

3) Пояс крепится к стенке балки и к обшивке. Поэтому возможна лишь местная потеря устойчивости полок сжатого пояса (см. лаб. работа - торцовую работу № 1):

$$\sigma_{крит} = \frac{K E}{(b/\sigma)^2} \geq \sigma. \quad (3)$$

Из (3) определяются размеры каждой полки пояса.

При конструировании стенки имеют в виду следующие особенности:

1) Касательные напряжения по высоте балки достигают заметной величины лишь в стенке, причем значения напряжений слабо изменяются по высоте стенки (см. рис. 5.1). С достаточной точностью

$$\tau = \frac{Q}{I_x} S_x \sigma_x$$

откуда

$$\delta > \frac{Q}{H_c \tau_{\delta}} \quad (4)$$

Здесь H_c и δ - соответственно высота и толщина стенки.

2) Стенка может разрушиться от сдвига, если $\tau > \tau_{\delta} = (0,6 \div 0,65) \sigma_{\delta}$ и потерять устойчивость. Последнее крайне неблагоприятно для силовой работы пояса. Условие работы стенки без потери устойчивости:

$$\tau \leq \tau_{кр} \quad (5)$$

где $\tau_{кр} = \tau_{\delta} \frac{1+\nu}{1+\nu+\nu^2}$,

$$\nu = \frac{\tau_{\delta}}{\sigma_{\delta}}; \quad \sigma_{\delta} = \frac{0,9 K E}{(H_c / \delta)^2}; \quad K = 5,6 + \frac{3,6}{(a/H_c)^2};$$

E - модуль продольной упругости материала стенки; a - длина свободного участка стенки.

Уменьшая длину a постановкой подкрепляющих стоек (рис. 5.2), добиваются выполнения условия (5). Подбор сечения стойки, элементов ее крепления к стенке и поясам определяются из условия прочности стойки после потери устойчивости стенкой. Этот вопрос будет рассматриваться в курсах "Строительная механика" и "Расчет самолета на прочность". В первом приближении можно пользоваться статистическими соотношениями:

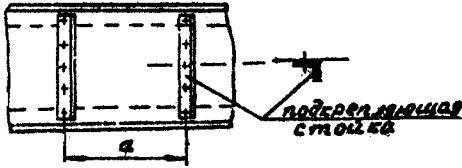
$$\text{площадь поперечного сечения стойки } F_{ст} \approx \frac{\delta a}{2};$$

$$\text{соотношение длины стойки и толщины ее полки } \frac{l_{ст}}{\delta_{ст}} = 80-100.$$

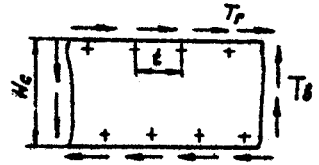
В основе конструирования соединения пояс-стенка лежит закон парности касательных напряжений (погонных касательных сил) (рис. 5.3):

$$\tau_{\delta} = \tau_r = \tau = \frac{Q}{H}.$$

Тогда условия прочности для заклепочного (болтового) соединения следующие:



Р и с. 5.2



и с. 5.3.

$$P_3 = \frac{Tt}{la} = \frac{Qt}{Nia} \leq P_{разр} \quad (6)$$

или

$$\tau = \frac{P_3}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4Qt}{\pi d^2 N i a} \leq [\tau_3].$$

Здесь t и a - шаг и диаметр заклепок (болтов); l и z - число рядов и плоскостей среза в соединении; $[\tau_3]$ - допускаемое напряжение на срез материала заклепки (болта); $P_{разр}$ - разрушающее усилие для заклепочного (болтового) соединения по нормали ЗАР (ОСТ 1.31100-80) (см. лабораторную работу № 2).

Из (6) для выбранного диаметра d можно определить шаг

$$t \leq \frac{N P_{разр}}{Q} n i = \frac{P_{разр}}{\tau} n i \quad (7)$$

или

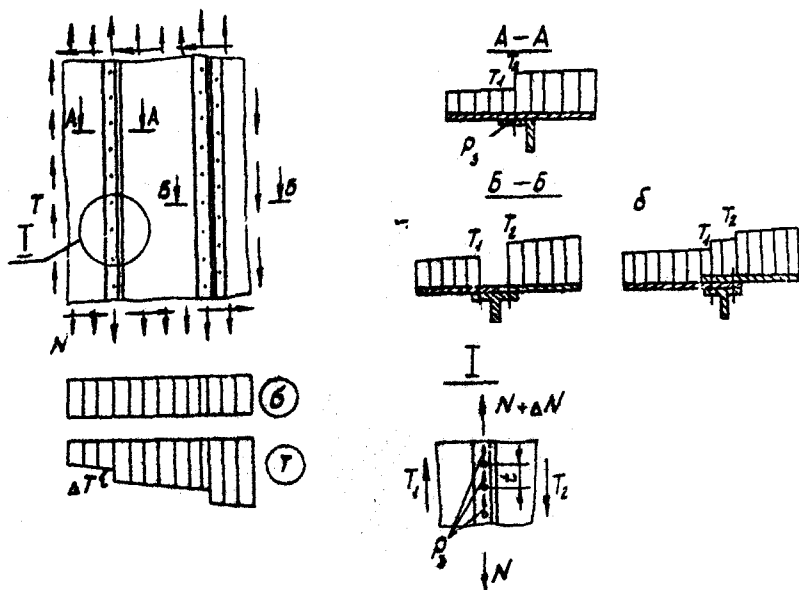
$$t \leq \frac{N \pi d^2 [\tau_3]}{4 Q} n i.$$

Рекомендации по выбору диаметра d крепежа изложены в лабораторной работе № 2. Остальные параметры соединения подбираются из известных соотношений (см. лабораторные работы № 2, 3).

Конструирование соединения обшивки с элементами продольного набора

Конструирование соединения обшивки с поясом лонжерона или стрингером является частным вопросом конструирования подкрепленной панели и опирается на проекторочный расчет панелей. Основы проек-

тирования панелей (определение усилий в элементах, поперечных сечений элементов, шага стрингеров) будут налагаться в курсах, упомянутых на с. 33, 35. Опуская эти вопросы, отметим лишь, что в общем случае панель нагружена потоками нормальных и касательных сил (рис. 5.4).



и с. 5.4.

Продольные профили панелей могут выполнять функцию только подкрепляющих элементов (рис. 5.4, сеч. А-А) либо дополнительно служить в качестве стыковых элементов (рис. 5.4, сеч. Б-Б).

Возможны два принципиальных варианта продольного стыка листов: встык (сеч. Б-Б, вариант "а") и внахлест (сеч. Б-Б, вариант "б").

Силовая роль соединения обшивки с продольным профилем заключается в уравновешивании потоков касательных усилий справа и слева от профиля. Нормальными силами соединение не нагружается. Рас-

сматривая равновесие обшивки в зоне соединения с профилем, можно определить усилие, действующее на крепежный элемент (болт, заклепку).

Варианту без стыка листов обшивки (рис. 5.4, сеч. А-А) соответствует схема уравнивания, показанная в узле I (рис. 5.4). Условие равновесия

$$P_3 i = (T_2 - T_1) t = \Delta T t,$$

где t - шаг, i - число рядов крепежных элементов (на рисунке показано однорядное соединение). Усилие на одну заклепку (болт)

$$P_3 = \frac{\Delta T t}{i}. \quad (8)$$

Соединению листов обшивки встык на профиле (рис. 5.4 сеч. В-В "а") соответствует условия равновесия (рис. 5.5, а):

$$P_{31} i_1 = T_1 t_1 \quad - \text{ для листа слева от профиля;}$$

$$P_{32} i_2 = T_2 t_2 \quad - \text{ для листа справа от профиля.}$$

Усилия на одну заклепку (болт) соответственно

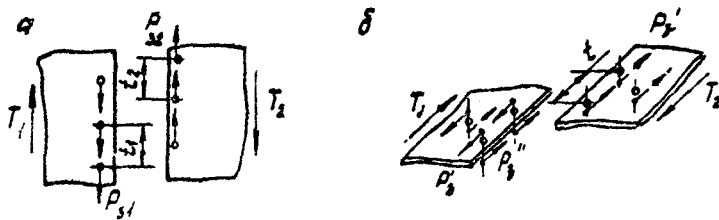
$$P_{31} = \frac{T_1 t_1}{i_1}, \quad P_{32} = \frac{T_2 t_2}{i_2}. \quad (9)$$

Соединению листов обшивки внахлест на профиле (рис. 5.4, сеч. Г-Г, "б") соответствует схема уравнивания, приведенная на рис. 5.5, б. Заметим, что заклепки (болты) в этом варианте конструкции работают на срез по двум плоскостям. Соответствующие усилия определяются из условий равновесия для верхнего и нижнего листов:

$$P_3' = \frac{T_2 t}{i},$$

$$P_3'' = P_3' - \frac{T_1 t}{i} = \frac{T_2 t}{i} - \frac{T_1 t}{i} = \frac{\Delta T t}{i}. \quad (10)$$

Выбор крепежных элементов ведется по максимальному из двух найденных условий:



Р и с. 5.5

$$P_2 = \max \{ P_2'; P_2'' \}. \quad (10a)$$

Более выгодным в конструктивном отношении является вариант с меньшим значением P_2 . Он реализуется, когда из двух соединяемых листов (рис. 5.4, сеч.Б-Б, "б") верхним ставится лист с меньшим потоком касательных сил.

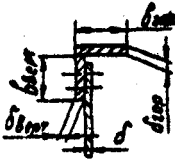
Выражения (8)–(10) позволяют определить диаметр и другие параметры заклепочного (болтового) соединения (см. лабораторные работы № 2, 3). Потоки касательных усилий в обшивке определяются из проектировочного расчета панели.

Полученные выше выражения соответствуют точечному соединению профиля (пояса лонжерона) со стенкой и обшивкой. Для других видов соединений (клеевого, сварного и др.) расчетные формулы получают-ся из аналогичных рассуждений.

Последовательность конструирования лонжерона

Рациональной можно считать приведенную последовательность конструирования:

1. По известным M и Q (или T) из (2) и (4) рассчитываются F_n и σ .
2. По Q (или T) из условий (7) в соответствии с метсжкой, изложенной в лабораторной работе № 2, определяются параметры соединения пояс-стенка.
3. Из условия размещения потребного числа рядов заклепок (болтов) определяется ширина вертикальной полки пояса $b_{верт}$ (рис. 5.6).
4. По условию (3) и условию прочности на смятие под заклепкой (болтом) рассчитывается толщина вертикальной полки $\delta_{верт}$ (рис. 5.7). Из двух значений выбирается большее.



Р и с. 5.6

5. Вычисляется площадь горизонтальной полки:

$$F_{гор} = F_n - b_{верт} b_{верт}$$

6. По условию (3) находят $(b_{гор}/b_{гор})_{max}$ (см. рис. 5.6) и формируют горизонтальную полку пояса.

7. По условию (5) определяется расстояние между подкрепляющими стойками a (см. рис. 5.2). Подбирается сечение стойки и ее крепление к стенке и поясам.

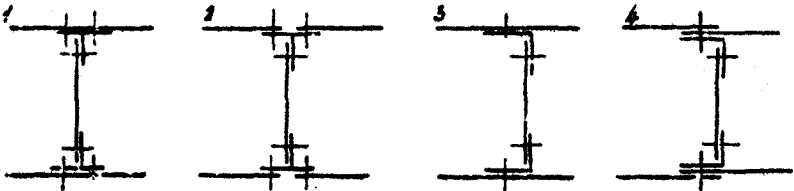
В данной работе этот пункт не выполняется.

8. По формулам (8)-(10) и в соответствии с методикой, изложенной в лабораторной работе № 2, определяются параметры соединения пояс-обшивка.

Задание к лабораторной работе

Для заданной схемы (рис. 5.7) и нагрузок сконструировать лонжерон и его соединение с обшивкой:

- 1) подобрать материал стенки и пояса лонжерса;
- 2) определить площадь и форму поперечного сечения пояса и толщину стенки;



Р и с. 5.7

3) выбрать вид соединения и определить параметры швов пояс-стенка и пояс-обшивка;

4) выполнить чертёж соединения и спецификацию, составить номера документов.

Обосновать принятые решения.

Исходные данные

Данные по лонжерону

Параметры	Номер варианта					
	1	2	3	4	5	6
H , мм	200	250	300	350	400	450
B , кН	60	85	140	220	180	160
M , кН·м	42	35	50	50	47	60

Данные по обшивке

Параметры	Номер варианта							
	1	2	3	4	5	6	7	8
δ , мм	1,5	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0
T_1 , кН/мм	0,6	0,5	0,4	0,8	1,2	1,5	1,4	1,3
T_2 , кН/мм	1,0	1,2	1,2	1,4	1,6	2,0	2,2	1,8

Структура номера задания:

..... - вариант схемы соединения; 3 - вариант данных по лонжерону; 5 - вариант данных по обшивке).

Список использованных источников

1. Резниченко Г.А. Система обозначения чертежей в самолетостроении/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1961.

КОНСТРУИРОВАНИЕ СОЕДИНЕНИЯ ТИПА
"УХО - ВИЛКА"

Задачи работы

1. Приобретение навыков конструирования различных вариантов соединений типа "ухо-вилка".
2. Изучение правил составления и нанесения на чертеж технических требований.
3. Получение навыков коллективного конструкторского труда.

Особенности конструирования
соединений типа "ухо - вилка"

Назначение стыкового узла типа "ухо-вилка" - соединение отдельных частей конструкции и перекача усилий с одной части на другую в виде сосредоточенных сил.

Основные элементы узла (рис. 6.1) - соединяемые проушины и замыкающий элемент (болт, ось или палец).

Узел может быть неподвижным, исключая любое перемещение деталей, или подвижным (шарнирным), допускающим поворот детали относительно оси замыкающего элемента. В последнем случае к узлу предъявляются дополнительные требования уменьшения трения и износа, которые удовлетворяются установкой подшипников (втулок) скольжения (рис. 6.2, 6.3) или подшипников качения (рис. 6.4).

Нагрузки элементов соединения

Расчет на прочность элементов соединения обычно ведут по расчетным нагрузкам:

$$P^p = P^o f.$$

Здесь P^p и P^o - расчетная и эксплуатационная нагрузки; f - коэффициент безопасности [1, 2].

Для ответственных стыковых узлов расчетные нагрузки увеличиваются на 25%, обеспечивая необходимую надежность соединения.

$$P^p = 1,25 P^s f.$$

Замыкающий элемент обычно работает на срез по одной (рис. 6.1, а), двум (рис. 6.1, б) или нескольким (в гребенчатом соединении) плоскостям и на смятие под проушиной. Реже (лишь в случае осевая "ухо-ухо") болт может работать на растяжение или растяжение со срезом и на смятие.

Проушина работает на смятие под болтом, разрыв по сечению $a-a$, срез по сечениям $л-л$ (рис. 6.1).

При проектировании проушины следует учитывать концентрации напряжений около отверстия, которая зависит от материала и геометрии проушины, поэтому расчет на разрыв ведут по допускаемым напряжениям:

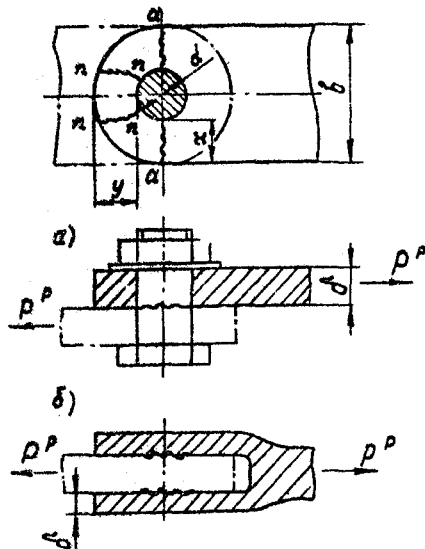
$$\sigma < [\sigma]. \quad (I)$$

Здесь $[\sigma] = K \sigma_B$. Коэффициент K , учитывающий концентрацию напряжений, определяют по экспериментальным графикам в зависимости от отношений δ/d и y/x ([3. С. 388], [4. С. 150] и др.). Отметим, что значение K всегда меньше единицы. При запрессовке в проушину стандартного подшипника принимает $K = 1$.

Расчет проушины на смятие также ведется по допускаемым напряжениям:

$$\sigma_{сн} < [\sigma_{сн}].$$

Здесь $[\sigma_{сн}] = \mu \sigma_B$. Коэффициент μ учитывает подвижность соединения:



Р и с. 6.1

$\mu = 1,3 - 1,5$ - для неподвижных неразъемных соединений;

$\mu = 1,0 - 1,3$ - для неподвижных разъемных соединений;

$\mu = 0,65$ - для малоподвижных соединений;

$\mu = 0,2 - 0,3$ - для подвижных соединений.

Напряжения смятия вычисляют для наименее прочного материала в соединении. Для проушины, в которую устанавливается подшипник качения, напряжения смятия не вычисляются. Толщина проушины определяется шириной внешнего кольца подшипника.

Из расчета проушины на срез по плоскостям $A-A$ можно определить размер d (см. рис. 6.1). Условие прочности:

$$\sigma = \frac{P'}{2n\mu b} \leq \sigma_{\text{ср}} \quad (3)$$

Здесь n - число проушин; $\sigma_{\text{ср}} = (0,6-0,65)$; $\sigma_{\text{ср}}$ - предел прочности материала проушины на срез.

Порядок и особенности конструирования замыкающего элемента

1) Определяется нагрузка на болта (срез, растяжение, срез с растяжением).

2) Выбирается тип болта (ОСТ, марка).

3) Определяется диаметр болта d . Методика выбора диаметра болта изложена в лабораторной работе № 3.

4) Записывается коэффициент прочности

$$\phi = \frac{P_{\text{разр}}}{P'}$$

где $P_{\text{разр}}$ - разрушающее усилие болта (см. ОСТ 1.31100-80).

При выборе в качестве замыкающего элемента осп, пальца или нестандартного болта пункт 2 опускается, а расчет диаметра ведут по допустимым напряжениям.

Для проушины, в которой устанавливается стандартный подшипник, болт на срез не рассчитывается. Его диаметр определяется диаметром внутреннего кольца подшипника.

Ограничения на выбор d :

а) номенклатура диаметров болтов выбранного типа (указывается в соответствующем стандарте или нормали);

б) $d \geq 5$ мм – для неподвижных соединений;

$d \geq 6$ мм – для шарнирных соединений.

В неподвижных соединениях замккающий элемент должен устанавливаться с натягом.

В шарнирных соединениях следует использовать специальные болты (ОСТ 1.31133-80) в сочетании с корончатыми или пробочными шайбами. Обычный способ контроля – шпинтом по ОСТ 1.39569-72. Гайба болта не должна находиться в проушине (подшайнике), а должна кантоваться под гайбой.

Прочность болта на смятие обеспечивается при назначении толщины δ проушины.

Проектирование проушин неподвижных соединений (без подшайников и втулок)

Схема соединения показана на рис. 6.1.

Исходными данными являются материал проушин, характер соединения проушин с болтом (неподвижное, малоподвижное и т.п.), нагрузка P^p , диаметр d болта (см. подразд. 1.2).

1. Диаметр отверстия d_{np} в проушине принимается равным диаметру болта:

$$d_{np} = d.$$

2. Вычисляется толщина проушины δ из условия прочности соединения на смятие (2):

$$\delta = \frac{P^p}{n d \mu \sigma_{\delta}},$$

где n – число проушин, воспринимающих силу P^p ;

$$\sigma_{\delta} = \min(\sigma_{\delta \text{ болта}}, \sigma_{\delta \text{ np}}).$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего в соответствии с ГОСТ 8032-84, который устанавливает ряды предпочтительных линейных размеров. Обычно конструктивные элементы деталей выбирают кратными 0,5 мм.

3. Вычисляется напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{P^p}{nd\delta}$$

4. Рассчитывается избыток прочности

$$\eta = \frac{\mu \sigma_{\delta}}{\sigma_{см}}$$

5. Задаются шириной проушины " δ " из условия размещения головки болта, шайбы и гайки и получения минимальной концентрации напряжения в проушине: $\delta = \delta_{min} = 2d$.

$$\text{Тогда } \delta/d = 2; \quad \alpha = \frac{\delta-d}{2} = \frac{d}{2}$$

6. Вычисляется размер y' из условия работы проушины на срез (3):

$$y' = \frac{P^p}{2n\delta\sigma_{\delta} \mu p}$$

7. Определяется размер y :

$$y = \max(y', y_{min}),$$

где $y_{min} = \alpha = \frac{\delta-d}{2}$ из условия размещения гайки (головки болта).

8. Определяется отношение y/α .

9. По графикам (см. подразд. I.1) определяется коэффициент K .

10. Проверяется выполнение условия прочности проушины на разрыв (I), которое записывается так:

$$\sigma = \frac{P^p}{n(\delta-d)\delta} \leq K\sigma_{\delta} \mu p$$

Если оно выполняется, то переходят к п. 13, в противном случае к п. 11.

11. Вычисляется из условия прочности проушины на разрыв ее ширина

$$\delta = \frac{p^p}{n \delta k \sigma_{\delta} p^p} + d.$$

Значение δ округляется до ближайшего большего по ГОСТ 8032-84.

12. Определяются значения δ/d ; $x = \frac{\delta-d}{2}$, Затем переходят к п. 7.

13. Вычисляется избыток прочности

$$\eta = \frac{k \sigma_{\delta} p^p}{\sigma}.$$

Конструкция считается удачной при $\frac{\delta}{d} = (2 - 3)$. В этом случае получается сравнительно легкая конструкция. При больших δ/d рекомендуется увеличить толщину δ проушины и повторить расчет с п. 6.

Приведенный алгоритм справедлив для соединения, показанного на рис. 6.1. При больших нагрузках, для предотвращения смятия проушины из легких сплавов под стальным болтом и повышения ремонтно-пригодности в нее целесообразно запрессовать стальную втулку без буртиков [5, 6] (рис. 6.2). Расчет, в таком случае, нужно проводить по алгоритму, изложенному в подразд. 1.4.

Проектирование проушины с подшипником скольжения или втулкой

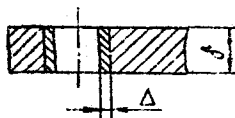
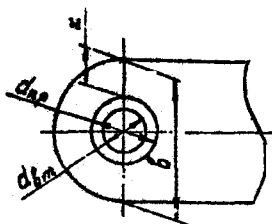
Схема соединения показана на рис. 6.2.

Исходными данными являются материалы проушины и втулки, характер соединения (μ) болт-втулка (соединение втулка-проушина всегда неподвижное неразъемное с $\mu = 1,3-1,5$), нагрузка p^p , диаметр d болта (см. подразд. 1.2).

1. Внутренний диаметр втулки соответствует диаметру болта $d_{вн} = d$.
Напомним: $d_{min} = 6$ мм.

2. Определяется внутренний диаметр проушины

$$\Delta = \begin{cases} (1,5 - 4,0) \text{ мм} & \text{для подшипников скольжения;} \\ (1,5 - 2,0) \text{ мм} & \text{в неподвижном соединении при запрессовке} \\ & \text{стальной втулки.} \end{cases}$$



Р и с. 6.2

3. Вычисляется толщина проушины δ' из условия прочности на смятие (2) соединения болт-штулка:

$$\delta' = \frac{P^P}{n d \mu \sigma_B}$$

где n - число проушин, воспринимающих силу P^P ;

$$\sigma_B = \min(\sigma_{B \text{ болта}}, \sigma_{B \text{ ст}}).$$

4. Если материал проушины имеет меньший предел прочности ($\sigma_{B \text{ пр}} < \sigma_B$), вычисляется толщина проушины δ'' из условия прочности на смятие соединения штулка-проушина:

$$\delta'' = \frac{P^P}{n d_{\text{пр}} \mu \sigma_{B \text{ пр}}}$$

5. Определяется толщина проушины δ :

$$\delta = \max(\delta', \delta'').$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего в соответствии с ГОСТ 8032-84.

6. Вычисляется напряжение смятия для соединения с большей требуемой толщиной:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P^P}{n d \delta'} \quad \text{или} \quad \sigma_{\text{см}}'' = \frac{P^P}{n d_{\text{пр}} \delta''}$$

7. Вычисляется избыток прочност

$$\eta' = \frac{\mu \sigma_B}{\sigma_{\text{см}}} \quad \text{или} \quad \eta'' = \frac{\mu \sigma_{B \text{ пр}}}{\sigma_{\text{см}}''}$$

8. Определяется ширина проушины δ' из условия размещения болта (голова) замкающего элемента:

$$\delta' = d.$$

9. Определяется ширина проушины δ'' из условия обеспечения минимальной перемычки δ :

$$\delta'' = d + 2e \text{ мин.}$$

Для обеспечения прочности проушины при запрессовке втулки (подшипника) принимают

$$\sigma_{min} = \begin{cases} (2 - 3) \text{мм} & \text{— для проушин из стали;} \\ (3 - 4) \text{мм} & \text{— для проушин из алюминиевых сплавов;} \\ (4 - 5) \text{мм} & \text{— для проушин из магниевых сплавов.} \end{cases}$$

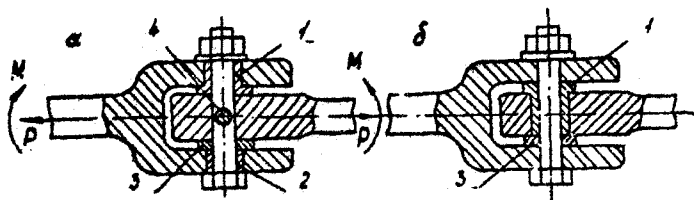
10. Принимается начальное значение ширины проушины

$$\delta = \max(\delta', \delta'').$$

11. Вычисляется отношение δ/d_{np} .

12. Переход к п. 6 подразл. 1.3. Дальнейший расчет выполняют, подставляя в формулы d_{np} вместо d .

В подвижных соединениях с подшипниками скольжения (рис. 6.3) для разделения торцевых поверхностей соседних проушин применяют втулки с буртиком 1 [7, 8], либо втулки без буртика 2 [5, 6] с разделительной шайбой 3.



Р и с. 6.3

Следует стремиться к уменьшению количества поверхностей трения, т.е. выполнять соединение, как показано на рис. 6.3,а, либо на рис. 6.3,б. Неподвижность болта относительно уха (рис. 6.3,а) или проушины втулки (рис. 6.3,б) обеспечивается за счет большего трения в соединении, затяжки болта или его специальной фиксации (рис. 6.3,а. поз. 4).

Если соединяемые элементы нагружены только осевой силой (рис. 6.3,а), существенной разницы в работе приведенных вариантов нет. Однако более технологичным является соединение на рис. 6.3,б, так как в этом случае проще выполнить приторцовку втулок точно под размер паза.

Если соединяемые элементы нагружены изгибающим моментом M , очевидными достоинствами обладает вариант на рис. 6.3,а. В этом случае усилия смятия, возникающие в поджимном соединении, меньше. По этой же причине нужно стремиться к увеличению расстояния между проушинами вилки.

При конструировании проушин с втулками нужно отдавать предпочтение стандартным втулкам. Номенклатура втулок и их параметры определены в стандартах [5-9]. Втулки устанавливаются в проушины по прессовой посадке $\frac{H7}{u8} \dots \frac{H9}{u8}$.

Втулки обычно изготавливаются из бронзы БрА5Мц, а для сильно нагруженных соединений из стали 30ХГСА.

Если втулка изготовлена из бронзы ($\sigma_B \approx 600$ МПа), то ее длина и, следовательно, толщина проушины δ получаются достаточно большими. Для уменьшения габаритов соединения в таких случаях выгодно применять полые замкающие элементы с увеличенным внешним диаметром, но расчетной площадью сечения.

Проектирование проушины с подшипником качения или шарнирным подшипником

Схема соединения представлена на рис. 6.4.

Исходными данными являются материал проушины, тип подшипника, нагрузка P .

1. Подбирается подшипник по статическим разрушающим нагрузкам [10, 11]:

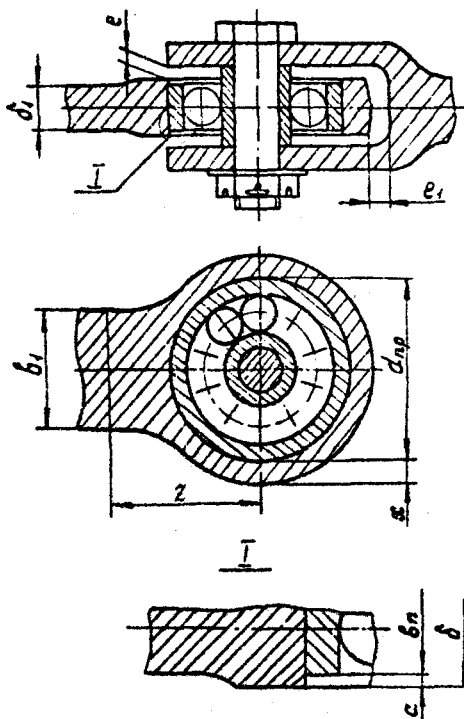
$$P_{разр}^{стат} \geq P' / n,$$

где n - число подшипников, воспринимающих силу P' . Выписывается его обозначение и размеры.

2. Вычисляется избыток прочности

$$\lambda = \frac{P_{разр}^{стат} \cdot n}{P'}$$

3. Определяется толщина δ проушины по условию заделки подшипника $\delta = B_n + 2a$ (B_n - ширина внешнего кольца подшипника; a - припуск на заделку подшипника по ГОСТ 1.03941-76).



Р и с. 6.4

Для подшипников с внешним диаметром $D = 20-30$ мм принимается $a = 0,2$ мм, для подшипников диаметром $D_2 = 30-40$ мм $a = 0,25$ мм.

4. Определяется ширина b' проушины из условия ее прочности на разрыв (I):

$$\sigma = \frac{p \rho}{n(b' - d_{np})b} \ll \sigma_{\text{впр}},$$

откуда

$$\delta' = \frac{p^p}{n \delta \sigma_{np}} + d_{np}.$$

Здесь $d_{np} = D_n$.

5. Определяется минимальная ширина проушины из условия прочности при запрессовке подшипника (см. подразд. I.4. п. 3):

$$\delta_{min} = d_{np} + 2x_{min}.$$

6. Находится ширина δ проушины

$$\delta = \max(\delta', \delta_{min}).$$

Найденное значение округляется до ближайшего большего в соответствии с ГОСТ 8032-84.

7. Вычисляется напряжение в проушине

$$\sigma^p = \frac{p^p}{n(\delta - d_{np})\delta}.$$

8. Рассчитывается коэффициент прочности

$$k = \frac{\sigma_{np}}{\sigma^p}.$$

В соединениях "ухо-вилка" подшипник выгоднее устанавливать в среднюю проушину (ухо). В этом случае требуется лишь один подшипник и достигается минимальная трудоемкость сборки. Для соединений, допускающих перекос, это единственно возможный вариант конструкции (такими соединениями являются, например, узлы навески рулевых поверхностей).

Из условия недопустимости контакта деталей, а следовательно и повреждения их покрытий, торцевые поверхности проушин должны разобщаться. Это достигается либо применением подшипников, внутреннее кольцо которых шире наружного (см. рис. 6.3), либо установкой в уши вилки втулок буртиками внутрь (см. рис. 6.3а, поз. I). Величина зазора e (рис. 6.4) определяется допусковым перекосом

$$e > 0,5 \delta \tan \varphi,$$

где φ - допустимый для подшипника и материала втулки угол перекоса.

С учетом штамповочного (литейного) уклона и радиуса сопряжения угла вилки с основанием зазор $e_f = (2-5)$ мм.

При конструировании узлов навески рулей и элеронов можно пользоваться стандартными вариантами конструкции [12, 13].

Технические требования на чертежах

Некоторые директивные указания и разъяснения конструктора невозможно или нецелесообразно выразить на чертеже графически или с помощью символов. В этом случае на чертеж наносят технические требования — текстовую часть, которая представляет собой краткие точные формулировки. Технические требования значительно упрощают выполнение и чтение чертежей.

Основные правила нанесения на чертежи технических требований определяет ГОСТ 2.316-68. Рекомендации по оформлению и составлению технических требований даны в [14].

В данной работе имеет смысл внести в технические требования указания об установке и контровке замыкающего болта [14, п. 2.9], заделке подшипника [14, п. 2.II], обработке отверстий под болт [14, п. 2.16], клемлении и маркировании сборки [14, п. 2.24] и, возможно, ряд других.

Задание к лабораторной работе

Выполнить один (общий для бригады студентов) сборочный чертеж. На этом чертеже показать три разработанных варианта соединения типа "ухо-вилка": неподвижное, малоподвижное с подшипником скольжения, подвижное с подшипником качения.

Нанести на чертеж технические требования.

Дать спецификацию на чертеж.

Оформить отчет бригады.

Материал грузика — АК6. Значения расчетной радиальной нагрузки P^r даны в таблице.

Исходные данные

Параметр	Номер варианта									
	I	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P^r , кН	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100

Список использованных источников

1. Нормы прочности охолодителя самолетов. М., 1947. 117 с.
2. Влиные нормы летной годности турбовинтовых транспортных самолетов стран-членов СЭВ. М.: Изд-во ЦАИ, 1985. 470 с.
3. Шульженко М.Н. Конструкция самолетов. М.: Машиностроение, 1971. 413 с.
4. Справочная книга по расчету самолета на прочность /М.Ф.Астахов, А.В.Караваев, С.Я.Макаров, Я.Я.Сузальцев. М.: Оборонгиз, 1954. 708 с.
5. ОСТ I.III19-73. Втулки для запрессовки. Введ. с 01.01.74.
6. ОСТ I.III22-73. Втулки для запрессовки. Введ. с 01.01.74.
7. ОСТ I.III24-73. Втулки с буртиком для запрессовки. Введ. с 01.01.74.
8. ОСТ I.III27-73. Втулки с буртиком для запрессовки. Введ. с 01.01.74.
9. ОСТ I.I2805-77. Втулки. Введ. с 01.07.78.
10. Зафцев А.М., Коросташевский Г.В. Авиационные подшипники качения. М.: Оборонгиз, 1963. 336 с.
11. Шариковые и роликовые подшипники. М.: Изд-во Госстандарта СССР, 1958.
12. ОСТ I.I2915-77. Соединения узлов навески руля направления, руля высоты, элеронов, элевон, килля, стабилизатора, крыла. Конструкция и размеры. Введ. с 01.07.78.
13. ОСТ I.I3424-78 - ОСТ I.I3426-78. Соединения шарнирные. Конструкция и размеры. Введ. с 01.01.80.
14. Технические требования на чертежах: Метод. указания/Сост. В.Н.Магнсков, Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1982.
15. ОСТ I.03841-76. Заделка механическая шариковых и шарнирных подшипников. Типы, основные размеры и технические требования. Введ. с 01.07.77.
16. ОСТ I.I0969-73 - ОСТ I.I0972-73. Пресс-масленки. Введ. с 01.07.73.
17. ГОСТ 2.316-68. Правила нанесения на чертежах надписей технических требований и таблиц. Введ. с 01.01.71.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Общие сведения	3
Лабораторная работа № 1. Конструиро- вание стержней, нагруженных осевой силой	5
Лабораторная работа № 2. Конструирование заклепочного соединения листов	II
Лабораторная работа № 3. Конструирование болтового крепления кронштейна к стойке	18
Лабораторная работа № 4. Конструирование последовательного соединения профилей ..	27
Лабораторная работа № 5. Конструирование лонжерона	33
Лабораторная работа № 6. Конструирование соединения типа "ухо-вилка"	42

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ В САМОЛЕТОСТРОЕНИИ

Составитель **М а й н с к о я** Владимир Николаевич

Редактор **Н.Д.Ч а й н и к о в а**
Техн. редактор **Г.А.У с а ч е в а**
Корректор **Т.К.К р е т и н и н а**

Подписано в печать 8.07.92. формат 60x84^I/16 .
Бумага оберточная. Печать офсетная.
Усл.печ.л. 3,25. Усл.-кр. отт. 3,37. Уч.-изд.л. 3,15.
Тираж 200 экз. Заказ **172** Бесплатно.

Самарский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С.П.Королева.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Участок оперативной полиграфии
Самарского авиационного института.
443001 Самара, ул. Ульяновская, 18.