

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ

Авиакосмический факультет

Кафедра: «Конструкции и проектирования летательных аппаратов»



Султанов А.Х. , Алимов А.М.
КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

по дисциплине «Проектирование конструкций летательных аппаратов»

для направления образования:

В 5520800 «Авиастроение и ракетно-космическая техника» и
В 162 600 «Авиастроение и космическая техника (педагог по специальности)»
области знаний 520 000 «Инженер и инженерное дело»
высшего образования

ТАШКЕНТ-2005

УДК 629.735.33

Составитель: Зав. каф. «КиПЛА» ТГАИ к.т.н. доц. Султанов А.Х.

Рецензент: Зам. Главного конструктора ГАО «ТАПОиЧ»
конструктор 1-ой категории Киргизбаев А.Х.

Конспект лекций по курсу «Проектирование конструкции летательных аппаратов» предназначен для студентов-бакалавров, обучающихся по направлению образования 5520800 «Авиастроение и ракетно-космическая техника».

Содержание конспекта лекций состоит из 6-ти тем. Тема 1 посвящена общим вопросам проектирования элементов авиационных конструкций. Способам обеспечения прочности при минимальной массе посвящена тема 2. Проектирование соединений элементов конструкции составляет содержание темы 3. Тема 4 посвящена проектированию кронштейнов, качалок и стыковых узлов. Вопросы проектирования различных панелей рассматриваются в теме 5. В теме 6 даются алгоритмы проектирования основных элементов поперечного набора – нервюр и шпангоутов.

Конспект лекций обсужден и одобрен методическим советом Авиакосмического факультета ТГАИ.

Протокол № 2 от 16 октября 2005 г.

Содержание

Тема 1. Общие вопросы проектирования элементов авиационных конструкций	8
Лекция 1. Предмет и задачи курса ПКЛА. Основные этапы проектирования самолетов.	8
§ 1 .1. Предмет и задачи курса.	
§ 1 .2. Основные этапы проектирования самолетов.	
Лекция 2. Минимальная масса конструкции и ее технологичность. Обеспечение надежности, живучести и удобства эксплуатации.	11
§ 2 .1. Определение минимальной массы конструкции.	
§ 2 .2. Технологичность конструкции.	
§ 2 .3. Обеспечение надежности, живучести и удобства эксплуатации	
Лекция 3. Характеристика рациональных технологических процессов изготовления самолётных конструкций. Классификация элементов конструкции.	16
§ 3 .1. Рациональные технологические процессы	
§ 3 .2. Наименования видов изделий	
§ 3 .3. Основные вопросы конструирования частей, узлов и деталей самолета	
§ 3 .4. Классификация элементов конструкции.	
§ 3 .5. Нумерация чертежей.	
Лекция 4. Выбор материала конструкции. Критерии удельной прочности	23
§ 4 .1. Факторы выбора материала.	
§ 4 .2. Материалы, используемые в авиастроении.	
§ 4 .3. Композиционные материалы.	
Лекция 5. Проектирование деталей, изготавливаемых разными технологическими способами.	27
§ 5 .1. Холодная штамповка.	
§ 5 .2. Горячая штамповка.	
§ 5 .3. Литье.	
§ 5 .4. Механическая обработка.	
Тема 2. Способы обеспечения прочности при минимальной массе конструкции	35
Лекция 6. Основные принципы рационального проектирования элементов конструкции.	35
§ 6 .1. Принципы рационального проектирования.	
§ 6 .2. Принципы рационального проектирования.	
Лекция 7. Выбор формы сечения элементов конструкции при различных нагружениях.	39
§ 7 .1. Выбор формы сечения при растяжении и сжатии.	

§ 7 .2. Выбор формы сечения при изгибе.	
§ 7 .3. Выбор формы сечения при кручении.	
§ 7 .4. Выбор формы сечений элементов двухпоясной балки.	
Лекция 8. Учет силового потока при включении элементов конструкции в работу.	47
§ 8 .1. Учет силового потока.	
§ 8 .2. Учет концентрации напряжений при изменении площади сечения.	
§ 8 .3. Учет ослабления конструкции в местах стыка.	
§ 8 .4. Учет вырезов и усиление конструкции.	
Тема 3. Проектирование соединений элементов конструкции	51
Лекция 9. Типы соединений элементов конструкции.	51
Характеристика неразъемных и разъемных соединений.	51
§ 9 .1. Два типа соединений в самолетостроении.	
§ 9 .2. Назначение неразъемных соединений и их соединительные элементы.	
§ 9 .3. Назначение разъемных соединений и действующие в них нагрузки.	
Лекция 10. Виды соединения деталей. Заклепочные соединения.	54
§ 10 .1. Классификация соединений по конструктивно-технологическим признакам.	
§ 10 .2. Классификация и параметры заклепок.	
§ 10 .3. Применение заклепочных соединений.	
§ 10 .4. Основные параметры заклепочных соединений.	
§ 10 .5. Проектирование заклепочных соединений.	
Лекция 11. Болт-заклепочное и болтовое соединение элементов авиационных конструкций	61
§ 11 .1. Параметры болтового соединения.	
§ 11 .2. Виды болтов.	
§ 11 .3. Болт-заклепочное соединение.	
§ 11 .4. Расчет на прочность болтового соединения.	
Лекция 12. Проектирование сварных, клеевых и клеесварных соединений.	68
§ 12 .1. Сварные соединения.	
§ 12 .2. Материалы сварных конструкций.	
§ 12 .3. Условие прочности сварного шва.	
§ 12 .4. Клеевые соединения.	
§ 12 .5. Клеевые соединения.	
§ 12 .6. Расчет клеевого соединения	
§ 12 .7. Клеесварные соединения.	
Лекция 13. Анализ типовых конструктивно – технологических неувязок в зоне соединения.	77
§ 13 .1. Конструктивные неувязки.	

§ 13 .2. Технологические неувязки.	
§ 13 .3. Неувязки связанные с технологической оснасткой.	
Тема 4. Проектирование кронштейнов, качалок и стыковых узлов.	85
Лекция 14. Проектирование и расчет проушин неподвижных соединений.	85
§ 14 .1. Принципы проектирования и расчета проушин.	
§ 14 .2. Распределение напряжений в проушине неподвижного соединения.	
§ 14 .3. Алгоритм расчета проушины неподвижного соединения.	
Лекция 15. Проектирование и расчет проушин подвижных соединений.	89
§ 15 .1. Конструктивные особенности проушин подвижных соединений.	
§ 15 .2. Особенности работы проушины подвижного соединения и ее расчет на прочность.	
§ 15 .3. Расчет проушин подвижного соединения.	
Лекция 16. Проектирование кронштейнов узлов навески управляющих поверхностей.	96
§ 16 .1. Назначение и конструктивные особенности кронштейнов навески.	
§ 16 .2. Кронштейн, устанавливаемый на стенке.	
§ 16 .3. Пример расчета и силовая схема несимметричного кронштейна.	
§ 16 .4. Пример расчета, силовая схема и варианты выполнения симметричного кронштейна.	
§ 16 .5. Сравнительный анализ вариантов конструкции симметричного кронштейна.	
§ 16 .6. Алгоритм проектирования кронштейна навески управляющих поверхностей.	
Лекция 17. Проектирование кронштейнов и качалок системы управления.	111
§ 17 .1. Назначение и конструктивные особенности кронштейнов и качалок системы управления.	
§ 17 .2. Проектровочный расчет качалки.	
§ 17 .3. Проектирование кронштейнов системы управления.	
Лекция 18. Проектирование стыковых узлов, передающих поперечную силу и изгибающий момент.	117
§ 18 .1. Назначение и конструктивные особенности стыковых узлов, передающих поперечную силу.	
§ 18 .2. Силовая схема и последовательность расчета стыкового узла.	
§ 18 .3. Проектирование стыковых узлов, передающих	

изгибающий момент и поперечную силу.	
Лекция 19. Создание агрегатов самолета из отдельных силовых элементов. Проектирование распределительных элементов: фитингов, накладок и косынок.	127
§ 19 .1. Типы силовых элементов и их работа.	
§ 19 .2. Примеры силовой увязки конструкции.	
§ 19 .3. Алгоритм общего проектирования конструкций.	
Тема 5. Проектирование панелей	132
Лекция 20. Типы конструкции панелей и технологические способы их изготовления.	132
§ 20 .1. Сборные панели, конструкция и изготовление.	
§ 20 .2. Монолитные панели: преимущества, недостатки и их изготовление	
§ 20 .3. Многослойные панели: преимущества, недостатки и их изготовление	
Лекция 21. Проектировочный расчет на прочность стрингерных панелей.	146
§ 21 .1. Работа стрингерных панелей на растяжении и сжатии.	
§ 21 .2. Критические напряжения панелей при общей и местной потери устойчивости.	
Лекция 22. Расчет на прочность сотовых панелей.	150
§ 22 .1. Расчет панели на продольное сжатие.	
§ 22 .2. Расчет панели на сдвиг.	
§ 22 .3. Расчет панели при изгибе.	
§ 22 .4. Расчет заполнителя на сдвиг.	
Лекция 23. Выбор рациональных параметров сборных стрингеров панелей, работающих на сжатие.	156
§ 23 .1. Работа панели на растяжение.	
§ 23 .2. Работа панели на сжатие.	
§ 23 .3. Алгоритм проектирование сжатой стрингерной панели.	
Лекция 24. Выбор рациональных параметров монолитных панелей.	160
§ 24 .1. Основные параметры монолитных панелей.	
§ 24 .2. Применение монолитных панелей.	
§ 24 .3. Выбор параметров монолитных панелей.	
Тема 6. Проектирование основных элементов поперечного набора	162
Лекция 25. Проектирование нормальных (типовых) и силовых нервюр кессонных крыльев.	162
§ 25 .1. Нагрузка на нервюру.	
§ 25 .2. Проектировочный расчет нервюры.	
§ 25 .3. Проектирование усиленных нервюр.	
Лекция 26. Проектирование нормальных (типовых) шпангоутов.	169
§ 26 .1. Общие понятия по проектированию шпангоутов.	

- § 26 .2. Назначение и формы нормальных шпангоутов.
- § 26 .3. Расчет и выбор параметров шпангоутов.
- § 26 .4. Рациональные принципы проектирования нормальных шпангоутов.

Лекция 27. Основные направления развития методов оптимального проектирования элементов авиационных конструкций.

177

- § 27 .1. Основные тенденции развития гражданской авиации.
- § 27 .2. Безопасно повреждаемая конструкция каркаса самолета с большим ресурсом.
- § 27 .3. Проектирование конструкции крыла.
- § 27 .4. Проектирование элементов конструкции крыла.

ТЕМА 1 «Общие вопросы проектирования элементов авиационных конструкций»

Лекция №1.

тема: Предмет и задачи курса Пкс. Основные этапы проектирования самолетов.

План:

§ 1.1. Предмет и задачи курса.

§ 1.2. Основные этапы проектирования самолетов.

§ 1.1. Предмет и задачи курса

Настоящий курс «Проектирование конструкций самолетов», охватывает вопросы проектирования деталей, узлов и агрегатов планера самолета. Для усвоения данного курса студенты должны иметь необходимые знания по сопротивлению материалов, теоретической механике, деталям машин, строительной механике, технологии самолетостроения, авиационному материаловедению, конструкциям самолетов и расчету самолета на прочность.

К самолетным конструкциям предъявляются такие требования, как высокая прочность при минимальной массе, надежность и долговечность, достаточная жесткость, производственная и эксплуатационная технологичность. Чтобы при проектировании удовлетворить всем этим, часто противоречивым, требованиям, конструктор должен обладать глубокими знаниями различных дисциплин и умением найти оптимальное решение поставленной задачи, наиболее рационально спроектировать деталь, узел и агрегат самолета. Инженер-конструктор должен хорошо владеть современными методами проектировочных расчетов элементов авиационных конструкций, чтобы иметь возможность еще в процессе проектирования оценить потребные сечения и массу создаваемых деталей, узлов и агрегатов в целом. Значительную помощь конструктору могут оказать ЭВМ, использование которых позволяет перебрать за короткое время большое число возможных вариантов, чтобы выявить оптимальное конструкторское решение. Но заменить творческую мысль человека машина не может, она является только его помощником, и чем глубже развито конструкторское мышление проектанта, тем шире его возможности общения с машиной.

Бурное развитие авиационной науки и техники приводит к появлению новых материалов, новых технологических решений, позволяющих создавать принципиально новые конструкции, однако фундаментальные методические положения проектирования остаются неизменными.

§ 1.2. Основные этапы проектирования самолета

В процессе создания самолета проектно-конструкторские работы условно можно разбить на три этапа.

Первый этап – разработка аванпроекта – по заданным тактико-техническим требованиям (ТТТ) проводятся теоретические расчеты и некоторые экспериментальные исследования, необходимые для выявления облика самолета, его конфигурации – аэродинамической компоновки, обеспечивающей требуемые летно-технические характеристики (ЛТХ). На этом этапе проектировщик определяет необходимый состав оборудования и полезной нагрузки, проводит их предварительную компоновку (взаимное размещение), разрабатывает предварительные силовые схемы основных агрегатов, предварительные схемы технологического членения самолета и выбирает материал конструкции. На основании аванпроекта принимают решение о целесообразности дальнейшей разработки проекта.

Второй этап – разработка эскизного проекта – заключается в более глубоком обосновании ЛТХ самолета путем широкого применения экспериментальных работ (продувки моделей, создания специальных моделирующих стендов, испытания на прочность отдельных новых типов конструкций и т. д.), а также расчетов на ЭВМ. Чем подробнее и глубже проведены на начальных этапах экспериментальные работы, тем короче будет процесс доводки самолета, тем раньше самолет выйдет в полет и не успеет в процессе создания морально устареть. На этом этапе проводится более глубокая разработка конструкции агрегатов, технологических и конструктивных разъемов, компоновки самолета в целом. По нагрузкам, заданным отделами прочности и аэродинамики, конструктор в процессе конструирования проводит подробные проектировочные расчеты и с точностью до 5 % подсчитывает массу будущей конструкции (при этом проводится обоснование выбранных типов конструкции, строится макет самолета, позволяющий произвести взаимную пространственную увязку агрегатов и систем самолета). На основании эскизного проекта макетная комиссия дает комплексную оценку проекта, необходимую для принятия решения о разработке рабочего проекта и его реализации.

Третий этап – рабочее проектирование – это разработка комплекта рабочих чертежей на все агрегаты самолета и их элементы, а также комплекта технической документации (технологической, эксплуатационной и т. д.), необходимой для изготовления, сборки, монтажа как отдельных агрегатов и систем, так и самолета в целом. При этом уточняются расчеты массы и расчеты на прочность всех элементов конструкции.

На этом этапе конструктор должен выбрать оптимальный способ изготовления деталей, спроектировать детали, изготавливаемые различными технологическими методами, сделать проектировочные расчеты и точно определить массу создаваемой конструкции. Рабочие чертежи оформляют в соответствии с единой системой конструкторской документации (ЕСКД).

Ключевые слова и выражения

Аванпроект, тактико-технические требования, эскизный проект, летно-технические характеристики, рабочее проектирование, комплект рабочих чертежей, взлетная масса.

Контрольные вопросы.

1. Что изучает данная дисциплина?
2. Задачи данного курса.
3. Перечислить основные требования к самолетным конструкциям.
4. Перечислите три основных этапа проектирования самолета.
5. Какие работы проводятся при разработке аванпроекта?
6. Какие задачи решаются при разработке аванпроекта?
7. Какие работы проводятся при разработке эскизного проекта?
8. Какие задачи решаются при разработке эскизного проекта?
9. В чем сущность рабочего проектирования?
10. Какие задачи решаются при рабочем проектировании?
11. Как определяется взлетная масса самолета?
12. Покажите влияние взлетной массы на основные ЛТХ самолета.
Приведите формулы.

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр.3-6.

Лекция №2

тема: Минимальная масса конструкции и ее технологичность. Обеспечение надежности, живучести и удобства эксплуатации.

План:

§ 2.1. *Определение минимальной массы конструкции.*

§ 2.2. *Технологичность конструкции.*

§ 2.3. *Обеспечение надежности, живучести и удобства эксплуатации.*

§ 2.1. Определение минимальной массы конструкции

Одним из важнейших факторов, влияющих на все ЛТХ самолета, является его масса. Поэтому конструктор должен всегда стремиться к созданию конструкции минимальной массы (если это не противоречит другим требованиям, предъявляемым к самолету, таким, как надежность, технологичность, минимальная стоимость и т. п.).

Взлетную массу самолета можно представить в виде

$$m_0 = m_k + m_{cy} + m_{об} + m_T + m_{цн} + m_{эк},$$

где m_k – масса конструкции;
 m_{cy} – масса силовой установки;
 $m_{об}$ – масса оборудования;
 m_T – масса топлива;
 $m_{цн}$ – масса целевой нагрузки;
 $m_{эк}$ – масса экипажа.

В практике обычно пользуются понятием относительных масс

$$\bar{m}_k = \frac{m_k}{m_0}; \quad \bar{m}_{c. y} = \frac{m_{c. y}}{m_0} \quad \text{и т. д.}$$

Интересно отметить, что, несмотря на большой диапазон полетных масс, отношение m_k/m_0 для самолетов данного типа одного поколения, характеризующегося определенным уровнем развития техники, колеблется в узких пределах. В настоящее время: для маневренных самолетов $m_k = 0,3 \dots 0,35$; для ограниченно маневренных $m_k = 0,28 \dots 0,32$; для неманевренных самолетов $m_k = 0,25 \dots 0,29$. Уменьшение взлетной массы самолета улучшает все (летно-технические, эксплуатационные, экономические) характеристики самолета.

Рассмотрим влияние взлетной массы на некоторые основные ЛТХ самолета.

1. Тяга, необходимая для горизонтального полета:

$$P_{\Pi} = \frac{m_0 g}{K},$$

где K – аэродинамическое качество.

Из этого выражения видно, что чем больше масса самолета, тем большая тяга требуется для совершения горизонтального полета, а следовательно, и больше масса и лобовое сопротивление двигателя.

2. Посадочная скорость самолета

$$V_{\text{пос}} = A \sqrt{\frac{m_0}{Sc_y}},$$

где A – числовой коэффициент; S – площадь крыла; C_y – коэффициент аэродинамической нормальной силы.

Видно, что при минимальной взлетной массе будет наименьшая посадочная скорость, а следовательно, и наименьшая длина пробега, что влечет за собой уменьшение длины взлетно-посадочной полосы.

3. Высота полета определяется плотностью воздуха на высоте

$$\rho_H = \frac{2m_0g}{c_y V^2 S},$$

где g – ускорение свободного падения; V – скорость полета т. е. самолет меньшей массы может осуществлять горизонтальный полет на большей высоте, где плотность воздуха меньше.

Аналогичные соотношения можно привести и для массы оборудования, силовой установки, снаряжения и т. д. Точно также можно показать, что увеличение массы ухудшает и все другие характеристики самолета (время разгона, время набора высоты, скороподъемность и т. д.).

Приведенные выше примеры характеризуют только качественное влияние массы, количественное ухудшение характеристик по этим формулам достаточно точно определить нельзя. Требуется более тщательные расчеты, которые будут рассмотрены в курсе «Проектирование самолетов».

Масса самолета определяется еще на стадии предварительного проектирования как «минимальная» для удовлетворения требуемых по ТТТ летных характеристик. В процессе создания самолета необходимо не превысить запроектированную массу. Поэтому необходимо, чтобы конструктор четко представлял себе, что перетяжеление конструкции влечет за собой обязательное ухудшение всех характеристик разрабатываемого самолета.

§ 2.2. Технологичность конструкции

Технологичность наряду с массовыми, аэродинамическими и другими характеристиками является одним из важнейших показателей совершенства конструкции. Под *технологичностью* понимают комплекс свойств конструкции, позволяющих применять при ее изготовлении наиболее

совершенные технологические процессы, обеспечивающие высокое качество при минимальных затратах труда и времени, а следовательно, при минимальной стоимости. Для создания технологичной конструкции конструктор должен быть хорошо знаком с применяемыми на данном производстве технологическими процессами и должен четко представлять, какие из них целесообразней применить в проектируемом им изделии.

Технологичная конструкция отвечает ряду требований:

1. Применение большего числа стандартных и нормализованных элементов, что позволяет осуществлять их массовое производство на специализированных предприятиях. Это снижает себестоимость и повышает качество.
2. Большая унификация элементов, т.е. применение конструктивно подобных, идентичных элементов с небольшими изменениями. Например, применение конструктивно подобных кронштейнов, накладок, и др. Это приводит к повторяемости процессов изготовления, повышению серийности, снижению себестоимости.
3. Обеспечение высокой преемственности конструкций, т.е. создание новых конструкций с использованием уже освоенных технологических процессов.
4. Простота формы, облегчающая механизацию технологических процессов.
5. Использование в конструкции легкообрабатываемых материалов (на современных самолетах до 40...50 % от общей массы приходится на алюминиевые сплавы).
6. Возможно меньшие требования к точности и чистоте обработки поверхности, что снижает трудоемкость, а следовательно, и стоимость.
7. Обеспечение наивысшего коэффициента использования материала.

Понятие «технологичность» относительно, его надо рассматривать применительно к конкретному уровню развития техники и технологии производства. Технологичные в определенный период конструкции через некоторое время из-за развития технологии могут оказаться нетехнологичными.

Надо помнить, что чрезмерно большой объем новых технологических процессов может значительно удлинить сроки подготовки серийного производства, поэтому их надо вводить постепенно (первоначально для группы элементов).

§ 2.3. Обеспечение надежности, живучести и удобства эксплуатации

Надежность – свойства самолета, обеспечивающее нормальное функционирование в заданных условиях в течение требуемого периода времени. Надежность является внутренним свойством конструкции или системы и обеспечивается в основном внутренней структурой самолета: надежностью материала (высоким сопротивлением усталости), надежностью конструктивной схемы (например, применением кессонной конструкции крыла со многими стенками), надежностью систем (дублированием, использованием

резервных систем).

Живучесть – способность самолета функционировать при действии на него различных внешних неблагоприятных факторов и в нерасчетных условиях эксплуатации. Например, при отказе гидросистемы вследствие разрушения гидропроводов, вызванного внешними причинами, функционирование обеспечивается второй гидросистемой. Практически для повышения надежности и живучести проводят одни и те же мероприятия, например, дублирование, но подход к ним совершенно различен: с точки зрения надежности на самолете желательно иметь две разнозначные гидросистемы, а как они размещены – неважно, с точки зрения живучести важно не только иметь две гидросистемы, но и правильно их разместить на самолете, например, на разных бортах, так чтобы под воздействием внешней причины разрушалась одна система, а не две. Поэтому живучесть определяется в основном компоновочными мероприятиями.

Долговечность, или ресурс – общее время работы самолета с промежуточными ремонтами до полного изнашивания.

Для самоокупаемости самолета очень важна величина ресурса, так как на начальном этапе эксплуатации гражданского самолета окупаются затраты на его производство, а затем уже он начинает приносить прибыль. В настоящее время для пассажирских самолетов установлен ресурс 30 тыс. ч. Для военных самолетов ресурс меньше, так как они морально устаревают и их снимают с производства.

Простота эксплуатации и ремонтпригодность являются важными свойствами, которые следует учитывать при создании всех типов самолетов. Необходимо обеспечить удобство подхода к объектам обслуживания, удобство регламентных и ремонтных работ. В самолете имеется большое число элементов, требующих замены в процессе эксплуатации (например, бронзовые втулки в шарнирных соединениях, отдельные подшипники и т.п.). Для этого в конструкции предусматривают съемные панели, технологические лючки и т.д.

Ключевые слова и выражения.

Взлетная масса, относительная масса, потребная тяга, посадочная скорость, высота полета, плотность воздуха на расчетной высоте, надежность, живучесть, долговечность, простота эксплуатации и ремонтпригодность...

Контрольные вопросы.

1. Как определяется взлетная масса самолета?
2. Что такое относительная масса (н-р: конструкции)?
3. Какая зависимость между потребной тягой горизонтального полета и взлетной массы самолета?
4. Как определяется посадочная скорость самолета?
5. Напишите формулу определения плотности воздуха на расчетной высоте и объясните?
6. Что такое технологичность конструкции?

7. Каким требованиям отвечает технологичность конструкции?
8. Что такое надежность и живучесть конструкции?
9. Что такое долговечность конструкции?
10. Чем характеризуется простота и ремонтпригодность конструкции?

Литература.

Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр. 5-9.

Лекция №3

тема: Характеристика рациональных технологических процессов изготовления самолётных конструкций. Классификация элементов конструкции.

План:

- § 3.1. Рациональные технологические процессы.
- § 3.2. Наименования видов изделий.
- § 3.3. Основные вопросы конструирования частей, узлов и деталей самолета
- § 3.4. Классификация элементов конструкции.
- § 3.5. Нумерация чертежей.

§ 3.1. Рациональные технологические процессы

Под рациональными технологическими процессами мы будем понимать такие, в результате применения которых изготовление составных частей и сборка самолета в целом требуют наименьших затрат труда и времени.

Естественным желанием конструктора является проектирование такого самолета, удовлетворяющего ТТТ, который имел бы наименьшую массу, малую трудоемкость изготовления и, следовательно, малую себестоимость и мог бы быть изготовлен в наикратчайшие сроки. Но, к сожалению, требование минимальной массы противоречит другим, в частности, малой трудоемкости изготовления (разъемы удобны для изготовления, но увеличивают массу самолёта). Поэтому конструктору всегда приходится отыскивать компромиссное решение, и чем полнее он учтет существующий и перспективный уровни развития техники, тем совершеннее будет созданная конструкция. *Чем следует руководствоваться при достижении этой цели?* В самом общем виде это можно сформулировать следующим образом: сокращение числа и укрупнение деталей уменьшает массу самолёта и способствует внедрению прогрессивных технологических процессов, а следовательно, уменьшает трудоемкость изготовления и стоимость изделия. Действительно, многодетальность в большинстве случаев усложняет конструкцию. Иногда трудно найти такую форму крупноблочного элемента, при которой он имел бы меньшую массу, чем составной. Таким образом, при проектировании элементов самолёта конструктор должен стремиться использовать все пути, ведущие к сокращению числа деталей. Основным средством достижения этой цели является переход к более прогрессивным технологическим процессам, в том числе к штамповке и литью.

Штамповка деталей из листового материала, профилей и труб является одним из наиболее прогрессивных технологических процессов, особенно в

серийном и массовом производстве, применяется для изготовления многих деталей каркаса, элементов продольного и поперечного наборов, разного рода косынок и накладок, фитингов и т.д. Трудоемкость изготовления деталей современного самолёта штамповкой составляет до 20% от общей трудоемкости.

Штамповка позволяет:

- 1) получить детали минимальной массы;
- 2) изготавливать детали со сравнительно высоким коэффициентом использования металла заготовки;
- 3) применять широкую механизацию и автоматизацию технологического процесса, а следовательно, достичь высокой производительности труда;
- 4) получить высокую точность и чистоту поверхности;
- 5) резко сократить число деталей.

Горячая штамповка широко применяется в современном самолетостроении. Горячую штамповку экономически выгодно применять при крупносерийном производстве из-за сложности оснастки и оборудования, а также для деталей с большой площадью необрабатываемой поверхности.

При выборе способа изготовления надо учитывать, что литые детали сложной конфигурации всегда дешевле штампованных, и поэтому, если позволяют условия прочности, лучше изготавливать детали литьем.

Литье для изготовления деталей самолетных конструкций является исключительно прогрессивным методом. Однако применяемые в настоящее время литейные сплавы обладают низкими прочностными характеристиками, особенно ударной вязкостью и пластичностью. Во всем мире ведутся работы по созданию высокопрочных и пластичных литейных материалов, повышению точности изготовления литых деталей, разрабатываются способы чистого литья, при котором детали не требуют последующей обработки. Литые детали, изготовленные методом точного литья (под давлением, по выплавляемым моделям) обеспечивают высокую точность и чистоту поверхности, обладают повышенной жаропрочностью.

Механическая обработка деталей до настоящего времени широко применяется в самолётных конструкциях. Обработке резанием подвергается более 30% деталей самолёта, в том числе крупногабаритные литые детали, штампованные детали каркаса и узлов, пояса лонжеронов, стрингеры контурные и фланцевые стыки, кронштейны, цилиндры, штоки и т.д. Несмотря на то, что механическая обработка весьма невыгодный технологический процесс из-за колоссальных потерь материала в стружку, она все же применяется достаточно широко, так как позволяет получить детали минимальной массы.

Неграмотно спроектированная деталь может вызвать чрезвычайное удорожание механической обработки, потребовать изготовления сложной оснастки и дополнительных приспособлений. Об этом не должен забывать конструктор при создании новых элементов конструкции.

§ 3.2. Наименования видов изделий

Согласно ЕСКД установлены следующие наименования видов изделий:

Деталь – изделие, изготовленное из однородного материала без применения сборочных операций, а также изделие, изготовленное с применением покрытий, сварки, пайки, склейки и т. д. (например, трубка, спаянная или сваренная из одного куска материала).

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению на заводе-изготовителе (например, сварной цилиндр стойки шасси).

Комплекс – два или более специализированных изделия, не соединенных на заводе-изготовителе путем сборочных операций, но предназначенных для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций (например, самолет с установленными подвесными баками). В авиационной промышленности еще широко применяются старые понятия – «узел» и «агрегат».

§ 3.3. Основные вопросы конструирования частей, узлов и деталей самолета

После того, как произведена аэродинамическая и общая компоновка самолета: установлены его формы и габаритные размеры, сделаны компоновочные схемы крыла, фюзеляжа, силовой установки, оборудования и управления, шасси, а также определено основное направление конструирования - начинается вторая творческая стадия работы - конструирование частей, узлов и деталей самолета.

При разработке конструкции любой части самолета - от детали до агрегата - конструктору приходится сталкиваться с необходимостью учета многочисленных требований, как правило, противоречивых, которые определяют форму, материал, вес и другие характеристики проектируемого объекта.

Основной круг вопросов, подлежащих изучению, анализу и разработке в процессе конструирования:

I. Назначение части, узла, детали, системы. Обеспечение их функционирования.

Работая над вопросами обеспечения функционального назначения детали, узла конструктор должен:

- четко сформулировать (письменно) назначение проектируемого объекта;
- ознакомиться со всеми техническими требованиями (техническими условиями), предъявляемыми к объекту;
- изучить (или составить самому) техническое задание на конструирование объекта;
- изучить “Нормы летной годности” с целью проверки, все-ли их требования включены в техническое задание;
- учесть опыт эксплуатации предыдущих аналогичных изделий;
- оценить и убедиться в сохранении аэродинамических форм самолета при всех возможных нагружениях и деформациях узла (агрегата, детали) в течении

всей эксплуатации изделия;

- разработать функциональную схему в нескольких вариантах, оценить достоинства и недостатки каждого варианта и обосновать рациональность выбранной схемы.

II. Прочность - вес.

Задача обеспечения необходимой прочности при заданном весе стоит перед конструктором на протяжении всего процесса проектирования. Поэтому, при решении этой задачи, конструктор должен:

- получить лимит веса и оценить (по статистике или расчету) возможность его реализации;

- выбрать правильные критерии для предварительной оценки веса;

- распределить полученный суммарный лимит веса по элементам;

- убедиться в соответствии нагрузок “Нормам прочности”: проверить, все ли расчетные случаи учтены; согласовать минимальные запасы прочности, которые необходимо обеспечить в проектируемой конструкции;

- разработать силовую схему (выбрать на основе прочностного анализа нескольких возможных схем);

- определить (выбрать) наиболее рациональный материал для осуществления конструкции;

- ознакомиться с технологическими требованиями к материалу со всеми его технологическими, эксплуатационными и прочностными особенностями; внимательно проанализировать целесообразность применения материалов, способных значительно увеличить весовую отдачу конструкции.

Особое внимание необходимо уделять ресурсу и прочностной безопасности (усталости, статической выносливости, безопасности при частичном разрушении и т.п.).

К этому перечню вопросов можно добавить три основных Ильюшинских правила, которые Сергей Владимирович всегда напоминал своим ученикам:

1. Если хочешь создать легкую конструкцию, воспринимай силу там, где она “родилась”, не позволяй силе “долго гулять” по конструкции - это приводит к излишнему весу.

2. Проверь прочность и надежность конструируемого агрегата, узла, детали, обращай особое внимание на те места, где “силовой поток прерывается” - в этих точках больше всего возможна ошибка.

3. Всегда учитывай деформации конструкции, они могут привести к непредвиденному перераспределению сил.

III. Длительное функционирование агрегата, системы. Вопросы эксплуатации.

Эти вопросы занимали и занимают в работе ОКБ одно из первых мест. Этим и обеспечивается высокая эксплуатационная технологичность, а следовательно, и надежность ильюшинских самолетов.

Решая задачу выполнения всех требований, предъявляемых к агрегату в

течении длительной эксплуатации, конструктор должен сделать следующее:

- точно определить ресурс, который должен иметь агрегат;
- проверить выполнение всех требований, связанных с задачей обеспечения прочностного ресурса;
- проверить контролепригодность изделия, т.е. возможность подхода для осмотра во время эксплуатации всех мест, важных с точки зрения обеспечения ресурса и безопасности;
- для тех мест, где воздушный осмотр невозможен, назначить неразрушающие методы контроля;
- проверить ремонтоспособность изделия, т.е. возможность подхода для разборки агрегата, замены отдельных частей и смазки;
- убедиться в обеспечении требований техники безопасности при проведении всех ремонтных и регламентных работ;
- обеспечить надежную защиту от коррозии, разработать схему наиболее надежных защитных покрытий;
- назначить оптимальные сроки и объемы профилактических и регламентных работ.

IV. Экономика, технология.

Экономическое совершенство учитывается конструктором во время проектирования, главным образом, в виде поиска наивыгоднейших технологий - конструктивных решений. Выбранная им конструкция должна соответствовать требованиям серийного производства и обеспечивать:

- удобство сборки и разборки;
- взаимозаменяемость агрегатов (полную или частичную);
- максимальную унификацию и стандартизацию всех элементов (возможность применения в других частях);
- максимально возможную механизацию, особенно при клепально-сборочных работах;
- выполнение принципа малодетальности при достаточной расчлененности конструкции, обеспечивающей ее живучесть;
- наименьшее возможное количество операций для исполнения деталей и узлов.

V. Безопасность, надежность.

Для проверки выполнения требований безопасности конструктор должен еще раз обратить внимание на следующие вопросы:

- правильность назначения ресурса и периодичности профилактических и регламентных работ для ответственных частей планера и главных систем;
- прочность и работоспособность основных силовых элементов планера, агрегатов и систем управления;
- выполнение всех требований "Норм летной годности";
- результаты проверки примененных технических решений в предыдущих

конструкциях, учет выявленных при эксплуатации недостатков;

- приняты ли меры против возможности ошибок в монтаже деталей управления самолетом, во время эксплуатации и ремонта.

Конструктор всегда сталкивается с комплексом противоречивых требований. Правильное решение есть не просто “приемлемый компромисс”. Должна быть выделена главная задача - требование, которое определяет основную характеристику проектируемого объекта. Этот принцип - проектирование на основе целенаправленного компромисса - лежал в основе деятельности С.В.Ильюшина (пример Ил-2, Ил-28, Ил-18, Ил-62).

§ 3.4. Классификация основных элементов конструкции

Все элементы, составляющие конструкцию самолета, можно разделить на:

- элементы внешней поверхности: обшивки;
- элементы каркаса;
- элементы продольного набора: лонжероны, стрингеры, бимсы, стенки;
- элементы поперечного набора: нервюры, шпангоуты;
- элементы соединения: узлы подвески, косынки, накладки, кронштейны и т. д.;
- элементы управления и механизмов: качалки, траверсы, детали шасси и силовых цилиндров, тяги и т. д.;
- элементы крепления: болты, гайки, шайбы, винты, валики, заклепки и т. д.

Большинство этих элементов стандартизовано.

§ 3.5. Нумерация чертежей

Последовательность сборки элементов самолета находит свое отражение в системе нумерации чертежей. Нумерации, которая проводится в соответствии с ЕСКД, подлежат все выпускаемые чертежи. Для летательных аппаратов и наземного оборудования используется предметная система обозначения чертежей, согласно которой чертежи деталей, узлов, подгрупп и комплексных групп (за исключением стандартных и нормализованных) обозначаются номером, состоящим из следующих частей:

- а) индекса изделия – одна или несколько букв, цифр или их сочетания;
- б) номера модификации изделия;
- в) номера комплексной группы – две цифры;
- г) номера группы – две цифры;
- д) порядкового номера детали или узла – четыре или пять цифр, для сборочных чертежей последняя цифра 0;
- е) обозначения вида документации (СБ – сборочный, 01 – правая деталь, 02 – левая деталь).

Например, чертеж имеет номер 012-02-20-04-0026-01, это значит: 012 – индекс изделия; 02 – номер модификации; 20 – номер

комплексной группы; 04 – номер группы чертежей; 0026 – номер детали; 01 – номер вида документации.

Номера для конструктивных комплексных групп самолета установлены в соответствии с нормалью 57АО.

Ключевые слова и выражения

Деталь, сборочная единица, комплекс, обшивка, каркас, продольный и поперечный набор, элементы крепления, нумерация, шифр, предметная система.

Контрольные вопросы.

1. Что такое деталь?
2. Что такое сборочная единица?
3. Что такое комплекс?
4. Классификация основных элементов конструкции.
5. Для чего используют систему нумерации чертежей при проектировании?
6. Какая система нумерации используется для летательных аппаратов?
7. Назовите части предметной системы.
8. Расшифруйте номер чертежа ----.

Литература

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 15-16.

Лекция №4.

тема: Выбор материала конструкции. Критерии удельной прочности.

План:

- § 4.1. Факторы выбора материала.
- § 4.2. Материалы, используемые в авиастроении.
- § 4.3. Композиционные материалы.

§ 4.1. Факторы выбора материала.

При создании новой конструкции одним из определяющих факторов, влияющих на ее совершенство, является правильный выбор материала. При выборе материала необходимо учитывать:

- 1) его стоимость;
- 2) возможность применения в технологических процессах, необходимых для изготовления детали заданной конфигурации и габаритных размеров;
- 3) степень освоения технологических процессов обработки данного материала;
- 4) возможность использования данного материала в условиях эксплуатации будущей конструкции;
- 5) удельные прочностные и жесткостные характеристики;
- 6) усталостные характеристики материала, определяемые скоростью наступления и распространения усталостных разрушений.

Установлено, что материалы по-разному работают на разные виды нагружения и деформации. Одни материалы хорошо работают на растяжение, другие – на продольный изгиб, третьи – на сдвиг. Критерием, оценивающим способность того или иного элемента конструкции работать на данный вид нагружения, является коэффициент его удельной прочности. При нормальной температуре коэффициенты удельной прочности для различных видов нагружения имеют вид:

σ_b / ρ - растяжение и чистое сжатие; \sqrt{E} / ρ - продольный изгиб;
 $\sqrt[3]{\sigma^2} / \rho$ - поперечный изгиб; τ_b / ρ - сдвиг, где σ_b – временное сопротивление;
 E – модуль упругости; τ_b – временное сопротивление сдвигу.

Эти коэффициенты используются при проектировании конструкции минимальной массы, работающей на данный вид нагружения.

В качестве примера приведем расчет элемента, работающего на растяжение, по критерию удельной прочности. На элемент конструкции длиной l (рис. 4.1) действует растягивающая сила P . Определим потребную площадь сечения F из условия сохранения работоспособности конструкции до разрушения $F=P/\sigma_b$. Массу элемента в этом случае можно вычислить по формуле

$$m = \rho Fl = \rho l P (1/\sigma_b) = Pl/\varphi,$$

где $\varphi = \sigma_b/\rho$ - коэффициент удельной прочности.

Тогда $m_{min} = Pl/\varphi_{max}$, т.е. для уменьшения массы стержня надо выбирать материал с наибольшим значением коэффициента удельной прочности.

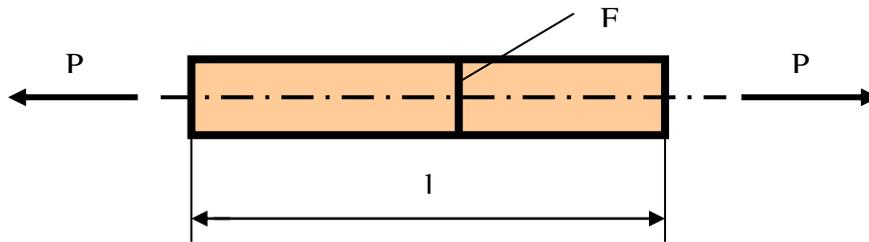


Рис. 4.1. Стержень, работающий на растяжение.

Необходимо учитывать, что при повышенных температурах коэффициенты удельной прочности требуют корректировки.

При расчете самолетных конструкций на прочность принято, что при эксплуатационной нагрузке напряжение в конструкции не должно превышать $\sigma_{0,2}$, т.е. при n^3 напряжении составляет $\sigma_{0,2}$; при разрушающей нагрузке $n = n^3 f$ напряжение равно σ_B , где f – коэффициент безопасности, равный $\approx \sigma_B / \sigma_{0,2}$; n и n^3 – соответственно коэффициенты эксплуатационной и расчетной перегрузок. Для большинства авиационных материалов $\sigma_B / \sigma_{0,2} = 1,5$. С повышением температуры σ_B и $\sigma_{0,2}$ у многих материалов изменяются различно. Поэтому при сравнении таких материалов по критериев удельной прочности коэффициент σ_B / ρ надо заменять на σ'_d / ρ , где $\sigma'_d = \sigma'_{0,2} f$; $\sigma'_{0,2}$ – значение $\sigma_{0,2}$ при данной температуре; $\sigma'_{0,2}$ – условное значение разрушающего напряжения. Еще одним важным критерием при выборе материала конструкции является его сопротивление усталости, характеризующее скорость появления разрушений при циклическом нагружении, а также скорость распространения появившихся трещин. Сопротивление усталости характеризуется кривой Веллера (рис. 4.2), показывающей зависимость σ от числа циклов нагружения. Коэффициент σ_{-1} / ρ (где σ_{-1} – предел выносливости при изгибе при симметричном цикле нагружения гладкого образца) необходимо учитывать при выборе материала для конструкций, подвергающихся действию циклических нагрузок.

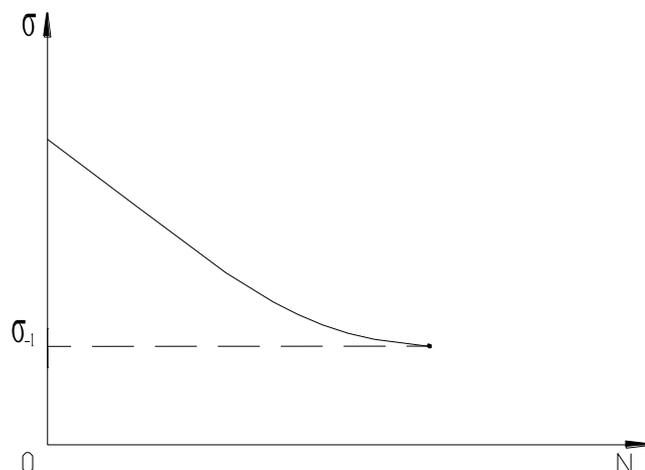


Рис.4.2. Кривая Веллера.

§ 4.2. Основные металлические материалы, применяемые в авиастроении

При проектировании элементов конструкций, работающих в условиях кинетического нагрева, большое значение придаётся ползучести материала, характеризуемой критериями $\sigma_{0,2/100}$ и $\sigma_{0,2/100}/\rho$, где $\sigma_{0,2/100}$ - предел ползучести при высоких температурах (напряжение, вызывающее деформацию 0,2% за 100 ч). Материал, выбранный по критерию удельной прочности, еще полностью не характеризует массу будущей конструкции, так как необходимо учитывать ряд технологических ограничений, не позволяющих использовать полученные по расчету сечения, это ограничения по допускаемой толщине обшивки – сортамент листов, сортамент профилей, допускаемые толщины литых и штампованных деталей и т. д.

Не во всех случаях материал конструкции выбирают из условия прочности. Существует большое число (до 30 %) малонагруженных элементов, таких, как часть поперечного набора у концов крыла и оперения, различные детали оборудования и др. Если эти элементы выполнять из высокопрочных материалов, то потребные сечения могут оказаться столь малыми, что их по технологическим соображениям невозможно изготовить. Для этих элементов надо применять легкие алюминиевые и магниевые сплавы. Материал конструкции существенно влияет на ее массу, стоимость и технологичность. Учесть при выборе материала все эти факторы конструктору помогает его практический опыт. Перечень основных материалов, применяемых в авиастроении приведен в таблице 4.1. В самолетостроении достаточно широко используют неметаллические материалы – для носовых радиопрозрачных коков, остекления кабины, тепло- и звукоизоляции, для разного рода прокладок и уплотнений и т. п.

§ 4.3. Композиционные материалы

В последнее десятилетие в мировом авиастроении ведутся широкие исследования по созданию композиционных материалов (КМ) и конструкций из них. *Композиционный материал* – это материал, состоящий из высокопрочных волокон, уложенных в определенном направлении, и матрицы, являющейся связующей для этих волокон (рис. 4.3). В качестве наполнителей могут быть использованы волокна таких высокопрочных материалов, как углерод, бор, кремний, графит, бериллий и др., в качестве связующего – синтетические смолы или сплавы металлов. Соотношения между объемами наполнителя и матрицы могут быть различными, так же как и расположение волокон относительно осей O_y и O_z . В соответствии с этим изменяются механические свойства КМ. Изотропности в КМ добиться очень трудно, почти невозможно, но это и не требуется, так как волокна располагают в направлении основных усилий. Поскольку КМ обладают высокой прочностью и жесткостью при малой массе, то их применение весьма перспективно как для силовых, так и для несилowych элементов конструкции. Пока их широкому применению препятствуют высокая стоимость и отсутствие опыта проектирования. Особую

сложность вызывают стыковые соединения конструкций из КМ. Но малая масса и большая надежность подобных конструкций позволят широко их применять в дальнейшем. В настоящее время проводятся опытные работы по внедрению КМ в самолето- и двигателестроении. Отдельные конструктивные

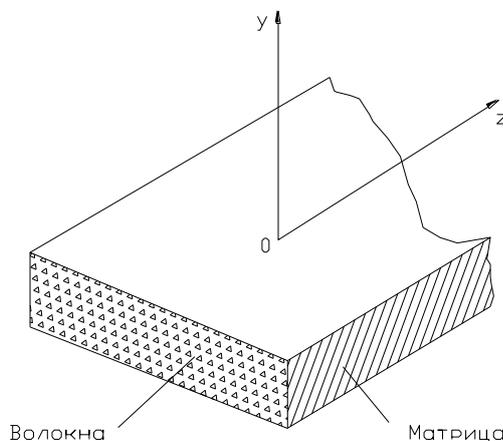


Рис. 4.3. Образец из композиционных материалов.

элементы из КМ уже используются на некоторых отечественных и зарубежных самолетах.

Ключевые слова и выражения

Нагружение и деформация материала, коэффициент удельной прочности, растяжение, сжатие, изгиб, сдвиг, модуль упругости, характеристики прочности и пластичности, усталостная прочность, скорость распространения и развития трещин, ползучесть, циклическое нагружение, ограничения по допускаемой толщине обшивки, малонагруженные элементы, композиционные материалы, технологичность конструкции.

Контрольные вопросы.

1. Какие факторы необходимо учитывать при выборе материала конструкции?
2. Что является критерием способности элемента конструкции работать на данный вид нагружения?
3. Перечислите различные виды коэффициента удельной прочности при различных видах нагружения.
4. Какие ограничения необходимо учитывать при выборе материала?
5. Что необходимо учитывать при выборе материала для малонагруженных элементов?
6. Назовите материалы, используемые в современных самолетах.
7. Что такое композиционный материал?
8. От чего зависят механические свойства композиционных материалов?
9. В чем преимущества композиционных материалов?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр. 12-14.

Лекция №5.

тема: Проектирование деталей, изготавливаемых разными технологическими способами.

План.

- § 5.1. Холодная штамповка.
- § 5.2. Горячая штамповка.
- § 5.3. Литье.
- § 5.4. Механическая обработка.

Тип заготовки, из которой изготавливается деталь, во многом определяет специфику ее проектирования и оформления чертежа.

§ 5.1. Проектирование деталей, изготавливаемых холодной штамповкой

Холодная штамповка широко применяется для изготовления деталей из листового материала. Это в основном элементы каркаса самолета – нервюры, стенки, шпангоуты, накладки и др. В процессе штамповки из штампуемого материала образуются отгибы борта – для соединения со смежными деталями, отбортовки для повышения устойчивости, рифтовки, глухие отбортовки и т. д.

При проектировании деталей, изготавливаемых холодной штамповкой, рекомендуется:

1) проектировать борта только с открытыми или нулевыми малками. Борты шпангоутов фюзеляжа (рис.5.1, *а*) для цилиндрической части должны проектироваться с нулевой малкой, а для конической части – с открытой малкой, закрытая малка усложняет штамповку шпангоута, установку и клепку. Нервюры крыла (рис.5.1, *б*) необходимо также изготавливать только с открытой малкой;

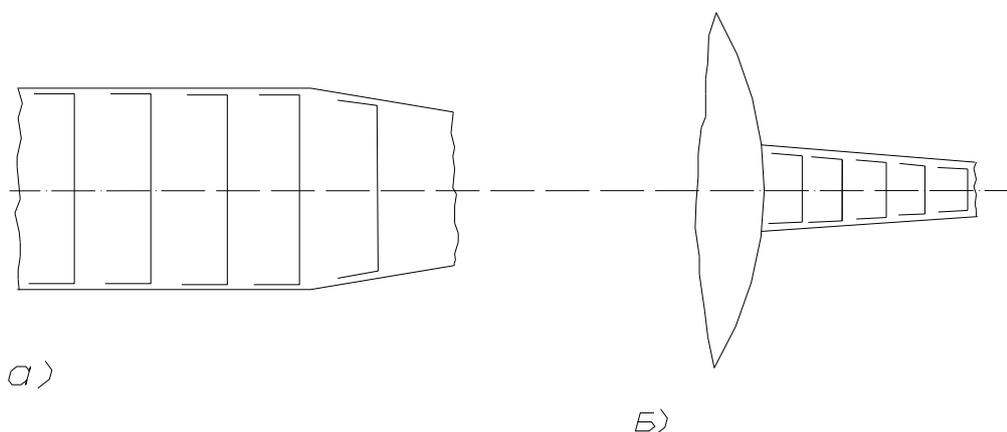


Рис. 5.1. Шпангоуты (*а*) и нервюры (*б*) с положительной малкой.

2) формы и размеры рифтов и зиговок выбирать по нормальям. Вырезы для продольного набора (под стрингеры) выполняют по стандартам в соответствии с формой сечения стрингера. Например, для бульбоуголка возможен вырез с язычком и без язычка (рис. 5.2);

3) направление выштамповки отбортовок (рис. 5.3) должно совпадать с

направлением гибки бортов;

4) форму и глубину подсечек (рис. 5.4) выполнять по стандартам;

5) размеры перемычек между отверстиями, радиусыгиба, высоты бортовгиба, радиусы закругления брать по технологическим справочникам (рис. 5.5)

б) при подштамповке деталей из прессованных профилей скосы на полках профилей выполнять только по прямой (рис. 5.6). Углы скоса α следует брать равными $45^\circ; 50^\circ; 75^\circ$; $h = \delta + r + 2$.

Малковку прессованных профилей (рис. 5.7) проводят в соответствии с нормами. Наименьшие радиусыгиба деталей из прессованных профилей (рис. 5.8) полкой внутрь принимаются при $R \geq 6H$ и полкой наружу – при $R \geq 5H$. Не рекомендуется гнуть профиль стенкой наружу (см. рис. 5.8, в).

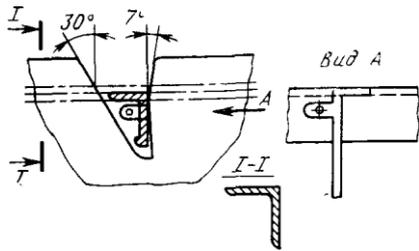


Рис. 5.2. Оформление выреза под стрингер

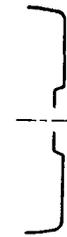


Рис. 5.3. Выполнение отбортовки

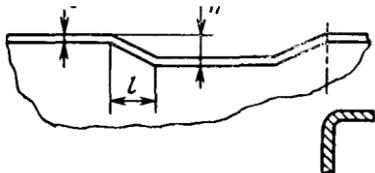


Рис. 5.4. Выполнение подсечек

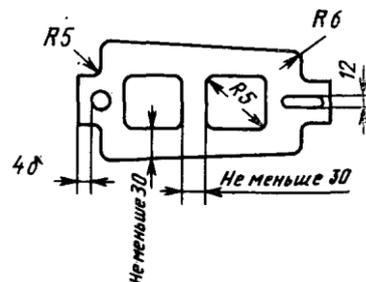


Рис. 5.5. Размеры перемычек между отверстиями, радиусыгиба

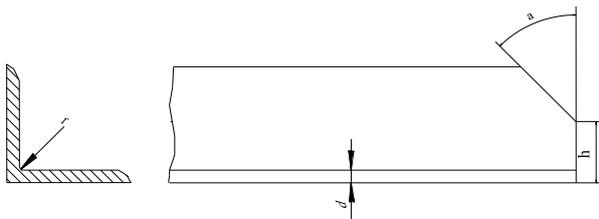


Рис. 5.6. Скосы на полках профилей.

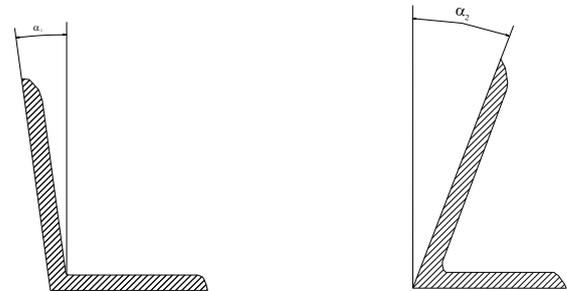


Рис. 5.7. Малковка прессованных профилей.

Проектирование деталей, изготовляемых горячей штамповкой

Себестоимость горячей штамповки из-за сложности оснастки и оборудования значительно больше себестоимости литья. Поэтому ее выгодно применять для деталей, на которых подавляющее большинство поверхностей можно оставлять необработанными. При проектировании горячештампованных деталей необходимо:

1) стремиться к простоте геометрических форм и плавности перехода от одного сечения к другому;

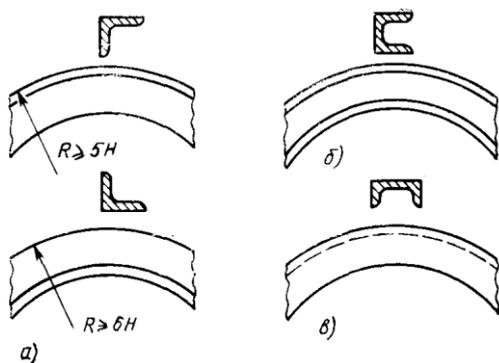


Рис.5.8. Радиусыгиба деталей из прессованных профилей.

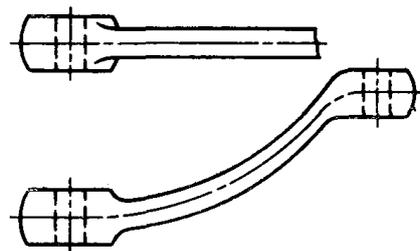


Рис 5.9. Положение линии разреза штампа

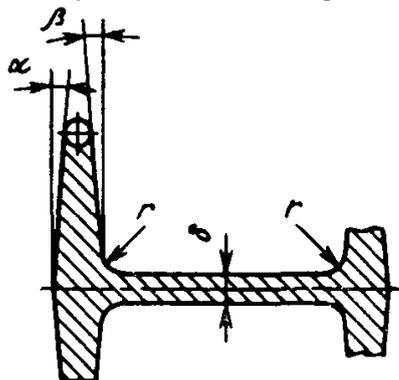


Рис. 5.10. Внешние и внутренние уклоны на штампованных деталях

- 2) проектировать детали так, чтобы из одной заготовки получать одновременно и правую, и левую деталь;
- 3) делать детали симметричными;
- 4) по возможности обеспечивать линию разреза штампа в одной плоскости (рис. 5.9);

5) назначать штамповочные уклоны в соответствии с применяемым материалом и размерами детали (величины уклонов следует брать по таблицам из технологических справочников); учитывать, что внешние уклоны α всегда меньше внутренних β (рис. 5.10). В среднем $\alpha = 5 \dots 7^\circ$, $\beta = 7 \dots 10^\circ$;

б) соблюдать требуемые толщины полотна δ и высоты ребер. Для крупногабаритных деталей технологичнее, когда ребра расположены с одной стороны полотна, а вторая сторона гладкая, так как такая деталь обладает меньшей массой. Двухсторонние ребристые детали с двутавровыми и швеллерными сечениями менее технологичны, чем детали с крестообразными тавровыми сечениями (рис. 5.11). Следует избегать переменных по толщине ребер, так как это удорожает изготовление штампов;

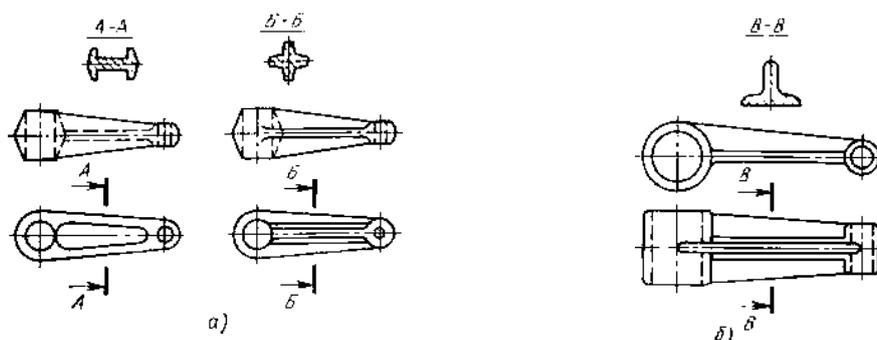


Рис. 5.11. Возможные сечения штампованных деталей: а – симметричное; б – несимметричное

7) при переменной высоте ребра и переменном расстоянии между ребрами следует применять переменный радиус сопряжения ребер с полотном (рис. 5.12);

8) шероховатость поверхности деталей из цветных металлов после штамповки $Rz = 40 \dots 80$. Шероховатость поверхности стальных деталей хуже из-за появления на поверхности окалины;

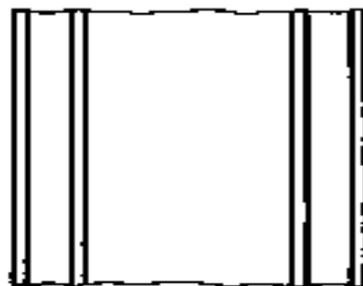
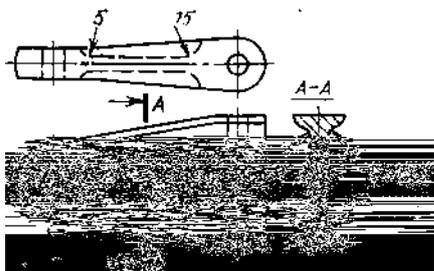


Рис. 5.12. Деталь с переменной высотой ребра. Рис. 5.13. Оформление чертежа горячештампованной детали.

9) при оформлении чертежей горячештампованных деталей следует вычерчивать необрабатываемые поверхности, расположенные перпендикулярно плоскости разреза, со штамповочными уклонами; штамповочные уклоны в плане изображать двумя линиями (5.13); размеры детали проставлять от баз, принятых для механической обработки; не указывать размеры цепочкой; на толщину стенок и перемычек указывать допустимые отрицательные отклонения; размеры толщин ребер определять для ребра, заканчивающегося радиусом – диаметром его вершины. Если вершина ребра имеет два радиуса, то толщину ребра определять расстоянием между точками пересечения боковой грани и вершины ребра; при определении расстояний между центрами отверстий указывать допустимые отклонения.

§ 5.3. Проектирование деталей, изготавливаемых литьем

Методом литья рекомендуется изготавливать детали со сложными криволинейными поверхностями, плоскостями и выступами, расположенными произвольно, при минимальном количестве обрабатываемых поверхностей. Это особенно важно при изготовлении деталей из сверхпрочных сплавов, с трудом поддающихся обработке резанием.

Особенностями литых деталей являются: однородные механические свойства во всех направлениях, повышенная жаростойкость, высокая точность и малая шероховатость поверхности ($Rz20$, $Rz40$), высокая жесткость благодаря монолитности детали. Недостатками литых деталей из цветных сплавов являются пониженные механические свойства, но этот недостаток несколько компенсируется лучшим конструктивным оформлением сечения, позволяющим получить большой момент инерции.

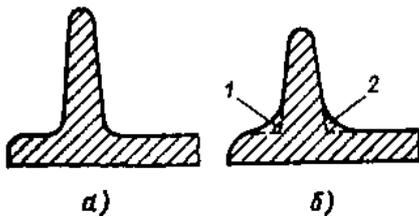


Рис. 5.14. Сечение литой детали:
а – без рыхлот; б – с рыхлотами

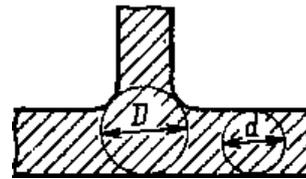


Рис. 5.15. Применение правила вписанных окружностей при выборе радиусов сопряжения стенок и ребер

При выпуске чертежей на литые детали необходимо учитывать применяемый способ литья и в соответствии с этим проставлять на деталях требуемые радиусы закруглений и литейные уклоны. Способы литья выбирают по технологическим справочникам в зависимости от материалов, размеров и конфигурации заготовок, с учетом требуемой шероховатости поверхности. Наименьшую шероховатость поверхности можно получить литьем под давлением тонкостенных деталей ($\delta=2,5 \dots 3$ мм) из цветных металлов сложной конфигурации. При проектировании литых деталей надо выдерживать необходимые литейные уклоны (для облегчения извлечения детали из формы); радиусы закруглений и уклоны зависят от способа литья и приводятся в технологических справочниках.

Прочность литых деталей из легированной стали почти не отличается от прочности вдоль волокон деталей из деформируемой стали, но они менее пластичны (малое относительное удлинение ϵ , поперечное сужение и ударная вязкость).

Наименьшую шероховатость поверхности можно получить литьем под давлением тонкостенных деталей ($s = 2,5 \dots 3$ мм) из цветных металлов сложной конфигурации. При проектировании литых деталей надо выдерживать необходимые литейные уклоны (для облегчения извлечения детали из формы); радиусы закруглений и уклоны зависят от способа литья и приводятся в технологических справочниках.

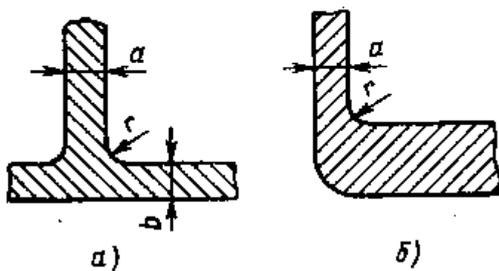


Рис. 5.16. Выбор радиусов при сопряжении стенок или ребер

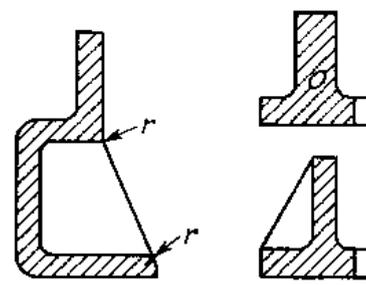


Рис. 5.17. Расположение ребер в литых деталях

Необходимо учитывать, что очень малые радиусы перехода приводят к концентрации напряжений и появлению трещин, чрезмерно большие – к образованию массивов с усадочными дефектами в виде рыхлот (рис. 14, б точки / и 2) и усадочных раковин. Рекомендуются следующие минимальные радиусы

для литья: под давлением – 0,3 мм; по выплавляемым моделям – 0,25 мм; в песчаные формы, в кокиль и оболочковые формы – 3 мм. Для выбора радиусов сопряжения стенок и ребер следует пользоваться правилом вписанных окружностей (рис. 5.15). Отношение D/d должно быть не менее 1,3 при заданной толщине сопрягаемых стенок. При сопряжении стенок толщиной до 10 мм рекомендуется брать $r=(a+b)/3$ (рис.5.16, а). При сопряжении стенок или ребер толщиной до 6 мм с массивом (рис.5.16, б) радиус должен быть равен толщине тонкого элемента a ; во избежание сосредоточения массы материала, приводящего к появлению рыхлот и раковин, желательнее убирать лишний материал, усиливая конструкцию ребрами (рис. 5.17). Подрезка ребер при дальнейшей механической обработке недопустима. Вообще следует стремиться к минимуму механической обработке, например, на кронштейне с этой целью в месте основания предусмотрены бобышки.

§ 5.4. Проектирование деталей, изготавливаемых механической обработкой.

Механической обработкой – обработкой резанием – изготавливаются детали, требующие высокой точности и малой шероховатости поверхности. Механическая обработка применяется также после штамповки, литья, сварки для повышения точности размеров сопрягаемых поверхностей деталей. Так как процесс механической обработки очень неэкономичен из-за больших потерь металла в стружку, то необходимо выбирать такую конфигурацию детали, чтобы для ее изготовления из заготовки требовалась минимальная обработка.

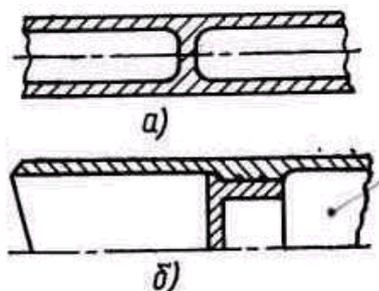


Рис. 5.18. Изготовление доньшка штока:

а – нецелесообразное; б – целесообразное.

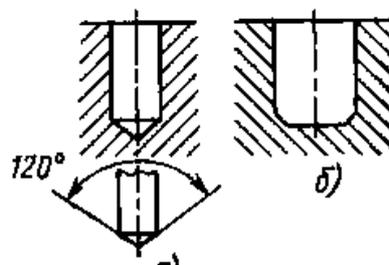


Рис. 5.19. Изображение на чертеже отверстий, выполняемых: а – сверлом; б – зенкером.

При проектировании деталей, подлежащих механической обработке, необходимо соблюдать следующие правила:

1) выбирать заготовку для детали таким образом, чтобы в стружку уходило минимальное количество металла. Например, шток амортизатора можно точить из круглой болванки (рис. 5.18, а), образуя при этом доньшко штока с двух установов, или можно в качестве заготовки взять толстостенную трубу, обработать ее, а доньшко сделать вставным (рис. 5.18, б). Во втором случае экономия материала будет значительной;

2) конструктор должен знать, каким инструментом выполняется то или иное отверстие, и соответствующим образом оформить его на чертеже (рис.

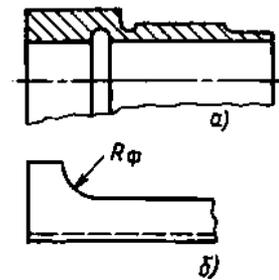
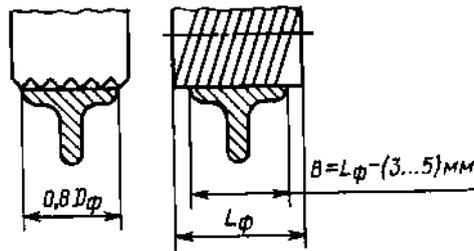


Рис. 5.21. Проточки для выхода резца (а) или фрезы (б)

5.19);

3) если плоскость должна быть фрезерована, то надо знать стандартные размеры фрез. При торцевом фрезеровании ширина обрабатываемой поверхности B (рис. 5.20) должна быть равна $0,8D_{\phi}$. При цилиндрическом фрезеровании ширина должна быть на 3 ... 5 мм меньше длины фрезы;

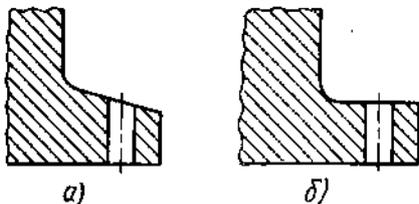


Рис. 5.22. Отверстия в деталях: а – нетехнологичное; б – технологичное

4) при расточке и фрезеровании следует предусматривать проточки для выхода резца, фрезы или шлифовального круга (рис. 5.21);

5) необходимо избегать сверления под острым углом (рис. 5.22), отверстия в деталях стремиться выполнять сквозными;

6) следует избегать обработки по контуру (ушей, проушин и т. д.), так называемую обкатку, проушины изготавливать из тел вращения;

7) стараться выполнять ступенчатые отверстия так, чтобы возможна была их обработка с одного установа;

8) избегать одновременной посадки по двум плоскостям, так как это затрудняет сборку, предусматривать для ступенчатых сочленений только одну сопрягаемую поверхность;

9) по возможности сокращать длину обрабатываемых поверхностей (рис. 5.23);

10) при выполнении наружных резьбовых соединений следует предусматривать фаску под углом 45° для предохранения резьбы от повреждения при вворачивании. На внутренних резьбовых соединениях предусматривать фаски для облегчения захода при свинчивании. Шлифуемый диаметр должен быть больше диаметра резьбы.

Рис. 5.20. Учет стандартного размера фрез при оформлении чертежа

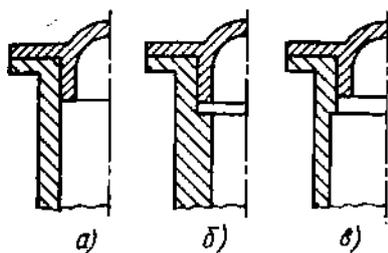


Рис. 5.23. Способы сокращения длины обрабатываемых поверхностей

Ключевые слова и выражения.

Холодная штамповка, малка, горячая штамповка, штамповочный уклон, шероховатость, литье, литейный уклон, радиус перехода, механическая

обработка, оптимизация заготовки.

Контрольные вопросы.

11. Применение холодной штамповки.
12. Каким рекомендациям необходимо следовать при холодной штамповке?
13. Применение горячей штамповки.
14. Каким рекомендациям необходимо следовать при горячей штамповке?
15. Какие детали изготавливаются литьем?
16. Преимущества и недостатки литых деталей?
17. Каким рекомендациям необходимо следовать при литье?
18. Какие детали изготавливаются механической обработкой?
19. Каким рекомендациям необходимо следовать при механической обработке?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 29-37.

ТЕМА 2 «Способы обеспечения прочности при минимальной массе конструкции»

Лекция №6.

тема: Основные принципы рационального проектирования элементов конструкции.

План.

§ 6.1. Принципы рационального проектирования.

§ 6.2. Технологические методы.

§ 6.1. Принципы рационального проектирования.

Для того чтобы рационально спроектировать тот или иной элемент конструкции, необходимо четко представлять себе его место в общей конструктивно-силовой схеме и долю участия в работе конструкции, т. е. от



какого элемента он воспринимает и на какой передает заданную нагрузку.

Существует ряд положений, обязательных при проектировании наивыгоднейших конструкций и не меняющихся с течением времени (своего рода таблица умножения проектирования).

Рис. 6.1. Передача силы кратчайшим путем

Рис. 6.2. Сочленение элементов узла: а – неправильное; б – правильное

1. Чтобы конструкция имела наименьшую массу, необходимо при проектировании предусмотреть передачу силы по кратчайшему пути и, по возможности, по прямой.

В качестве примера рассмотрим передачу силы из точки A в точку B (рис. 6.1). При использовании для передачи силы стержня AB , работающего на растяжение, мы получаем конструкцию минимальной массы (см. рис. 6.1, а). В конструкции, представленной на рис. 6.1, б, из-за помехи появляется дополнительный элемент DC , работающий на изгиб. Масса этой конструкции будет больше. Это объясняется тем, что при растяжении и чистом сжатии эпюра нормальных напряжений по сечению равномерная и стержень работает с полной загрузкой до σ_B . При изгибе наибольшие напряжения испытывают крайние волокна, наиболее удаленные от нейтральной оси. Все остальные элементы сечения недогружены, в результате масса конструкции получается больше.

Характерным примером неправильного конструктивного решения является

узел фермы, показанный на рис. 6.2, *а*. Силы, направленные по оси стержней фермы, будут уравниваться в случае пересечения их в точке *O* (рис. 6.2, *б*). При наличии эксцентриситета *a* на пояс фермы дополнительно действует изгибающий момент, который может вызывать его преждевременное разрушение. Особенно сильно такое конструктивное решение понизит сопротивление усталости пояса фермы. В зоне действия дополнительного момента конструкция может преждевременно разрушаться при работе на повторные нагрузки. При передаче силы необходимо стремиться к тому, чтобы большинство длинных элементов работало на растяжение, а коротких – на сжатие.

На рис. 6.3, *а*, *б* показаны две фермы. В первом варианте на сжатие работают короткие стержни-стойки, длинные раскосы работают на растяжение. Во втором варианте на сжатие работают длинные стержни-раскосы. Так как при сжатии стержень может потерять устойчивость при $\sigma_{кр} < \sigma_{в}$, то чем длиннее стержень, тем меньше его критическое напряжение, т.е. тем большим должно быть его сечение для увеличения радиуса инерции $i = \sqrt{J/F}$, где J – момент инерции сечения; F – площадь сечения, а следовательно, тем больше будет масса конструкции.

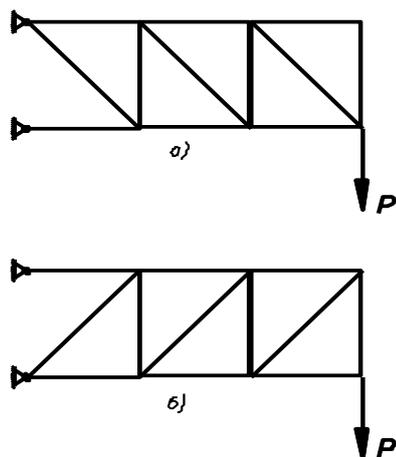


Рис.6.3. Варианты расстановки раскосов в ферме: *а* – раскос работает на растяжение; *б* – раскос работает на сжатие

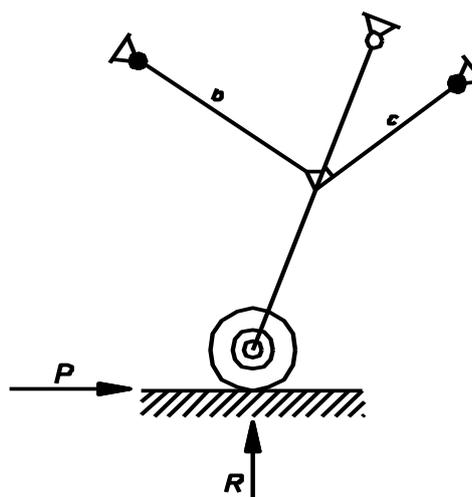


Рис.6.4. Стойка с подкосом, служащим для восприятия осевых усилий.

В качестве второго примера можно рассмотреть показанную на рис. 6.4 стойку шасси с подкосом. Если подкос поставлен в направлении *b*, он работает на растяжение, если в направлении *c* – на продольный изгиб. Очевидно, что в первом случае масса подкоса будет меньше.

2. Для уменьшения массы при проектировании конструкции надо стремиться к равнопрочности. Правильно спроектированная деталь (узел) должна разрушаться по всем сечениям при достижении действующей силой разрушающего значения. Например, у кронштейна (рис. 6.5) при достижении силой P значения P_p должны одновременно срезаться все болты, разорваться проушины по сечениям *A – A*, *B – B* и т.д.

3. При проектировании конструкции необходимо стремиться к равномерному предельному нагружению материала в сечении. Например, сечение элемента, работающего на поперечный изгиб (рис. 6.6), необходимо выполнять с максимальным удалением массы материала от нейтральной оси.

4. При проектировании конструкций необходимо стремиться к тому, чтобы все детали были работающими, чтобы по возможности каждая деталь выполняла как можно больше функций. Необходимо использовать все свободные объемы. Например, кессон крыла на большинстве пассажирских самолетов используется одновременно как бак для топлива. В данном случае мы имеем двойное уменьшение массы, как из-за отсутствия дополнительного бака, так и благодаря разгрузке крыла весом горючего. Герметические кабины на большинстве самолетов являются одновременно элементом фюзеляжа, работающим на все его нагрузки. Вставные кабины, работающие только на перепад давлений, значительно увеличивают массу самолета. Силовой шпангоут крепления узла кия обычно стремятся использовать также для крепления узлов или оси стабилизатора; это также позволяет уменьшить массу.

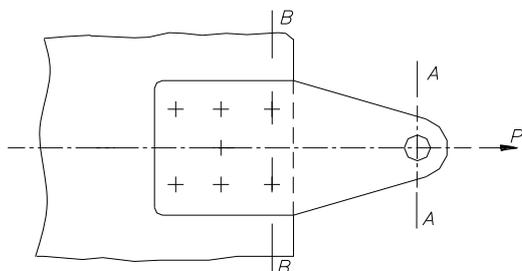


Рис. 6.5. Равнопрочный кронштейн.

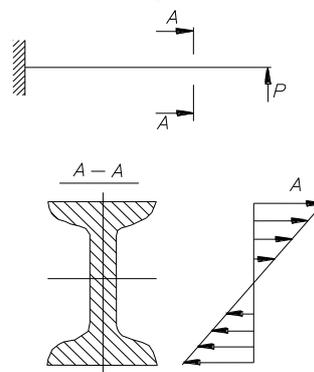


Рис. 6.6. Напряжения, возникающие в балке, работающей на изгиб.

§ 6.2. Технологические методы

При проектировании конструкции необходимо всегда четко представлять себе способ ее изготовления, стремясь к использованию наиболее технологичных методов:

- применять простейшие заготовки;
- назначать минимальную чистоту обработки, необходимую для функционирования конструкции;
- уменьшать число деталей;
- не назначать чрезмерную точность изготовления там, где она не требуется по условиям работы конструкции, это значительно снизит стоимость производства.

Ключевые слова и выражения.

Конструктивно-силовая схема, оптимальная конструкция, конструкция минимальной массы, неправильное конструктивное решение, передача силы, равно прочность, равномерное предельное нагружение материала, загруженность деталей, технологичность конструкции.

Контрольные вопросы.

1. Что необходимо знать для рационального проектирования элементов конструкции?
2. Перечислите ряд обязательных положений для рационального проектирования.
3. Приведите примеры рациональной и нерациональной передачи силы.
4. Приведите примеры равнопрочности элементов конструкции.
5. Приведите примеры рационального нагружения элементов конструкции.
6. Назовите наиболее технологичные методы при проектировании конструкции.

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 16-19.

Лекция №7

тема: Выбор формы сечения элементов конструкции при различных нагрузениях.

План.

- § 7.1. Выбор формы сечения при растяжении и сжатии.
- § 7.2. Выбор формы сечения при изгибе.
- § 7.3. Выбор формы сечения при кручении.
- § 7.4. Выбор формы сечений элементов двухпоясной балки.

В самолетостроении сечения элементов конструкции подбирают по разрушающим нагрузкам и по разрушающим напряжениям. Для отдельных элементов конструкции, работающих на растяжение, за разрушающие принимают меньшие напряжения с учетом работы на усталость. Для элементов, работающих на сжатие с потерей устойчивости, за разрушающее принимается критическое напряжение. Рассмотрим основные пути обеспечения прочности при наименьшей массе конструкции.

§ 7.1. Выбор формы сечения при растяжении и сжатии

Выбрав рациональную форму сечений элементов конструкции, можно добиться уменьшения ее массы, не снижая прочности. При выборе формы сечения надо стремиться к тому, чтобы материал был сосредоточен в более напряженных зонах.

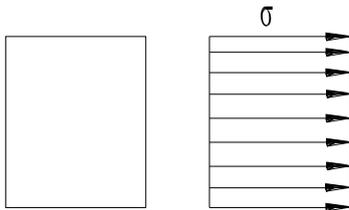


Рис. 7.1. Напряжения, возникающие в балке, работающей на сжатие и растяжение.

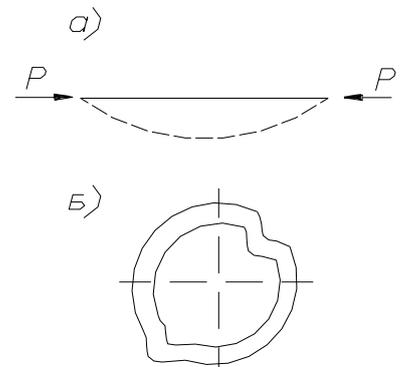


Рис. 7.2. Общая (а) и местная (б) потеря устойчивости трубой.

При растяжении и чистом сжатии (без потери устойчивости) элемента целесообразно применять симметричное сплошное сечение (рис. 7.1), поскольку напряжения равномерно распределены по всей его высоте. При выборе формы сечений стержневых систем, работающих на растяжение и сжатие, как правило, определяющим является напряжение, при котором происходит потеря устойчивости. Возможна общая (рис. 7.2, а) и местная (рис. 7.2, б) потеря устойчивости. При местной потере устойчивости ось остается прямой, но на поверхности появляются вмятины и складки. При общей потере устойчивости в пределах применимости формулы Эйлера критическая сила и критическое напряжение определяются выражениями

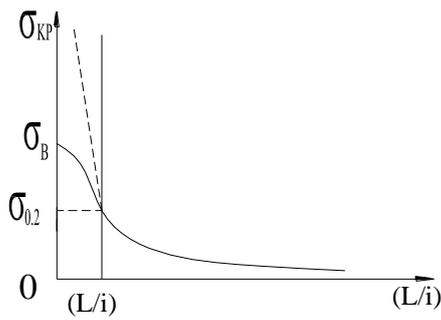


Рис. 7.3. Кривая Эйлера.

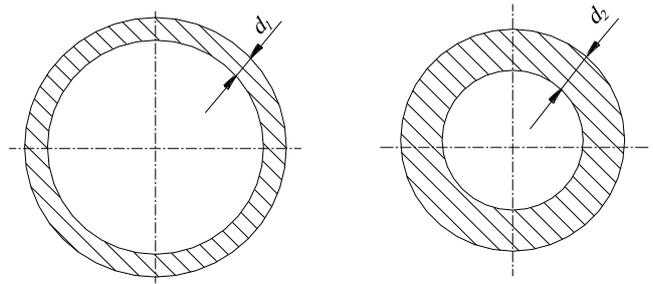


Рис. 7.4. Трубы с одинаковой площадью сечения, но различными моментами инерции.

$$P_{кр} = \frac{c\pi^2 EJ}{L^2}; \quad \sigma_{кр} = \frac{c\pi^2 E}{(L/i)^2}, \quad (7.1)$$

где c – коэффициент заделки; L – длина стержня; L/i – гибкость; F – площадь сечения.

Зависимость критического напряжения от гибкости приведена на рис. 7.3. Значение $(L/i)_{\text{опт}}$ характеризует предел применимости формулы Эйлера. При гибкостях меньше $(L/i)_{\text{опт}}$ материал начинает течь, и $\sigma_{кр}$ можно определить только по эмпирическим формулам. Форму сечения элементов конструкции равной длины, работающих на сжатие, выбирают в зависимости от момента инерции сечения. Так, моменты инерции сечений труб одинаковой длины, имеющих равные площади сечений, но разные диаметры и толщину стенки (рис. 7.4) различны (момент инерции сечения первой трубы будет больше, чем у второй; следовательно, $\sigma_{кр1} > \sigma_{кр2}$). Поэтому для увеличения $\sigma_{кр}$ надо по возможности увеличивать диаметр, уменьшая толщину трубы δ , но это

$$\sigma_{кр.м} = \frac{0,9kE}{(d/\delta)^2}, \quad (7.2)$$

возможно только до определенного предела, так как в тонкой оболочке может возникнуть местная потеря устойчивости с критическим напряжением где k – коэффициент, зависящий от формы и геометрии сечения, определяется по справочникам; d – диаметр трубы (для профиля длина элемента); δ – толщина элемента.

§ 7.2. Выбор формы сечения при изгибе

Учитывая общую и местную потери устойчивости, размеры сечения выбирают из условия $\sigma_{кр} = \sigma_{кр.м}$ при этом получают конструкцию наименьшей массы. Как правило, сечения труб и профилей, работающих на продольный изгиб, рекомендуется подбирать по графикам, приведенным в справочниках по расчету самолета на прочность.

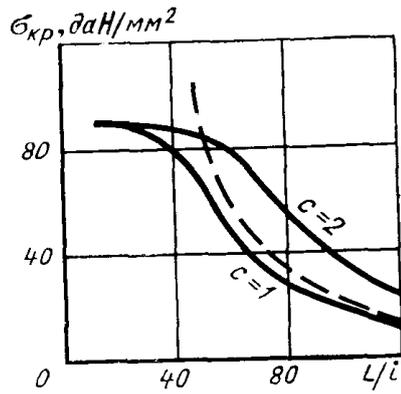


Рис. 7.5.

Рис. 2.11. Зависимость критических напряжений от гибкости:
 --- кривая Эйлера

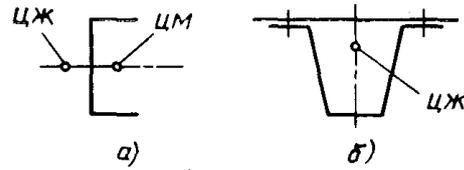


Рис. 2.12. Местоположение центра жесткости в открытом профиле (а) и стержне повышенной устойчивости на сжатие (б)

Рис. 7.6.

На графиках приводятся зависимости $\sigma_{кр} = f(L/i)$ с учетом общей и местной потери устойчивости, формы сечения, способа закрепления элемента и его материала. Примерный вид графика для трубы из ЗОХГСА с $\sigma_B = 100$ даН/мм² и $\sigma_{0,2} = 80$ даН/мм² приведен на рис. 7.5. Для повышения местной устойчивости элемента применяют гофрированные, отбортованные и рифтованные конструкции. У стержней, центр жесткости (ЦЖ) которых не лежит на линии центров масс (ЦМ) сечений (по которой направлена действующая сила), помимо выпучивания наблюдается закручивание стержня. Это относится к открытым профилям типа швеллера и уголка (рис. 7.6, а). Критическое напряжение при этом значительно снижается. Его значение определяется эмпирической формулой

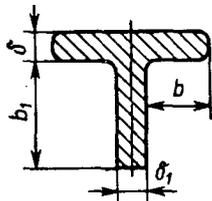


Рис. 7.7. Представление профиля в виде отдельных пластин.

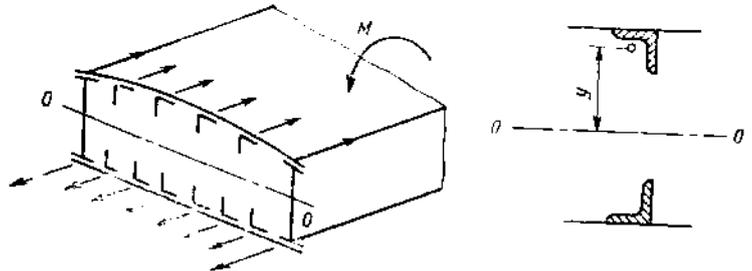


Рис. 7.8. Осевые нагрузки, действующие на стрингер.

Для повышения $\sigma_{кр}$ применяют стержни с замкнутым контуром (рис. 7.6, б). Для этого открытый профиль приклепывают к обшивке.

$$\sigma'_{кр} = \sigma_B \frac{1 + \nu}{1 + \nu + \nu^2},$$

$$\text{где } \nu = \frac{\sigma_B}{\sigma_{кр}}; \sigma_{кр} = \frac{c\pi^2 E}{(L/i)^2}.$$

(7.3)

При определении критического напряжения местной потери устойчивости открытого профиля элементы, из которых он состоит, схематично представляют в виде отдельных пластин (рис. 7.7), имеющих соответствующее опирание кромок и нагруженных сжимающими силами. Так, для приведенного на рисунке таврового профиля определяют местную устойчивость ножки $\sigma_{кр.н} = \frac{0,9kE}{(b_1/\delta_1)^2}$ и полки $\sigma_{кр.п} = \frac{0,9kE}{(b/\delta)^2}$. При определении коэффициента k считают, что пластина имеет одностороннюю заделку. При выборе оптимальных форм

сечений стержневых элементов, применяемых в самолетостроении, необходимо также учитывать способ их соединения с соседними элементами. Некоторые элементы имеют шарнирную связь. К ним относятся тяги управления, раскосы стойки и пояса ферм, подкосы шасси, тяги подвески двигателя и др. Работают эти элементы на чисто осевые нагрузки и определяющей при выборе их конфигурации является потеря устойчивости. Оптимальными для них являются симметричные замкнутые сечения, как правило, в виде труб с максимальным диаметром и минимальной толщиной, определяемой из условия местной потери устойчивости. Другой вариант – стержневые системы, включенные по всей длине в работу конструкции. К таким элементам, в первую очередь, относятся стрингеры, подкрепляющие обшивки агрегатов. Форму сечения стрингеров определяют из условия работы на сжатие всей панели, осевые сжимающие нагрузки в которой являются следствием поперечного изгиба агрегата (рис. 7.8). Как уже говорилось в предыдущих лекциях, при поперечном изгибе надо стремиться к максимальному удалению основной массы материала от нейтральной оси. Поэтому для стрингеров наиболее целесообразны тавровые, уголкового и другие виды сечений, основная масса которых расположена в зоне наибольших напряжений.

§ 7.3. Выбор формы сечения при кручении.

Для элементов конструкции, работающих на кручение, наиболее оптимален замкнутый контур. Для тонкостенных конструкций, чаще всего применяемых в самолетостроении, напряжения сдвига и распределенные касательные усилия при кручении определяются выражениями

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{2\omega\delta} ; q_{кр} = \frac{M_{кр}}{2\omega} , \quad (7.4)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент; δ – толщина контура; ω – площадь, ограниченная средней линией контура (рис. 7.9).

Как видно из формулы, для уменьшения действующих напряжений надо увеличивать площадь контура. Толщину обшивки δ выбирают с учетом возможности местной потери устойчивости. Таким же образом нагружены обшивки всех основных агрегатов самолета.

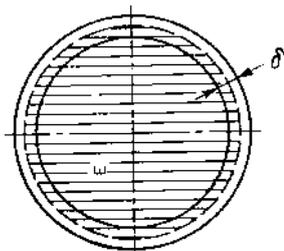


Рис. 7.9. Замкнутый контур, работающий на кручение.

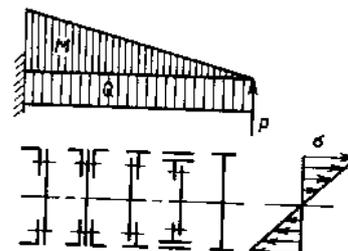


Рис. 7.10. Оптимальные формы двухпоясной балки работающей на изгиб.

Наименьшая масса обшивок, работающих только на кручение, всегда

будет при наибольших величинах площади, ограниченной контуром сечения агрегата.

§ 7.4. Выбор формы сечений элементов двухпоясной балки.

Масса элементов конструкции, работающих на поперечный изгиб в своей плоскости, минимальна при удалении основного материала сечения подальше от нейтральной оси – в зоне максимальных напряжений. Типовые сечения, целесообразные при работе на изгиб, приведены на рис. 7.11.

В основном конструкции минимальной массы, работающие на изгиб, представляют собой двухпоясные плоские тонкостенные балки. Эти балки могут быть составными – состоящими из поясов, склепанных с тонкой стенкой, и цельноштампованными двутаврового сечения.

Рассмотрим работу такой балки на нормальные и касательные напряжения (рис. 7.12). Обозначим через H_{cp} расстояние между центрами масс площадей поясов балки. Построим эпюру нормальных напряжений и эпюру распределенных сил на единицу высоты сечения $P_i = \sigma_i b_i$, где σ_i – напряжение в данном волокне; b_i – текущая ширина, равная b для пояса и δ для стенки. Эпюра распределенных сил P_i показывает, что в двухпоясной балке на нормальные силы практически работают только пояса. Это объясняется пренебрежимо малым значением момента инерции стенки. Для определения усилий по поясам запишем

$$\sigma = \frac{My}{J}; J = 2 \frac{bh^3}{12} + 2bh \left(\frac{H_{cp}}{2} \right)^2.$$

Моментом инерции стенки пренебрегаем. Тогда

$$\sigma = \frac{M \frac{H_{cp}}{2}}{2bh \left[\frac{h^2}{12} + \left(\frac{H_{cp}}{2} \right)^2 \right]}.$$

Так как $h^2/12$ много меньше $(H_{cp}/2)^2$, то для проектировочных расчетов этим членом в знаменателе можно пренебречь и записать

$$\sigma = \frac{M \frac{H_{cp}}{2}}{2bh \left[\frac{h^2}{12} + \left(\frac{H_{cp}}{2} \right)^2 \right]} = \frac{M}{H_{cp}bh} = \frac{M}{H_{cp}F_{п}}. \quad (7.5)$$

Отсюда потребная площадь пояса будет

$$F_{п} = \frac{M}{H_{cp}\sigma_{в}} = \frac{P}{\sigma_{в}}, \quad (7.6)$$

где $P = M/H_{cp}$ – осевая сила, действующая по поясу.

Полученное выражение тем точнее, чем меньше строительная высота пояса h , так как при этом меньше сказывается неравномерность распределения напряжений по высоте.

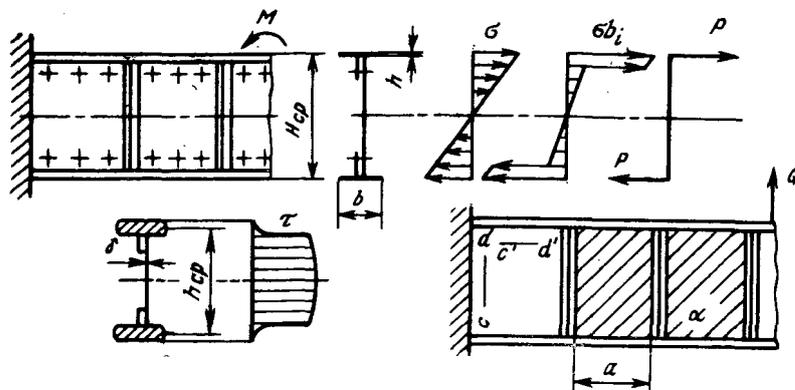


Рис. 7.11. Нагружение элементов двухпоясной балки при изгибе и срезе

При выборе сечения поясов необходимо учитывать работу одного из них на сжатие. Поэтому при выборе соотношения ширины и высоты пояса надо учитывать возможность местной потери устойчивости лапкой пояса. Желательно подобрать такое соотношение b/h , при котором $\sigma_{кр.м} = \sigma_v$ (при условии, что пояс не теряет общей устойчивости).

Рассмотрим восприятие двухпоясной балкой перерезывающей силы. Запишем выражение для касательных напряжений в элементах балки

$$\tau = \frac{QS}{Jb},$$

где Q – перерезывающая сила, действующая в сечении; S – статический момент отсеченной площади, находящейся выше элемента, для которого определяется напряжение; b – ширина элемента.

Построим эпюру касательных напряжений по сечению балки (см. рис. 7.11). Так как в выражении для τ величина $Q/J = \text{const.}$ то касательные напряжения будут зависеть только от S/b . Ширина пояса во много раз превышает толщину стенки, поэтому значение касательных напряжений, возникающих в поясе, пренебрежимо мало. Отсюда можно принять, что касательные напряжения передаются только стенкой. Криволинейность эпюры τ зависит от степени нарастания статического момента S . Так как статический момент пояса, равный $S_n = F_n \frac{H_{cp}}{2}$, намного превышает момент от отсеченной части стенки, то криволинейность эпюры весьма незначительна, и ею при проектировочных расчётах можно пренебречь, приняв

где $\delta_{ст}$ – толщина стенки.

При работе на сдвиг стенка может разрушиться от чистого среза по линиям cd или $c'd'$ (см. рис. 7.11) или потерять устойчивость при напряжениях

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

$$\text{где } \nu = \tau_B / \tau_3; \tau_3 = \frac{0,9kE}{(b/\delta_{ст})^2}; k = 5,6 + \frac{3,8}{(a/b)^2}. \quad (7.8)$$

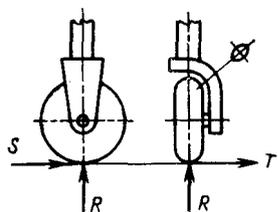
При потере устойчивости возникают растягивающие напряжения по стенке вдоль волны, возникающей при потере устойчивости

$$\sigma_{ст} = 2\tau \left(1 - \frac{\tau_{кр}}{\tau} \right). \quad (7.9)$$

Эти напряжения догружают пояса балки поперечной нагрузкой. При этом сжатый пояс начинает работать на продольно-поперечный изгиб, что нежелательно. Целесообразнее не допускать потерю устойчивости стенкой, приняв за ее разрушающие напряжения критические, т. е. считать, что $\tau_{ст} < \tau_{кр}$.

§ 7.5. Выбор формы сечений элементов работающих на изгиб в двух плоскостях.

Для элементов конструкций, работающих на изгиб в двух плоскостях, срез



$$\tau = \frac{Q}{H_{ср} \delta_{ст}}; \delta_{ст} = \frac{Q}{H_{ср} \tau_B},$$

и кручение, целесообразно применять замкнутые сечения с разнесом масс в плоскости действия наибольшего

Рис. 7.12. Полувилка шасси.

изгибающего момента. В конструкциях самолета такие элементы встречаются в основном в стойках шасси. Это полувилки крепления колес (рис. 7.12), рычаги. Оптимальными, с точки зрения минимальной массы, для таких конструкций являются пустотелые сечения, образованные из двух штамповок, сваренных по длине. Толщина стенок штамповок определяется из условия изгиба в двух плоскостях и сдвига от кручения и перерезывающей силы.

Ключевые слова и выражения.

Разрушающее напряжение, рациональная форма сечения, симметричное сечение, общая и местная потеря устойчивости, момент инерции сечения, момент сопротивления, центр жесткости сечения, стержневая система, двухпоясная балка, площадь контура сечения, нормальные и касательные напряжения, пустотелые сечения.

Контрольные вопросы.

1. Назовите основные пути обеспечения прочности при наименьшей массе.
2. По каким показателям подбирают сечения элементов конструкции?
3. Назовите основные пути обеспечения прочности при наименьшей массе конструкции.
4. Какое напряжение является определяющим при выборе формы сечений стержневых систем?
5. Как определяются критическая сила и критическое напряжение при общей потере устойчивости?
6. Какие конструкции применяют при местной потере устойчивости?
7. Как рассматривают профиль при определении критического напряжения местной потери устойчивости?
8. Какие сечения применяются для элементов, имеющих шарнирную связь и элементов, работающих по всей длине?
9. Как определяются напряжения сдвига и распределенные касательные усилия при кручении?
10. Приведите примеры типовых сечений элементов, работающих на изгиб.
11. Какие сечения применяются для элементов, работающих на изгиб в двух плоскостях?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр. 19-25.

Лекция №8

тема: Учет силового потока при включении элементов конструкции в работу.

План.

§ 8.1. Учет силового потока.

§ 8.2. Учет концентрации напряжений при изменении площади сечения.

§ 8.3. Учет ослабления конструкции в местах стыка.

§ 8.4. Учет вырезов и усиление конструкции.

§ 8.1. Учет силового потока при включении элементов конструкции в работу.

Большинство элементов конструкции не сразу всем сечением включается в работу, это надо учитывать и с целью экономии массы удалять лишний неработающий материал. Рассмотрим это на примерах.

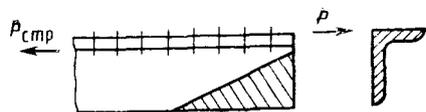


Рис. 8.1. Включение стрингера в работу

Пример 1. Стрингер, подкрепляющий обшивку, постепенно через заклепки воспринимает от обшивки силу $P_{стр}$ (рис.8.1) Эта сила определяется как $P_{стр} = \sigma_{в-стр} F_{стр}$, где $F_{стр}$ – площадь сечения стрингера.

Одна заклепка, работающая на срез, может передать силу $P_з$. Для передачи полной силы на стрингер потребуется n заклепок, где $n = P_{стр}/P_з$. Начиная с сечения, где расположена n -я заклепка, стрингер полностью включится в работу. До этого сечения он недогружен, и лишний материал может быть удален (заштрихованная площадь на рис. 1). В связи с тем, что число стрингеров на самолете велико, экономия массы может быть значительной.

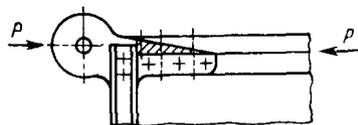


Рис.8.2. Включение стыкового башмака в работу

Пример 2. В стыковом узле крыла (рис.8.2) пояс лонжерона можно постепенно сводить на нет по мере передачи им нагрузки на стыковой башмак узла. Сечение же стыкового башмака должно при этом постепенно увеличиваться по мере нарастания действующей на него нагрузки.

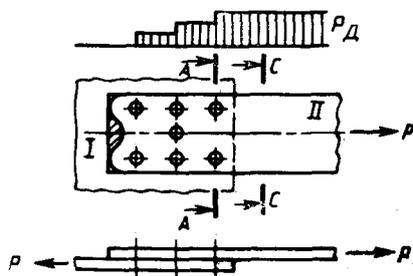


Рис. 8.3. Нагрузка на элемент кронштейна

Пример 3. В конструкции самолетов для передачи нагрузки широко применяются разного рода косынки и накладки. Рассмотрим передачу нагрузки накладкой II на элемент конструкции I (рис.8.3). Сила P передается элементом II на элемент I л заклепками, работающими на срез. Каждая заклепка передает силу $P_з = P/n$. От действия силы в сечениях элемента II возникают напряжения

$$F = P_d / F_i,$$

где P_d – действующая в данном сечении сила; F_i – площадь сечения. Как видно, нагрузка, действующая в элементе II, будет уменьшаться от сечения C-C к сечению A-A, так как сила P через заклепки постепенно передается на элемент I. Опасным сечением будет A-A, так как в нем действует полная сила P , а сечение ослаблено отверстиями под заклепки. Потребная

площадь сечения будет $F_{A-A} = P/\sigma_B = \delta(b - nd_3)$, где b – необходимая ширина элемента; n – число заклепок в сечении; δ – толщина элемента, определенная из условия смятия под заклепкой; d_3 – диаметр заклепки. Все остальные сечения будут нагружены меньше, и в них можно убрать лишний материал.

§ 8.2. Учет концентрации напряжений при изменении площади сечения.

При изменении нагрузки недопустимо резко менять несущую площадь сечения, так как это может вызывать концентрацию напряжений, значительно снижающую сопротивление усталости конструкции. Рассмотрим это на примерах.

Пример 1. Рассмотрим соединение двух деталей (рис.8.4). При резком переходе от площади сечения F_2 к площади сечения F_1 напряжение $\sigma_2 = P/F_2$ меняется на $\sigma_1 = P/F_1$. В результате в угловых точках a и b возникает концентрация напряжений, так как распределенные силы не успевают выровняться. В итоге после нескольких нагружений возможно появление трещин и разрушение конструкции от усталостных повреждений. Во избежание появления концентрации напряжений переход от сечения F_1 к F_2 надо выполнять плавно по радиусу (см.рис.8.4, б), тогда напряжения будут изменяться постепенно и концентрация не возникает. Особенно опасно концентрация напряжений для высокопрочных материалов, таких, как стали 30ХГСА, 30ХГСНА, алюминиевый сплав В95 и др., склонных к появлению трещин.

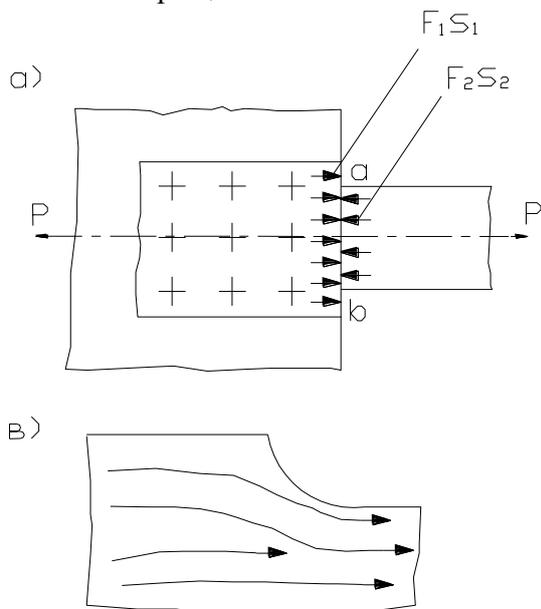


Рис. 8.4. Концентрация напряжений, возникающая при изменении площади сечения.

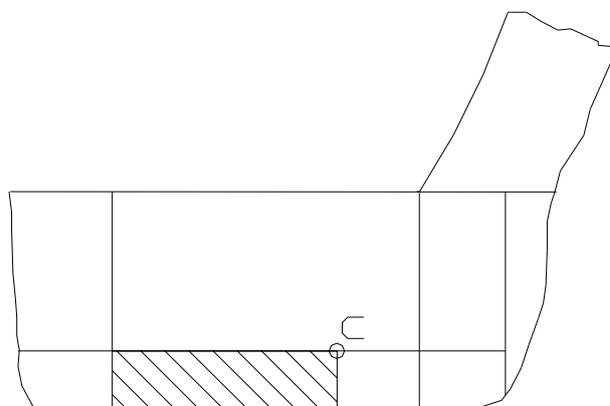


Рис. 8.5. Концентрация напряжений в зоне бимса.

Пример 2. Для усиления люка в фюзеляже вдоль выреза ставится мощный продольный элемент – бимс (рис.8.5). При конструировании одного из самолетов конструкторы столкнулись со следующим явлением – в зоне границе бимса (точка С) появились трещины. Это место усилили, трещины стали появляться еще активнее. Когда бимс продлили дальше до следующего шпангоута и постепенно перевели в стрингер, трещины исчезли. Анализ этого явления позволил прийти к заключению, что трещины были результатом концентрации напряжений в зоне резкого перепада жесткостей.

Учет ослабления конструкции в местах стыка.

В местах стыка происходит ослабления несущего сечения отверстиями под заклепки или болты. Это надо учитывать и проводить соответствующее

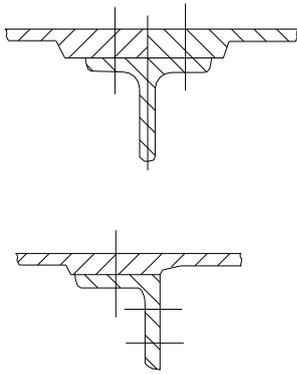


Рис. 8.6. Усиление обшивки в зоне стыка.
усиление сечения.

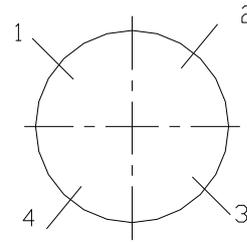


Рис. 8.7. Места стыка панелей фюзеляжа.

Кроме того, надо располагать стыки так, чтобы в сечении было по возможности меньше ослаблений, желательно в менее нагруженных сечениях.

Так, например, в месте стыка обшивок выполняют утолщение (рис.8.6). Это достигается обычно путем химического фрезирования (травления). Обшивку также утолщают в зоне крепления нервюр. При стыке поясов и стенки двухпоясной балки типа лонжерона крыла желательно все три стыка выполнять в разных сечениях.

Стыки панелей фюзеляжа размещают в зоне наименьших касательных напряжений, как показано на рис.8.7 (точки 1,2,3,4).

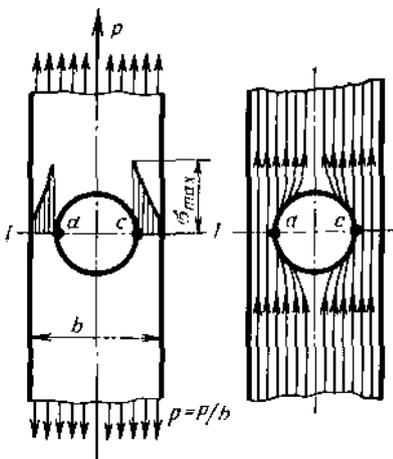


Рис. 8.8. Концентрация напряжений у выреза.

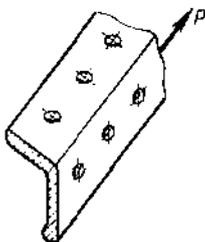
§ 8.3. Учет вырезов и усиление конструкции

Наличие выреза вызывает в конструкции резкое изменение потока распределенных сил, которые ведут себя аналогично потоку жидкости, обтекающему препятствия (рис. 8.8). Поток сил еще до отверстия начинает искривляться, перед отверстием и за ним появляются как бы зоны разрежения (без нагрузки), а наибольшего

значения элементарные распределенные силы достигают около краев отверстия (точка а и с). В результате эпюра напряжений в сечении I–I получается неравномерной, с наибольшими напряжениями на краях отверстия, равными $\sigma_{\max} \approx 3\sigma_{\text{ср}}$, где $\sigma_{\text{ср}} = P/F$. Возникающая концентрация напряжений резко снижает сопротивление усталости конструкции, а следовательно, и ее ресурс: особенно опасна концентрация напряжений для конструкций из высокопрочных материалов, а также для конструкций, подверженных динамическим и знакопеременным нагрузкам.

Рассмотрим несколько вариантов усиления конструкции в зоне отверстия.

1. Для уменьшения ослабления сечения вырезами отверстия стараются делать в шахматном порядке для того, чтобы снизить число отверстий в одном сечении (рис. 8.9).

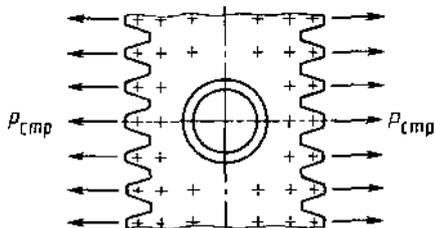


2. Для снижения концентрации напряжений и предотвращения появления трещин отверстия под лючки в обшивке обязательно окантовывают. Кроме того, под обшивку в местах вырезов часто приклепывают



Рис. 8.9. Установка заклепок в шахматном порядке

усиливающие накладки (рис. 8.10), которые способствуют восприятию и перераспределению действующих в местах выреза сил. Сечение накладок пока не поддается точному расчету. В практике конструкторских бюро при выборе окантовок отверстий разной формы основываются на данных эксперимента.



3. В механически обрабатываемых литых и штампованных деталях места вырезов усиливают местными утолщениями (рис. 8.11).

4. Вырезы отверстий облегчения в стенках нервюр и шпангоутов выполняют с отбортовками, которые повышают устойчивость и играют роль

Рис.8.10. Усиление окантовок конструкции в зоне выреза

Ключевые слова и выражения.

Рис. 8.11. Усиление проушины в зоне отверстия

Силовой поток, неработающий материал, вырезы, усиление вырезов, опасное сечение, концентратор напряжений.

Контрольные вопросы.

1. Приведите примеры избавления от лишнего материала в конструкции самолета.
2. К чему приводит наличие выреза в конструкции?
3. Покажите эпюру напряжений у выреза.
4. Приведите примеры усиления конструкции в зоне выреза.
5. Покажите варианты усиления проушины в зоне отверстия.

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 25-29.

ТЕМА 3 «Проектирование соединений элементов конструкции»

Лекция №9

тема: Типы соединений элементов конструкции. Характеристика неразъемных и разъемных соединений.

План.

§ 9.1. Два типа соединений в самолетостроении.

§ 9.2. Назначение неразъемных соединений и их соединительные элементы.

§ 9.3. Назначение разъемных соединений и действующие в них нагрузки.

§ 9.1. Два типа соединений в самолетостроении.

В самолетостроении встречается два типа соединений: неразъемные (прочные или прочноплотные) и разъемные (неподвижные, малоподвижные и подвижные). Рассмотрим подробнее, что представляют собой эти соединения.

§ 9.2. Назначение неразъемных соединений и их соединительные элементы

Типичными неразъемными прочными соединениями являются соединения стыков элементов каркаса – обшивки со стрингерами и нервюрами, поясов лонжеронов с обшивкой и стенками, а также крепление узлов подвески рулей, элеронов, разного рода кронштейнов, косынок, накладок и т. п. Осуществляются эти соединения при помощи соединительных элементов: заклепок, болтов, винтов, а также сварки, клейки. Все эти соединения несут полную нагрузку, передавая ее с одного элемента на другой. Прочноплотные соединения помимо передачи нагрузки еще обеспечивают герметизацию стыка (герметические швы). Эти соединения получаются в результате клепки, сварки и клейки.

§ 9.3. Назначение разъемных соединений и действующие в них нагрузки

Разъемные соединения применяются для соединения элементов конструкции, подвергающихся разборке или имеющих в процессе работы относительное смещение.

Неподвижное соединение осуществляется при помощи болтов, замков, специальных винтов. Элементы соединения не имеют взаимного перемещения, но могут подвергаться расстыковке в процессе эксплуатации. Типичным примером неподвижного разъемного соединения являются стыковые узлы крыла и оперения (рис. 9.1, а). Неподвижное разъемное соединение другого типа – это лючок (рис. 9.1, б), установленный на замках или специальных винтах.

Для неподвижных разъемных соединений напряжение смятия $\sigma_{см}$ принимают равным $(1 \dots 1,3)\sigma_B$. Для особо ответственных узлов считают

$$\sigma_{см} = \sigma_B$$

Малоподвижные и подвижные соединения отличаются друг от друга не степенью подвижности, а тем, какие нагрузки действуют на перемещаемые

элементы в момент их взаимного смещения.

Рис.9.2. Подвижное разъемное

Подвижным называется такое соединение, взаимное перемещение деталей которого происходит при действии больших расчетных нагрузок. При этом возможно выдавливание смазки, трение без смазочного материала и сильное изнашивание трущихся поверхностей (рис.9.2). Для подвижных соединений с целью уменьшения давления на единицу трущейся поверхности снижают напряжение смятия $\sigma_{см} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_B$. Из-за этого увеличивается площадь поверхности смятия $F_{см} = ad$ (см. рис.9.2), но также значительно увеличивается размер и масса проушины. Проведем сравнение масс проушин подвижного и неподвижного соединений. Для проушин неподвижного соединения примем $\sigma_{см} = \sigma_B$, тогда площадь смятия равна $F_{см} = P/\sigma_{см} = P/\sigma_B = a_1d$; $a_1 = P/d\sigma_B$. Для проушин подвижного соединения примем $\sigma_{см} = 0,2\sigma_B$, тогда $F_{см} = P/0,2\sigma_B = a_2d$; $a_2 = 5P/d\sigma_B$. При $d = \text{const}$ $a_2 = 5a_1$.

Следовательно, и масса проушин подвижного соединения увеличится в пять раз. Поверхность контакта можно увеличить, увеличивая d , оставляя размер a без изменения, при этом $d_2 = 5d_1$. Так как из условия среза болт такого сечения не требуется, то его можно выполнять полым. Но такое решение нецелесообразно, так как значительно увеличивается масса проушин. Это объясняется тем, что в выражение для определения объема проушины размер a входит в первой степени, а диаметр d , определяющий ее площадь, в квадрате. В этом случае для рассмотренного нами примера масса увеличится в 25 раз. Но в отдельных случаях, если конструкция не позволяет увеличить высоту проушины a , приходится увеличивать диаметр болта.

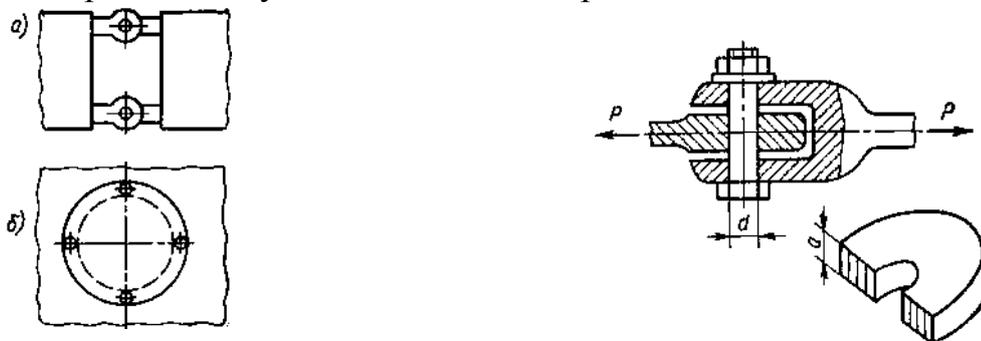


Рис. 9.1. Неподвижные разъемные соединения

Малоподвижное соединение

характеризуется отсутствием больших нагрузок

соединяемых элементов. Для принимают $\sigma_{см} = 0,65\sigma_B$.

малоподвижных соединений рычажной подвеской колеса являются узлы крепления амортизатора с рычагом и перемещения на конструкцию расчетная нагрузка от удара подвижными являются узлы и подвески стойки к

при взаимном перемещении такого соединения

Подвижных и много в стойке шасси с (рис.9.3). Подвижными рычага и крепления стойкой. В момент их

действует полная при посадке. Мало-крепления подкоса конструкции самолета. Звенья в этих узлах перемещаются, когда

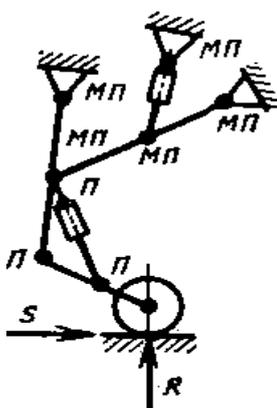


Рис. 9.3. Подвижные (П) и малоподвижные (МП) соединения

самолет уже оторвался от земли и на стойку действует только ее вес и лобовое сопротивление. Эти нагрузки значительно ниже расчетных нагрузок от удара при посадке.

Ключевые слова и выражения

Неразъемные соединения, разъемные соединения, неподвижное соединение, подвижное соединение, малоподвижное соединение.

Контрольные вопросы.

1. Какие типы соединений применяются в самолетостроении?
2. Что являются неразъемными соединениями?
3. Где применяются разъемные соединения?
4. Чем осуществляется неподвижные соединения?
5. Что называется подвижным соединением?
6. Чем характеризуются малоподвижные соединения?

Литература

2. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр.38 - 40.

Лекция №10

тема: Виды соединения деталей. Заклепочные соединения.

План

- § 9.4. Классификация соединений по конструктивно-технологическим признакам.
- § 9.5. Классификация и параметры заклепок.
- § 9.6. Применение заклепочных соединений.
- § 9.7. Основные параметры заклепочных соединений.
- § 9.8. Проектирование заклепочных соединений.

§ 10.1. Классификация соединений по конструктивно-технологическим признакам

По конструктивно-технологическим признакам соединения разделяют на:

1. *Соединения, выполняемые силовыми точками* (заклепками, болтами, сварными точками). Характерными признаками таких соединений являются:

- ослабление соединяемых деталей из-за отверстий под заклепки и болты, и нагрева деталей в зоне постановки сварных точек;
- концентрация напряжений в детали в зоне постановки силовой точки при нагружении конструкции;
- невысокая производительность труда при постановке силовых точек вследствие прерывистости выполнения соединений;

2. *Соединение непрерывным швом* (сварка роликовая и плавлением, склеивание, пайка). Характерные признаки таких соединений:

- ослабление соединяемых деталей при их нагреве в процессе сварки, склеивания, пайки;
- значительная концентрация напряжений в зоне шва детали;
- непрерывность процесса соединения, облегчающая механизацию и автоматизацию;

3. *Комбинированные соединения* (точечная сварка + склеивание, клепка + склеивание клепано- болтовое соединение). Такие соединения обладают всеми признаками соединений силовыми точками и непрерывным швом.

Выбор того или иного вида соединения зависит от конструкции самолета и материалов, из которых изготовлены его отсеки, узлы и детали. В конструкции самолетов из легких сплавов преобладающим видом соединения является клепка. При изготовлении самолетов из сталей и титана (имеется в виду обшивка) соединения выполняют электроконтактной и дуговой сваркой. При применении в конструкции самолета монолитных панелей и узлов количество клепаных и сварных соединений уменьшается, но увеличивается количество болтовых соединений. Монолитные узлы и панели в этих случаях соединяют между собой и с обшивкой болтами. Для конструкций из композиционных материалов (КМ) наибольшее применение находят клепанные, клее-клепанные и штифто-болтовые соединения. В вертолетостроении широкое применение получили клеевые и клееболтовые соединения. Для соединения пакетов

больших толщин и смешанных пакетов (КМ + металл) эффективно использовать болты и болт-заклепки.

Поскольку большинство конструктивно-технологических неувязок возникает при выполнении болтовых, заклепочных и болт-заклепочных соединений, то далее в дипломном проекте будут рассматриваться только эти виды соединений.

§ 10.2. Классификация и параметры заклепок

В открытых местах, где возможен двусторонний подход в зону клепки, применяют обычные- стержневые заклепки. Закладные головки у этих заклепок могут быть выступающими и потайными. Выступающие головки бывают плоскими, полукруглыми и плосковыпуклыми. Заклепки с потайной головкой изготавливают с углом конуса. Заклепки с выступающей плоской головкой наиболее широко используются при клепке элементов каркаса и позволяют производить групповую клепку.

Все заклепки классифицируют по типу головок, марке материала, диаметру и длине. Например, обозначение заклепки 3501А5-12 расшифровывается следующим образом: 3501- заклепка с плоской закладной головкой, изготовленная из материала В65; А-авиационная нормаль; 5-диаметр заклепки 5 мм; 12-длина заклепки 12 мм. Отверстия под заклепки должны быть больше диаметра заклепок на 0,1...0,2 мм:

$$d_0 = d + 0,1 \text{ мм}, \quad d \leq 5 \text{ мм};$$

$$d_0 = d + 0,2 \text{ мм}, \quad d > 5 \text{ мм};$$

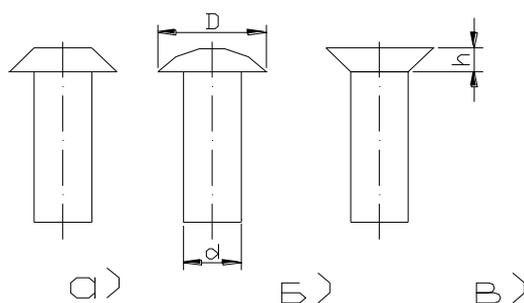
В соответствии с диаметром заклепки и отверстия под нее устанавливают длины заклепок L для пакетов различной толщины S . Длину заклепки подсчитывают по формуле:

$$L = S + (1,1 \dots 1,3)d$$

Замыкающая головка характеризуется диаметром D и высотой h_r :

$$D = 1,6d; \quad h_r = 0,4d$$

Длина заклепки и диаметр замыкающей головки должны быть подобраны таким образом, чтобы обеспечивалось хорошее заполнение отверстия стержнем заклепки и равная прочность замыкающей и закладной головок. Одним из путей повышения ресурса и герметичности соединений является применение заклепок с компенсатором типа ЗУК и их модификаций. Назначение компенсатора – улучшить заполнение зенковки при расклепывании бугорка и тем самым повысить выносливость соединения.



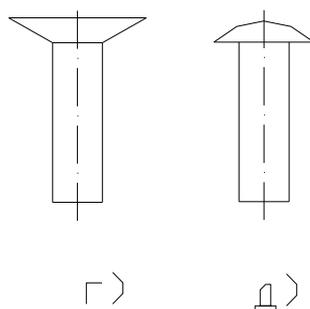


Рис. 10.1 Виды обычных стержневых заклепок для клепки с двусторонним подходом: а) плоская; б) полукруглая; в) потайная с углом конуса 90° ; г) потайная с углом конуса 120° ; д) плосковыпуклая.

§ 10.3. Применение заклепочных соединений

Заклепочные соединения широко применяются в самолетостроении для образования неразъемных прочных и прочно-плотных швов. В конструкциях самолетов из алюминиевых сплавов заклепочные соединения составляют около 60 % от общего числа соединений. В самолетах, изготавливаемых из титановых и стальных сплавов, более широко применяются сварные соединения. Выбор вида соединения определяется назначением и условием работы агрегата или узла, нагрузками, действующими на конструкцию, толщиной соединяемых элементов, применяемыми материалами. Заклепочное соединение должно быть спроектировано так, чтобы заклепка работала на срез. Если действующая нагрузка вызывает отрыв головки, заклепки заменяют болтами.

Конструкция агрегатов должна обеспечивать выполнение заклепочных соединений на клепальных прессах. Ручная клепка пневмомолотками допускается для не более 8–10 % заклепок диаметром до 4 мм. Клепка стальных заклепок проводится только прессовым способом. В качестве материалов для заклепок применяются алюминиевые сплавы Д18П, В65, Д19П, В94, АМг5П; стальные сплавы 15А, 1Х18Н9Т, 20ГА, 3ОХГСА. Заклепки из В65 устанавливают в местах, где требуется повышенная прочность, в основном в конструкциях из В95. Заклепки из Д18П применяют для клепки обшивки и каркаса. Для клепки конструкции из магниевого сплава и алюминиевого литья применяют заклепки из АМг5П. Клепка теплонагруженных конструкций осуществляется свежезакаленными заклепками из Д19П. При выборе типа заклепок руководствуются следующими соображениями:

1. Для силовых швов, не выходящих на аэродинамический обвод, рекомендуется применять заклепки с плоской головкой, позволяющие проводить их групповую клепку на прессах. Для ручной клепки внутреннего набора применяют заклепки с полукруглой головкой. Такие заклепки иногда можно применять и для элементов внешней поверхности, так как они дешевле потайных, прочнее, не требуют дополнительной операции зенкования гнезд в обшивке.

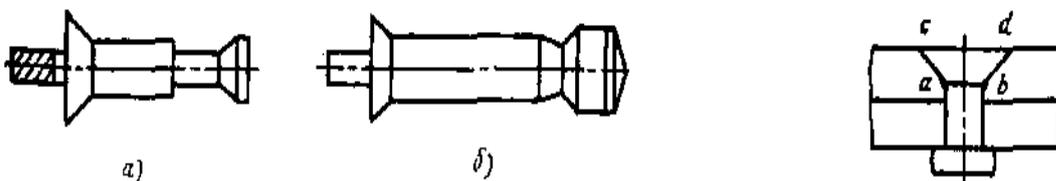
2. Для внешней поверхности обшивки целесообразно применять потайные

заклепки двух типов – с углом раствора головки 90 и 120°. При толщине обшивки меньше высоты головки заклепки применяют заклепки только с углом 120°.

3. В местах с односторонним подходом устанавливают заклепки с сердечником (рис. 10.2, а), состоящие из двух частей:

пистона с потайной или полукруглой головкой (из материала Д18П или 1Х18Н9Т) и стержня из Д16П или 20Х13. Для односторонней клепки высоконагруженных швов применяют заклепки с высоким сопротивлением срезу из конструкционной стали (рис. 10.2, б), состоящие из корпуса, винта и кольца.

В настоящее время особое внимание уделяется увеличению ресурса самолета и его систем. Ресурс пассажирского самолета должен с 30 тыс. быть увеличен до 40–60 тыс. ч. Установлено, что длительность безаварийной



эксплуатации планера, его надежность зависят, прежде всего, от его способности противостоять усталостным разрушениям. Опыт эксплуатации показал, что 75–80 % всех усталостных разрушений планера самолета происходит в местах соединения элементов конструкции. Отсюда очевидна необходимость повышения ресурса заклепочных соединений. Это касается в первую очередь швов с потайными заклепками, основным недостатком которых является низкое сопротивление усталости при работе на повторные и циклические нагрузки. Это объясняется концентрацией напряжений в точках а и б (рис.10.3) на границе зенкованного отверстия, что особенно опасно для тонких обшивок $\delta = 1 \dots 2$ мм, у которых высота гнезда под головку почти равна толщине листа, и в обшивке заклепка сидит без всякого натяга.

В результате в зоне

Рис. 10.2. Заклепки для односторонней клепки

Рис. 10.3. Концентра

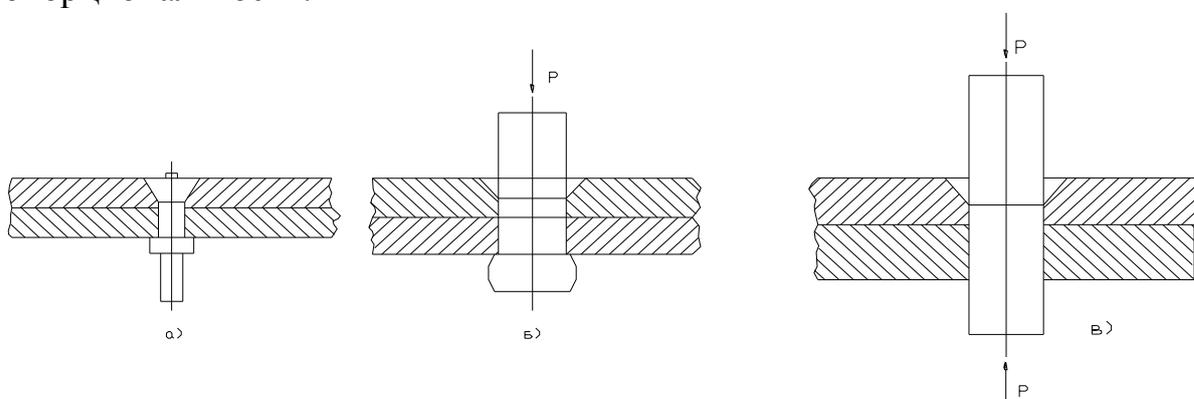
а – с сердечником; б – с высоким сопротивлением срезу

концентрации

напряжений часто возникают трещины. Кроме этого, сопротивление усталости потайного соединения снижается из-за некоторого несовпадения углов наклона головки и отверстия ac и bd , приводящего к недостаточной затяжке соединения и неравномерному давлению головки на поверхность.

В последние годы в авиационной промышленности ведутся большие работы по созданию новых методов клепки, обеспечивающих осевой и диаметральный натяги. Одним из таких методов является клепка заклепками с потайной замыкающей головкой (ПЗГ), при которой расклепывается замыкающая потайная головка (рис.10.4). Излишек материала, выступающий над обшивкой, сфрезеровывается. При этом методе усталостная долговечность увеличивается примерно в восемь раз. Клепка заклепками с ПЗГ не требует внутришовной герметизации и применяется в тех случаях, когда высота

цилиндрического отверстия под заклепку составляет 25% толщины листа обшивки, иначе обшивка при клепке коробится и герметизация нарушается. Толщина обшивки δ при этом должно быть не менее 1,8 мм. Для тонких обшивок ($\delta=1,2\dots1,8$ мм) применяют заклепки с компенсатором (рис.10.4, а), которые в настоящее время получили широкое распространение. При клепке обшивок толщиной ($\delta \geq 3,5$ мм заклепки с ПЗГ уже не обеспечивают осевой натяг, создается только диаметральный натяг со стороны замыкающей головки. Для таких толщин обшивок в последние годы стали применять клепку стержнями, при которой одновременно осаживаются обе головки. В этом случае во всем соединении создается и осевой, и диаметральный натяги. Опыты показали, что наибольшее повышение усталостной долговечности (до 10 раз) достигается при создании на стыке соединяемых деталей натяга не менее 0,7 % диаметра заклепки, что соответствует напряжению, примерно равному пределу пропорциональности.



Ри

с. 10.4. Виды заклепок, обеспечивающих повышенную надежность соединения:

а – заклепка с компенсатором; б – заклепка с ПЗГ; в – заклепка-стержень.

На рис 10.5, а показано соединение заклепками двух обшивок, работающих на растяжение. При этом заклепки работают на срез от силы P , действующей поперек шва. Сила среза, действующая на одну заклепку, будет $P_{cp}=P/m$, где m – число заклепок в соединении.

Для двухсрезного шва (см. рис. 10.5, б) сила среза действующая на заклепку, $P_{cp}=P/(2m)$.

На рис. 10.5, в показано соединение двух листов, работающих на сдвиг, нагруженных распределенными касательными усилиями q . В этом случае сила среза одной заклепки будет $P_{cp}=qt/n$, где t - шаг заклепок в одном ряду; n – число рядов.

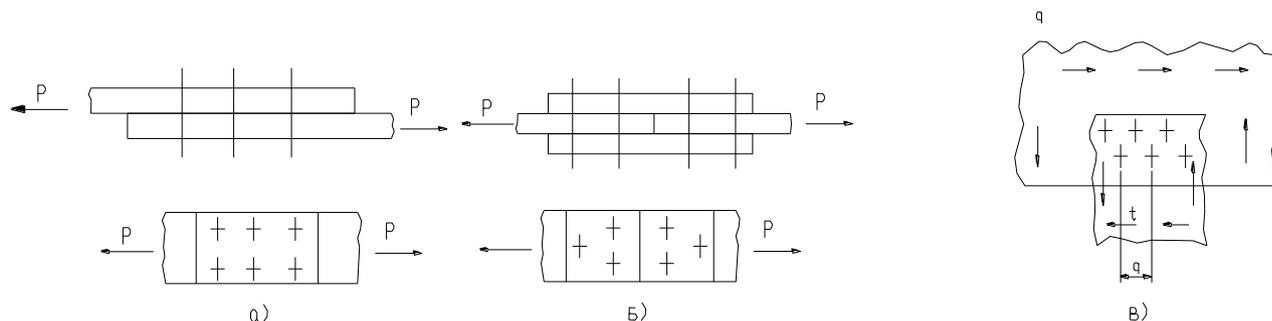


Рис.10.5. Типичные заклепочные соединения:

a – односрезное; b – двухсрезное; e – соединение листов, работающих на сдвиг.

§ 10.4. Основные параметры заклепочных соединений

Основными параметрами заклепочного соединения являются: t – шаг заклепок; d – диаметр заклепки; a – расстояние от заклепки до края листа; δ – толщина склепываемых листов; S – толщина пакета (рис.10.6). При многорядном шве расстояние между осями швов принимают равным $3d$, что создает удобство подхода при сверлении, зенковании и клепке.

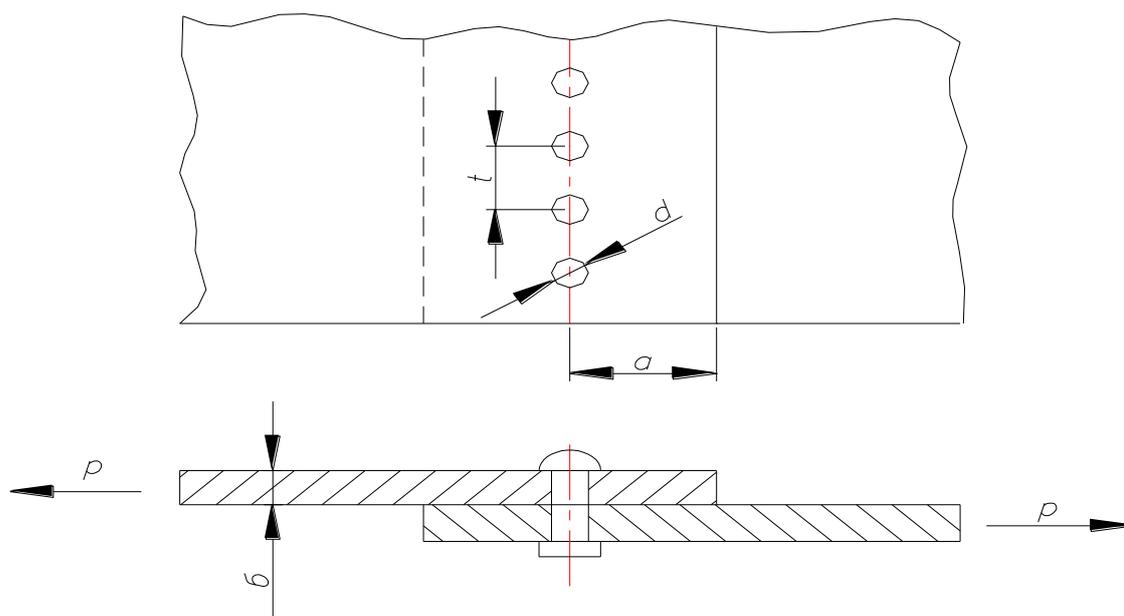


Рис. 10.6. Параметры заклепочного соединения.

Заклепочное соединение может быть односрезным, реже двухсрезным. Параметры шва и размеры заклепок выбирают из условия равнопрочности заклепок и листа обшивки. Из этого условия и с учетом возможных производственных неточностей получаем следующие зависимости:

$$d = 2\sqrt{\Sigma\delta} = 2\sqrt{S}; a = 2d + 2 \text{ мм.} \quad (10.1)$$

Для односрезных заклепок $t = 3d$; для двухсрезных заклепок $t = 5d$. При выборе диаметра заклепок надо учитывать, что напряжение среза с увеличением диаметра снижается, поскольку толстый стержень при расклепывании увеличивается меньше, чем несколько тонких. Стандартные диаметры заклепок и шаг выбирают по ГОСТу. Для повышения технологичности следует стремиться к тому, чтобы в пределах одного отсека или панели по возможности применялись заклепки одного типоразмера. Шаг заклепок в шве при соединении элементов каркаса берется по ГОСТу равным $t_{max} = 40\delta$. При клепке узлов, косынок и подобных деталей шаг не нормируется, а определяется конструкцией узла. В таких узлах не рекомендуется ставить в направлении силы более 6 – 8 заклепок в ряд, поскольку при большом числе заклепок силы между ними распределяются неравномерно.

§ 10.5. Проектирование заклепочных соединений

При проектировании заклепочного соединения необходимо проверить лист обшивки под заклепкой на смятие. Площадь смятия листа вычисляют по следующей формуле:

$$F_{\text{л}} = d\delta = \frac{P_3}{\sigma_{\text{см.л}}}, \quad (10.2)$$

где d – диаметр заклепки; δ – толщина листа обшивки; P_3 – сила, воспринимаемая заклепкой; $\sigma_{\text{см.л}}$ – допускаемое напряжение смятия листа, равное $1,5\sigma_{\text{в}}$.

Значения разрушающих нагрузок смятия листов под заклепкой приводятся в соответствующих стандартах.

Напряжение разрыва листа между заклепками определяется полной силой, действующей на лист, на длине t , шагом заклепочного шва и толщиной листа:

$$\sigma_p = \frac{P}{F} = \frac{P}{(t-d)\delta} \leq k\sigma_{\sigma}, \quad (10.3)$$

где σ_p – напряжение разрыва; P – полная сила разрыва листа на длине t , F – площадь разрыва; $k=0,94$ – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений около отверстий.

В отдельных случаях, например при клепке обшивок, заклепки подвергаются действию незначительных растягивающих усилий, направленных на отрыв головки. Такие заклепки следует проверять на разрыв, принимая допускаемое напряжение на разрыв равным $\sim 0,6\sigma_{\sigma}$. При этом условие прочности заклепки при растяжении запишется в виде

$$\sigma_{\text{отр}} = \frac{4P}{\pi d_3^2} = 0,6\sigma_{\sigma}. \quad (10.4)$$

Ключевые слова и выражения

Силовая точка, непрерывный шов, заклепочное соединение, односторонняя клепка, потайная заклепка, параметры заклепок и др..

Контрольные вопросы.

1. Что такое силовая точка в конструкции самолета?
2. Где применяется непрерывный шов в самолетах?
3. Когда допускается ручная клепка пневмомолотками?
4. Какие сплавы применяются для изготовления заклепок?
5. Когда применяются заклепки с односторонним подходом?
6. Что относится к основным параметрам заклепочного соединения?
7. Какие проверочные расчеты необходимы для обеспечения прочности заклепочных соединений?

Литература

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр.40 – 44.

Лекция №11

тема: Болт-заклепочное и болтовое соединение элементов авиационных конструкций

План

- § 11.1. *Параметры болтового соединения.*
- § 11.2. *Виды болтов.*
- § 11.3. *Болт-заклепочное соединение.*
- § 11.4. *Расчет на прочность болтового соединения.*

§ 11.1. Параметры болтового соединения

В современном самолете широко применяют соединения болтами, которые различают по типам, диаметрам, квалитетам точности и материалам. Болтами обычно соединяют однородные пакеты, в состав смешанных пакетов входят детали из сплавов ВТ14, ВТ3, ВТ22, 40ХМА, ВНС5, 30ХГСА.

Когда потребные диаметры заклепок становятся более 8 мм, вместо них в неразъемных соединениях используют болты. Во всех разъемных соединениях применяют болты, работающие как на срез, так и на разрыв.

В подвижных разъемных соединениях болты, как правило, работают на срез и еще выполняют функцию оси, вокруг которой происходит взаимное перемещение деталей. Основными параметрами болтового соединения являются диаметр и длина болта (рис. 11.1), которая определяется выражением

$$L = S + H_r + S_{ш} + \Delta h,$$

где $\Delta h = (1,2 \dots 2)$ шага резьбы – запас нарезной части болта.

Стандартные длины болтов приведены в ГОСТе. Диаметры болтов также выбирают по стандартам в зависимости от действующих нагрузок отдельно для болтов, работающих на срез и на растяжение.

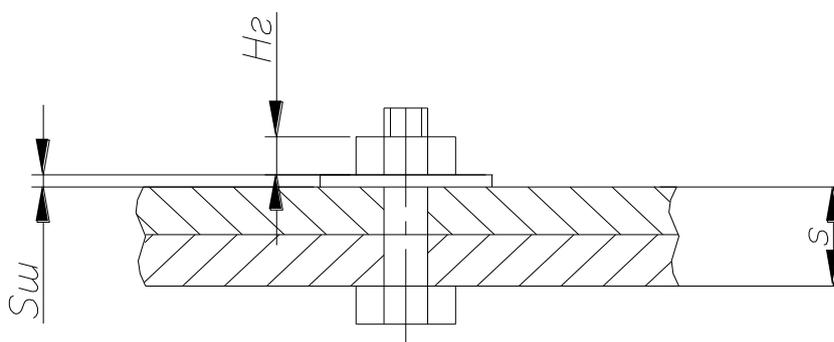


Рис. 11.1. Параметры болтового соединения.

§ 11.2. Виды болтов

В зависимости от формы стержня болты и винты бывают с нормальным стержнем, с подголовком, с утолщенным стержнем. По точности изготовления болты разделяют на : повышенной точности, нормальной точности, грубой точности.

Стандартные болты могут иметь различную форму головки: шестигранную

с отверстием для стопорения, полукруглую, квадратный подголовков. Кроме того, в стержне болта может быть отверстие для шплинта.

Винты резьбовых соединений разделяются на крепежные, применяемые для соединения частей изделия, и установочные, предназначенные для предотвращения взаимного сдвига деталей.

Крепежные винты изготавливают с головкой под ключ или отвертку. Установочные винты имеют резьбу по всей длине стержня. К специальным болтам относятся болты конусные, откидные и др.

Стандартные гайки общего назначения могут быть шестигранными с одной или двумя фасками; шестигранными прорезными; шестигранными корончатыми и круглыми.

При постановке болтов поверхности деталей очищают, а в отверстие наносят грунт или смазочный материал.

Большое распространение получили в самолетостроении анкерные гайки, которые приклепываются внутри конструкции, что позволяет устанавливать болты без непосредственного доступа к гайке.

Сборку болтовых соединений производят в следующей последовательности: сначала наворачивают все гайки, затем легко затягивают их и наконец делают полную затяжку величина затяжки может быть отрегулирована с помощью специальных ключей: динамометрических или предельных. Предельные ключи выключаются при достижении определенного, заранее заданного момента затяжки. На динамометрических ключах есть указатель величины прилагаемого момента.

Оборудование, применяемое при постановке болтов, многообразно. Так, для постановки болтов без натяга применяют резьбозавертывающие пневматические машины РЗМП21-8-160, ГПРИ-8, ПВ21-180М, РПГУ21-10. Для постановки болтов с натягом применяют механизированный инструмент ПЗБ-204Г, ПГУЗ-3-70, ПГУЗ-5-130, РЗУП-5-60, РЗУУ-5-60, МПМБ-1. Для постановки болтов С упругопластическим натягом применяют переносные гидравлические устройства для запрессовки болтов ПГУЗ, ручные затягивающие устройства РЗУП, а также пневматические молотки для запрессовки болтов МПМБ-1. Для завертывания гаек применяются резьбозавертывающие пневматические ручные машины ГУП-2, ГУП-4, ГУП-6, ГРПМ-8, ВП, РЗМПУ, ИП, и РЭМП. Источниками питания для них являются гидравлические мультипликаторы.

В резьбовых соединениях возможно самоотвинчивание гайки. Чтобы избежать этого, применяют средства стопорения. Отметим некоторые из них: стопорение контргайкой, стопорение разводными шплинтами, стопорение проволокой, стопорение упругой (пружинной) шайбой, стопорение деформируемыми (стопорными) шайбами, стопорение по средствам местной пластической деформации, стопорение заливкой лаком или окрашиванием красками, стопорение путем увеличения сил трения в резьбе.

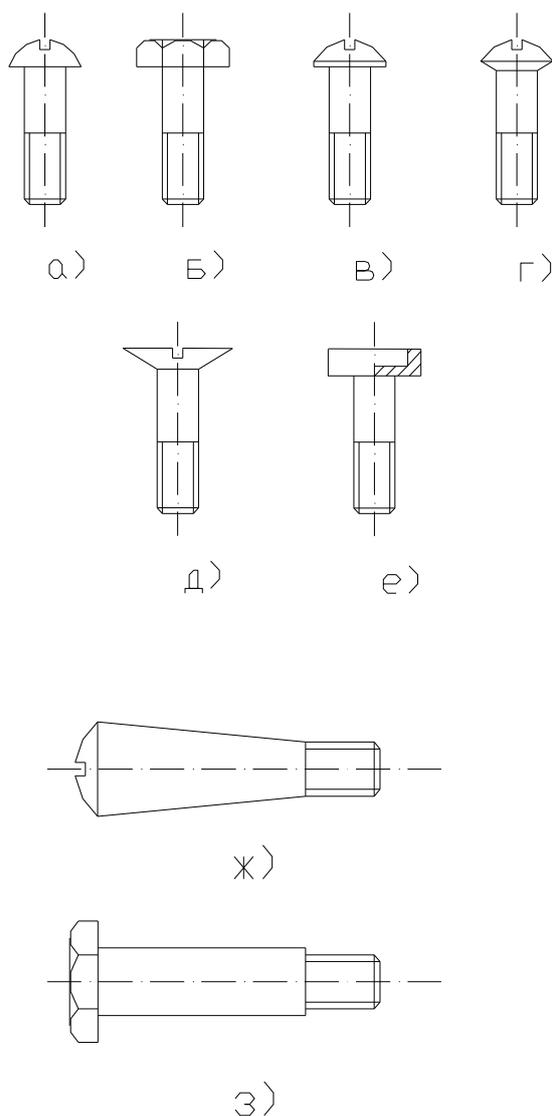


Рис. 11.2. Виды болтов:

а) - с полукруглой головкой; б) - с цилиндрической головкой; в) - с цилиндрическо-сферической головкой; г) - с полупотайной головкой; д) - с потайной головкой; е) - с цилиндрической головкой и углублением под ключ; ж) – конусный; з) - ступенчатый.

§ 11.3. Болт-заклепочное соединение

Применение болт-заклепок и болтов с натягом позволяет резко увеличить срок службы соединения, это достигается благодаря упрочнению в зонах: гнезда под потайную головку; переходной кромки между гнездом и отверстием; поверхности отверстия. Другой особенностью постановок болт-заклепок и болтов с натягом является совмещение двух операций: постановки заклепки или болта и одновременного упрочнения отверстия. Другими словами, упрочняющим инструментом является сам соединительный элемент, а не дорн или раскатник. Однако крепеж с натягом может быть применен только в местах двусторонним подходом. Болт-заклепки состоят из двух деталей-стержня и кольца. Стержень болт-заклепки состоит из: гладкого цилиндрического участка длиной l , соответствующей толщине склепываемого пакета; среднего участка с накатанными концевыми ребрами, на которые обжимается кольцо; шейки, по которым происходит разрыв стержня после

обжатия кольца; хвостовика с мелкими накатанными ребрами, за которые захватывается стержень зажимами специального пресса.

Длина цилиндрического участка определяется в зависимости от толщины склепываемого пакета S :

$$l = S + (0..(-0,9)) \text{ мм.}$$

Общая длина стержня L определяется из условия

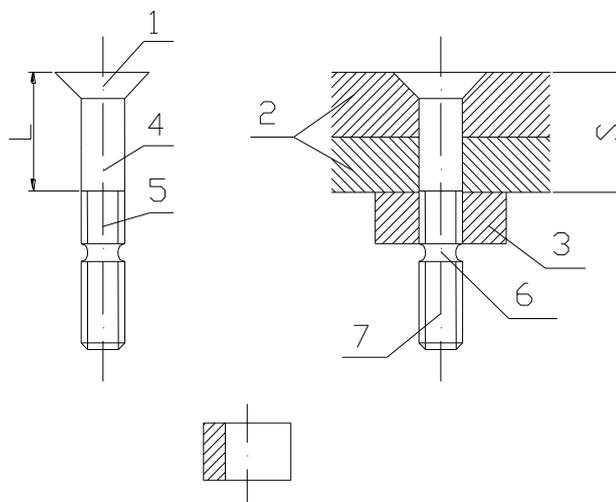
$$L = l + K$$

Параметр K зависит от диаметра стержня.

Диаметр заклепки, мм	3,5...4	5...6	7...8	10
K , мм	25	30	40	45

Номинальные размеры колец для болт-заклепок

$$D = 1,6d ; H = 1,4d$$



Р

ис. 11.3. Конструкция и основные параметры болт-заклепки:

1 - стержень, 2 - соединяемые детали, 3 - кольцо, 4 - гладкий участок, 5 - средний участок, 6 - шейка, 7 - хвостовик.

При втягивании стержней болт-заклепок на них необходимо наносить смазочный материал. Обжатие колец выполняется переносным прессом со сменными насадками. Для контроля качества выполнения соединений применяются: шаблон для замера толщины пакета и длины гладкой части стержня, шаблон для замера высоты замыкающей головки, шаблон для замера диаметра замыкающей головки.

Болты, работающие на срез, должны плотно прилегать к отверстию. При свободной посадке может произойти изгиб болта. Поэтому болты, работающие на срез в неподвижных соединениях, изготавливают по $h8$, а отверстия – по $H9$ или $H8$, для подвижных соединений с подшипниками болты выполняют по $f7$.

Для лучшей работы пакета на смятие в его теле должна размещаться гладкая часть болта, выход резьбы должен быть под шайбой, а резьба – только под гайкой. Гайка невысокая.

§ 11.4. Расчет на прочность

болтового соединения

Доказано, что усталостная долговечность болтового соединения, работающего на срез, значительно повышается при увеличении осевого натяга. Поэтому возможно, что в скором времени высота гаек для таких болтов увеличится (иначе резьба не выдержит на срез большого осевого натяга). Для болтов, работающих на растяжение, не требуется посадки по высокому классу точности, соединение не люфтует из-за затяжки. Болты выполняют по $h12$ и отверстия под них делают с зазором $0,1 \dots 0,2$ мм. Резьба – длинная, заходит в тело пакета. Гайка высокая. Болты, работающие на растяжение, обычно разрушаются по резьбе из-за среза и смятия витков в местах перехода от нарезной части болта к гладкой. Это объясняется наличием концентрации напряжений в зоне сбега резьбы. Прочность нарезной части болта, находящейся в соединении с гайкой, зависит также еще от контактных напряжений, возникающих в витках резьбы, а также от неравномерного распределения нагрузки между витками резьбы на длине свинчивания. Первые витки, расположенные у опорной поверхности гайки, нагружены гораздо больше, чем последующие, причем наиболее нагруженным является первый виток, который воспринимает до 30 % всей нагрузки. Следствием этого является неблагоприятное сочетание деформации гайки и болта под нагрузкой. Этим и объясняется наиболее частое разрушение резьбы именно по первому витку от опорной поверхности, особенно при знакопеременных нагрузках. Увеличение числа витков резьбы в гайке и, следовательно, ее высоты неэффективно. Поэтому высоту гайки обычно берут равной $(0,8 \dots 0,9) d$, где d – наружный диаметр резьбы. Применение гаек из материала с модулем упругости меньшим, чем у материала болта, приводит к более равномерному распределению нагрузки по виткам. Для соединений, работающих на разрыв, диаметр болта подбирают по ГОСТу по внутреннему диаметру резьбы.

Для болтов, работающих одновременно на срез и растяжение, соответствующие диаметры подбирают из условия работы на срез и растяжение. Из двух диаметров берется наибольший. Для него по третьей теории прочности определяют суммарное действующее напряжение

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_s,$$

где σ_p – напряжение разрыва в болте; τ – напряжение среза в болте.

При выборе диаметра болтов надо учитывать, что в силовых конструкциях не рекомендуется применять болты диаметром менее 5 мм. При установке единичных болтов их диаметр должен быть не менее 8 мм. Толщину стенки полых болтов во избежание их оваллизации рекомендуется делать не менее $0,25$ диаметра болта.

Шаг болтов так же, как и для заклепок, определяется из условия прочности соединяемых деталей при передаче действующих сил. Минимальный шаг болтов лимитируется возможностью подхода гаечного ключа. Этот размер также должен выдерживаться при постановке болта вблизи стенки или другой детали, мешающей подходу ключа. Размеры под гаечные ключи приводятся в нормальных.

Для повышения ресурса болтовых соединений так же, как и для заклепок, применяют увеличение радиального и осевого натягов. Наибольшее повышение сопротивления усталости достигается натягом, при котором в стержне болта возникают напряжения равные $0,6 \dots 0,8$ предела пропорциональности. Дальнейшее увеличение затяжки нецелесообразно, так как может привести к преждевременному разрушению соединения. Дополнительного увеличения ресурса можно добиться путем поверхностной пластической деформации отверстий под болт, получаемой раскаткой и дернованием, это равносильно установке болта с большим натягом (дернование – это протягивание через предварительно образованное отверстие инструмента несколько большего диаметра).

Контровка неразъемных болтовых соединений осуществляется кернением, о чем должна быть сделана соответствующая запись на чертеже. Разъемные болтовые соединения можно контролировать шплинтами, применяя корончатые гайки. Возможна контровка специальными стандартными шайбами (рис.11.4). Для резьбовых соединений, находящихся внутри цилиндров и труб, применяют контровку шпильками с клеем, штифтами, валиками. Кроме того, для неразъемных соединений можно использовать самоконтрающиеся гайки.

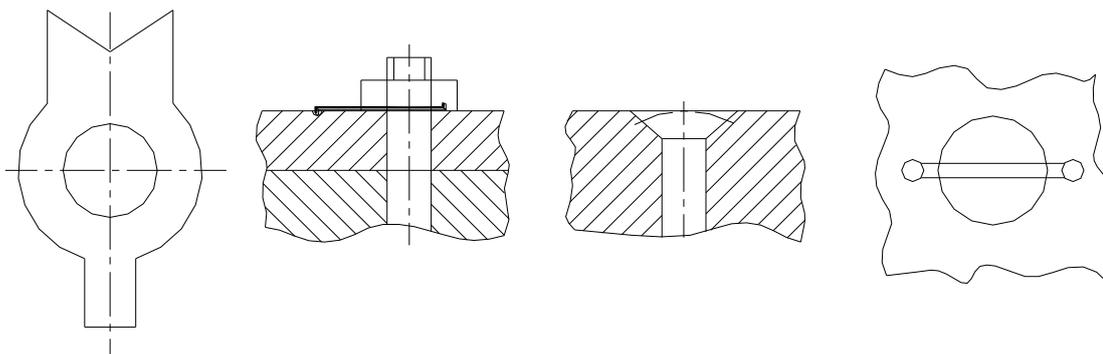


Рис. 11.4. Виды контровки болтовых соединений.

При одностороннем подходе применяются анкерные гайки. Гайки приклепываются к внутренним элементам конструкции заранее, а в процессе сборки ответный элемент конструкции привинчивается к гайке винтом.

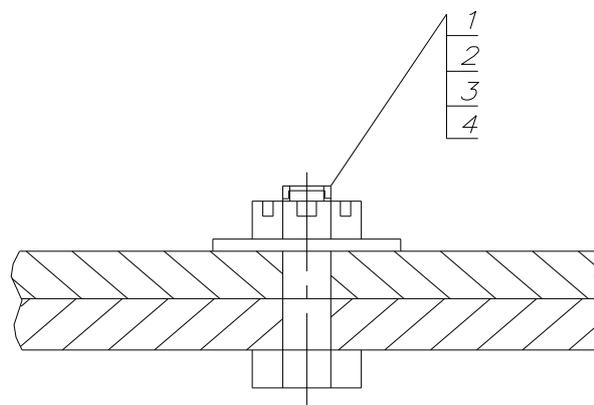


Рис. 11.5. Обозначения болтового соединения на чертеже: 1 – болт; 2 – гайка; 3 – шайба; 4 – шплинт.

При оформлении чертежа позиции на болт, гайку, шайбу и шплинт для одного соединения проставляются совместно, как показано на рис.11.5.

Ключевые слова и выражения.

Разъемные и неразъемные соединения, болтовые соединения, напряжения в соединениях, контровка болтового соединения.

Контрольные вопросы.

1. Область применения болтового соединения.
2. Назовите параметры болтового соединения.
3. В чем особенности болтов, работающих на растяжение?
4. Как определяется шаг болтов?
5. Назовите способы увеличения ресурса болтового соединения.
6. Приведите примеры контровки болтовых соединений.

Литература.

Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 45-47.

Лекция №12

тема: Проектирование сварных, клеевых и клеесварных соединений.

План.

§ 12.1. Сварные соединения.

§ 12.2. Материалы сварных конструкций.

§ 12.3. Условие прочности сварного шва.

§ 12.4. Клеевые соединения.

§ 12.5. Параметры клеевого соединения.

§ 12.6. Расчет клеевого соединения

§ 12.7. Клеесварные соединения.

§ 12.1. Сварные соединения

Сварка как метод неразъемного соединения выгодна в отношении уменьшения массы. До настоящего времени сварка широко применялась в конструкции шасси, топливных баков, разного рода баллонов и цилиндров системы оборудования. В элементах каркаса из алюминиевых сплавов сварные соединения практически не использовались.

С появлением стальных и титановых конструкций каркаса толщины обшивок значительно уменьшились. Для того чтобы такая обшивка не теряла устойчивости между точками ее соединения с каркасом, необходимо значительно увеличить число заклепок. Расчеты показали, что при замене панелей из Д16Т на равнопрочные им по устойчивости панели из титанового сплава ВТ14 потребное число точек соединения на 1 м² поверхности панели увеличивается примерно в 100 раз, а при замене на панели из стали СН4 – в 200 раз. Если на обычном пассажирском самолете с обшивкой из сплава Д16Т число точек соединения обшивки с каркасом составляет примерно 900 тыс., то при переходе на титановые сплавы и стали их количество может дойти до десятков и сотен миллионов на изделие, что совершенно недопустимо из-за роста затрат и уменьшения надежности.

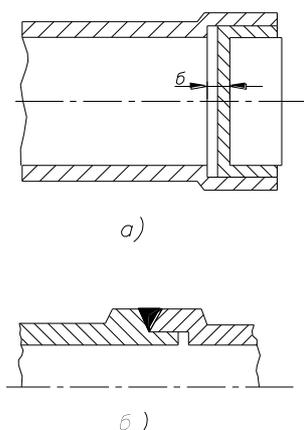


Рис. 12.1. Допуски на расширение материала при сварке:
а, б – различные варианты зазоров

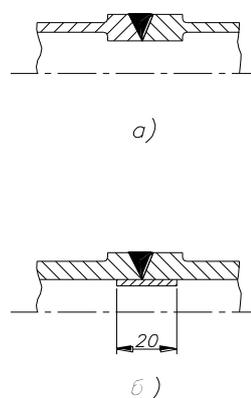


Рис. 12.2. Предотвращение проплава при сварке:
а – сварка без кольца; б – способ сварки с применением медного кольца

Поэтому в титановых и стальных конструкциях неизбежен переход с точечных (заклепочных) соединений на сплошные, выполняемые аргоно-дуговой сваркой, в том числе со сквозным проплавом, плазменной и электроннолучевой, а также находящейся в стадии освоения диффузионной сваркой в вакууме.

Недостатком сварки являются остаточные напряжения в сварном шве. При сварке сложных узлов эти напряжения приводят к поводке конструкции. Рассчитать заранее величину поводок невозможно. Напряжения снимаются последующей термообработкой, но форма остается искаженной, и конструкцию надо править. Учитывая вышеизложенное, при проектировании сварных конструкций надо соблюдать следующие требования:

1) сварные швы должны быть симметричными. Для этого два сварщика сваривают изделие одновременно с двух сторон;

2) не следует применять одновременно различные виды сварки на одном и том же узле;

3) во избежание появления трещин нельзя допускать концентрацию нескольких сварных швов;

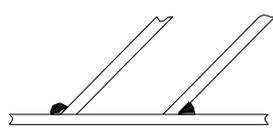
4) необходимо предусматривать технологические зазоры на расширение материала при нагреве (рис.12.1);

5) при сварке встык следует предусматривать меры предосторожности для предотвращения протекания материала при проплавах. На рис 12.2, б показан способ сварки с применением медного кольца, которое потом может быть сточено. На рис 12.1, б приведено конструктивное решение, при котором проплав предотвращается буртом на цилиндре;

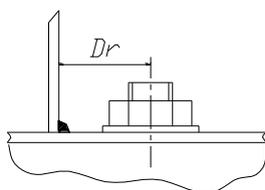
6) из условия равнопрочности необходимо увеличивать сечение в зоне шва. Так как $\sigma_{в.ш} = (0,7 \dots 0,9) \sigma_{в.осн}$, то $F_{ш}/F_{осн} = \sigma_{в.осн} / \sigma_{в.ш}$. Расчет на прочность в зоне сварного шва можно проводить как для обычного материала, но с учетом ослабления;

7) не следует размещать отверстия вблизи шва, так как это ведет к дополнительной концентрации напряжений и к появлению трещин;

8) необходимо учитывать возможность подхода для сварки (12.3, а), предусматривать расстояние от свариваемых деталей до болтов и гаек, как



а)



б)

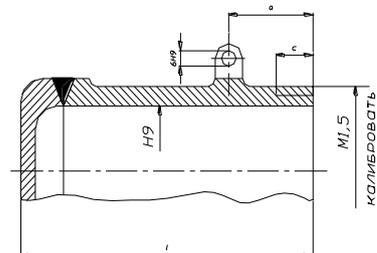


Рис. 12.3. Обеспечение подхода при сварке.

Рис. 12.4. Простановка размеров на сварочном чертеже

показано на рис. 12.3, б; расстояние от оси болта (гайки) до свариваемой детали должно быть не меньше диаметра гайки;

9) из-за поводов конструкции окончательную механическую обработку мест сопряжения сварного узла с другими элементами конструкции надо

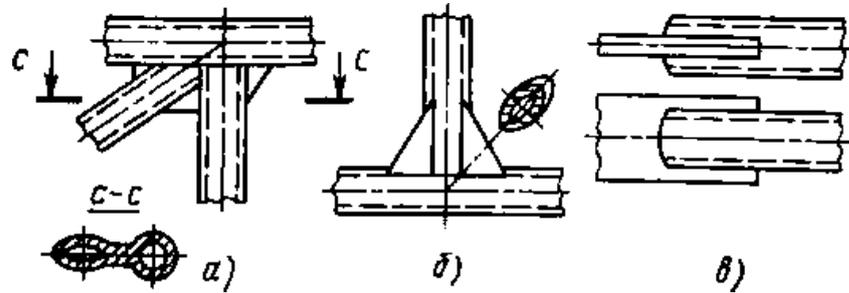


Рис.12.5. Усиление сварного узла:
а – плоской косынкой; *б* – двойной криволинейной косынкой; *в* – прорезной косынкой

проводить после сварки (рис. 12.4). Резьбу нарезают до сварки, после сварки ее калибруют, что должно быть отмечено на сварочном чертеже. Антикоррозийное покрытие проводится после сварки;

10) при сварке узлов из труб, а также форменных трубчатых конструкций для усиления соединения рекомендуется приваривать косынки (рис. 12.5). (С помощью косынок увеличивают длину сварного шва, работающего на срез.);

11) при сварке труб, сечения которых нельзя увеличить в зоне сварного шва, рекомендуется делать косой шов (рис. 12.6, б и в) для уменьшения ослабления сечения и увеличения длины шва, работающего на срез;

12) размеры и форма подготавливаемых к сварке деталей, а также выполненных швов должны соответствовать указанным в руководящих технологических материалах;

13) сварные швы на чертеже обозначают по ГОСТу в соответствии с ЕСКД.

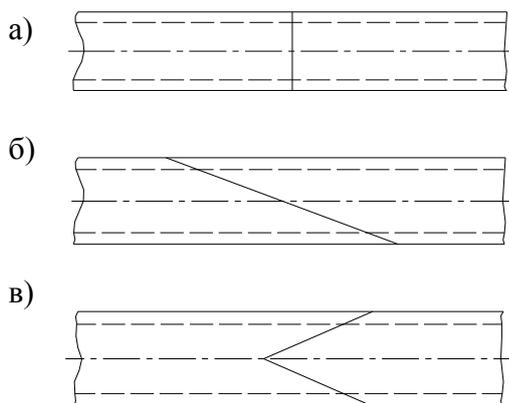


Рис. 12.6. Удлинение сварного шва:
а – прямого; *б*, *в* - косо

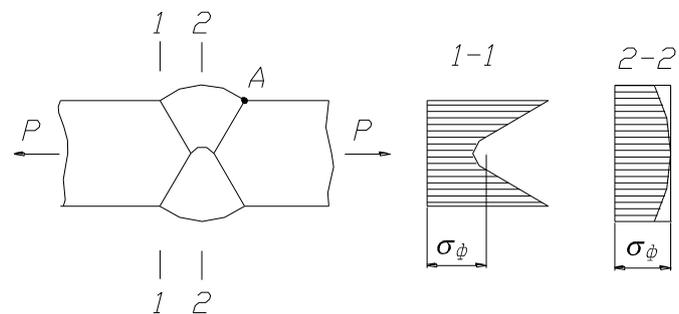


Рис. 12.7. Напряжение в сварном шве

§ 12.2. Материалы сварных конструкций.

Материалы, применяемые в самолетостроении, обладают различной свариваемостью. Хорошо свариваются малоуглеродистые стали 20 и 25, легированные стали 30ХГСА и 30ХГСНА, жаропрочные стали, алюминиевые сплавы АК, АМц, АМг, АЛ9, титановые сплавы ВТ14, ВТ22, никелевые сплавы типа ЭП99 и др.

Удовлетворительной свариваемостью обладают магниевые сплавы, алюминиевый сплав АЛ8. Не сваривается сталь 45.

Сварные узлы из легированной стали 30ХГСНА, нашли широкое применение в таких элементах конструкции шасси, как цилиндры и штоки амортизаторов, траверсы, рычаги, вилки и полувилки, подвески колес, тележки и др. В настоящее время в этих конструкциях начали широко использоваться титановые сплавы ВТ14 и ВТ22. Эти сплавы обладают хорошей свариваемостью и, обеспечивая такую же прочность и жесткость, как детали из 30ХГСНА, позволяют уменьшить массу на 15...20 %. Это объясняется высокими значениями их удельной прочности σ_B/ρ и удельной жесткости \sqrt{E}/ρ . Но так как у 30ХГСНА $\sigma_B=160$ даН/мм², а у ВТ22 $\sigma_B=110...120$ даН/мм², то сечения элементов из ВТ22 получаются больше и требуют больших объемов для размещения.

§ 12.3. Условия прочности сварного шва

Условие прочности сварного шва, выполненного встык (рис.12.8), имеет вид

$$\sigma = \frac{P}{b\delta} \leq \varphi\sigma_s \quad (12.1)$$

где b – длина сварного шва; δ – толщина свариваемых материалов; P – растягивающая сила; $\varphi = 0,9$.

Сварной шов, выполненный под углом $\beta = 45^\circ$ (см.рис.12.8, б) имеет одинаковую прочность с основным материалом. Напряжение в сечении I – I определяют, принимая $\varphi = 1$, т.е. $\sigma = P/(b\delta) \leq \sigma_s$.

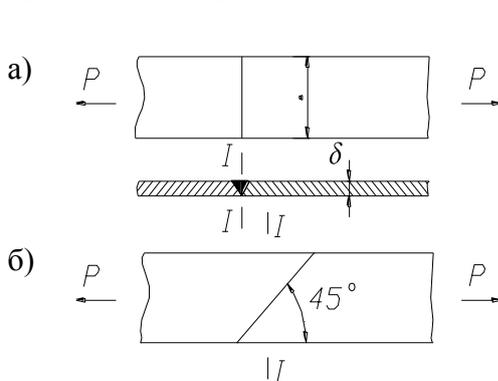


Рис.12.8. Сварное соединение: а – встык; б – при косом срезе

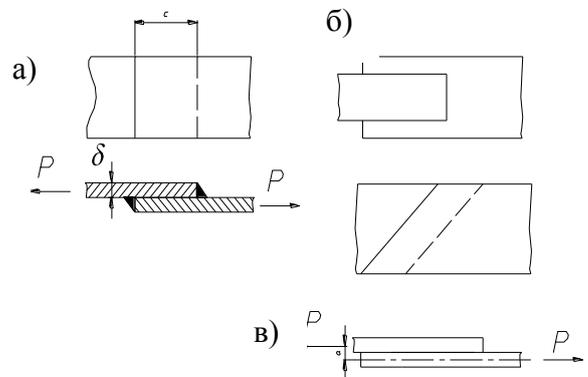


Рис.12.9. Сварное соединение внахлестку: а – лобовое; б – фланговое; в – угловыми швами

Соединение внахлестку (рис.12.9) выполняют угловыми швами. Недостатком таких соединений является повышения концентрация напряжений, обусловленная моментом $\Delta M = Pa$, возникающим из-за искривления потока действующих сил. Это ограничивает применение швов внахлестку в особо ответственных узлах с высоким уровнем напряжений. Величина нахлестки должна быть не менее 4δ . Лобовые и фланговые швы при растяжении (сжатии) рассчитывают из условия среза шва по гипотенузе, длину которой принимают равной $0,7k$, где k – длина катета сварного шва (рис.12.10). Условие прочности соединения записывается в виде

$$\tau = \frac{P}{0,7kl} \leq \varphi(\tau_s). \quad (12.2)$$

где l – суммарная длина швов ($l = l_1 + l_2 + \dots + l_n$); $\tau_s = 0,6\sigma_b$ – временное сопротивление срезу для основного материала; $\varphi = 0,7 \dots 0,8$.

При расчете величину катета сварного шва можно принимать $k = \delta$. При сварке деталей разной толщины за δ принимается наименьшая толщина. Из условия прочности при сварке выпуклых днищ с телом бака, работающего на внутреннее давление, на днище рекомендуется выполнять цилиндрическую часть высотой h (рис.12.11, а). При соединении днища и оболочки корпуса разной толщины встык предпочтительно, чтобы их срединные поверхности являлись одна продолжением другой (рис.12.11, б); хотя и допускается также смещение внешних и внутренних поверхностей.

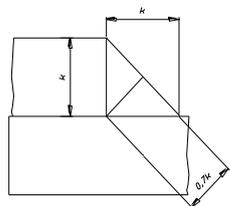


Рис.12.10. Зона среза сварного шва.

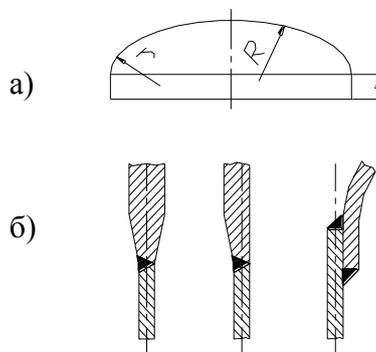


Рис.12.11. Сварка днища с телом бака.

§ 12.4. Клеевые соединения

В современных авиационных конструкциях клеевые соединения находят все более широкое применение, этому способствует появление новых высокопрочных, термо- и влагостойких клеев.

Можно отметить ряд преимуществ клеевых соединений по сравнению со сварными и заклепочными, а именно:

- отсутствие концентрации напряжений;
- отсутствие ослабления сечения (отверстиями при клепке и внутренними напряжениями при сварке);

- более чистая поверхность, чем при клепке и сварке;
- герметичность соединения;
- малая масса соединения;
- малая стоимость.

В то же время у клеевых соединений есть существенные недостатки, ограничивающие их применение:

- сложность контроля качества склейки;
- низкая теплостойкость большинства клеев;
- быстрое старение многих клеев.

В настоящее время в конструкции планера самолета склейка используется в основном совместно с клепкой или с точечной сваркой для повышения надежности, герметичности и сопротивления усталости соединений. Не вызывая значительного увеличения массы, клей в заклепочном соединении воспринимает часть нагрузки, разгружая таким образом заклепки и повышая долговечность конструкции (при расчете на прочность в данном случае клей не учитывается).

Клеевая пленка в проектируемой конструкции должна располагаться так, чтобы клей работал на срез. На отрыв клей работает плохо.

§ 12.5. Параметры клеевого соединения.

Основные параметры клеевого соединения выбирают из условия равнопрочности склеиваемого листа и клеевой пленки (рис. 12.12.). При работе клеевого соединения на разрыв условие равнопрочности запишется в виде $P_{кл} = P_{л}$

$$\tau_{в.кл} ba = \sigma_{в.л} b \delta, \quad (12.3)$$

где b – ширина листа; δ – толщина листа; a – длина склейки (длина нахлестки); $\tau_{в.кл}$ – временное сопротивление клея сдвигу; $\sigma_{в.л}$ – временное сопротивление разрыву.

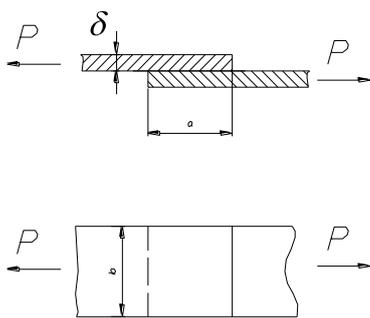


Рис. 12.12. Склейка элементов

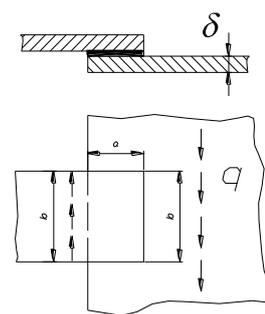


Рис. 12.13. Склейка элементов

Из записанного равенства получаем следующее соотношение

$$\frac{a}{\delta} = \frac{\sigma_{в.л}}{\tau_{в.кл}}. \quad (12.4)$$

При работе склеиваемых листов на сдвиг на длине b под действием распределенных сдвигающих усилий q (рис. 12.13) условие равнопрочности запишется в виде

$$\tau_{в.л} b \delta = \tau_{в.кл} b a,$$

где $\tau_{в.л}$ – временное сопротивление сдвигу листа; $\tau_{в.кл}$ – временное сопротивление сдвигу клея, или

$$\frac{a}{\delta} = \frac{\tau_{в.л}}{\tau_{в.кл}}. \quad (12.5)$$

При склейки внахлест передача сил происходит с эксцентриситетом δ , это снижает сопротивление усталости соединения. Возникающий в зоне передачи сил местный момент $\Delta M = P \delta$ снижает прочность клеевого соединения, особенно при циклических нагрузках. Чтобы избежать этого, применяют склейку на ус, при которой сила передается более равномерно, а также увеличивается длина склейки.

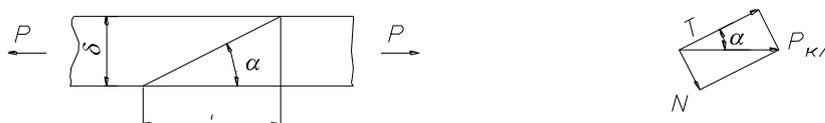


Рис. 12.14. Склейка на ус.

§ 12.5. Расчет клеевых соединений.

Рассмотрим работу соединения на ус при растяжении силой P (рис. 12.14). Разложим силу $P_{кл}$ на касательную к плоскости склейки T и нормальную к плоскости склейки N

$$T = P_{кл} \cos \alpha; \quad N = P_{кл} \sin \alpha. \quad (12.6)$$

Выражения для силы T и N можно записать в виде

$$T = \tau_{в.кл} b \frac{\delta}{\sin \alpha}; \quad (12.7)$$

$$N = \sigma_{в.кл} b \frac{\delta}{\sin \alpha}, \quad (12.8)$$

где b – ширина склейки; $\delta/\sin \alpha$ – длина склейки. Сила, разрывающая лист, будет $P = \sigma_{в.л} b \delta$. (12.9)

Выразим из уравнений (12.6) и (12.7) силу $P_{кл}$ силе P

$$P_{кл} = \frac{T}{\cos \alpha} = \tau_{в.кл} b \frac{\delta}{\sin \alpha \cos \alpha}. \quad (12.10)$$

Из условия равнопрочности приравняем силу $P_{кл}$ силе P

$$\tau_{в.кл} b \frac{\delta}{\sin \alpha \cos \alpha} = \sigma_{л} b \delta$$

и окончательно получаем

$$2 \frac{\tau_{в.кл}}{\sin 2\alpha} = \sigma_{л} \quad \text{или} \quad \sin 2\alpha \leq \frac{2\tau_{в.кл}}{\sigma_{в.л}}, \quad (12.11)$$

что и является одним из условий равнопрочности листа и клевого шва. Найдем из выражений (12.6) и (12.8) силу $P_{кл}$

$$P_{кл} = \frac{N}{\sin \alpha} = \sigma_{в.кл} \frac{b\delta}{\sin^2 \alpha}. \quad (12.12)$$

Приравнявая выражения (9.10) и (9.7) получаем условие равнопрочности при работе клевого соединения на отрыв

$$\sigma_{в.кл} \frac{b\delta}{\sin^2 \alpha} = \sigma_{в.л} b\delta; \quad \sin^2 \alpha \leq \frac{\sigma_{в.кл}}{\sigma_{в.л}}. \quad (12.13)$$

Из двух условий (12.11) и (12.13) выбирают наименьшее значение угла α для получения равнопрочной конструкции.

§ 12.6. Клеесварные соединения

Клеесварные соединения – это соединения, выполненные точечной электросваркой, у которых в промежутках между сварными точками находится клей. Клей наносят до сварки или после нее (сварка по клеевой пленке стала возможной только в последние годы, после получения клея, не препятствующего прохождению тока).

Прочность клеесварного соединения равна сумме прочности сварного и клевого соединений. Прочность клея зависит от величины нахлестки a (рис. 12.15). Сила, которую выдерживает клеесварное соединение, определяется как

$$P_{кл. св} = a t \tau_{кл} + P_1 \frac{b}{t} \quad (12.14)$$

где a – ширина склейки (величина нахлеста); b – длина склейки; P_1 – прочность одной точки на срез; t – шаг сварных точек.

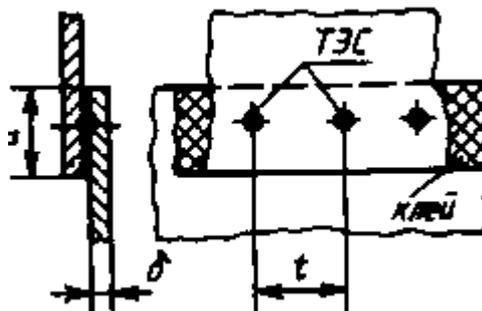


Рис.12.15. Клеесварное соединение

Применение клеесварных соединений целесообразно при соединении с обшивкой элементов каркаса, работающих на сжатие, так как наличие клея исключает возможность местной потери устойчивости обшивкой в промежутках между сварными точками. При появлении термостойких клеев клеесварные соединения смогут широко применяться в титановых и стальных конструкциях каркаса. Это объясняется тем, что титановые и стальные обшивки имеют гораздо меньшую толщину, чем обшивки из алюминиевых сплавов. При этом для предотвращения местной потери устойчивости обшивки

(выпучивания между точками крепления) требуется большое число точек соединения этой обшивки с силовым набором. Это достигается путем перехода на сплошные сварные соединения или, по-видимому, на менее трудоемкие клеесварные соединения.

Ключевые слова и выражения.

Сварные конструкции, остаточное напряжение, поводка конструкции, косынка, свариваемость, соединение встык, соединение внахлестку, клеевые соединения, герметичность соединения, условие равнопрочности, клеесварные соединения.

Контрольные вопросы.

1. Где применяется сварка?
2. Почему в титановых и стальных конструкциях применяются сварные соединения вместо заклепочных?
3. Что является недостатком сварных соединений?
4. Какие требования применяются при проектировании сварных конструкций во избежание остаточных напряжений?
5. Назовите конструкционные материалы, обладающие хорошей свариваемостью.
6. Назовите преимущества и недостатки клеевых соединений.
7. Что такое клеесварное соединение?
8. Как определяется сила, которую выдерживает клеесварное соединение?
9. Где применяются клеесварные соединения?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 50-58.

Лекция №13

тема: Анализ типовых конструктивно – технологических неувязок в зоне соединения.

План

§ 13.1. Конструктивные неувязки.

§ 13.2. Технологические неувязки.

§ 13.3. Неувязки связанные с технологической оснасткой.

§ 13.1. Конструктивные неувязки

При большой насыщенности конструкции самолета различного рода соединениями существует опасность как конструктивных, так и технологических неувязок.

К конструктивным относят неувязки, возникающие в процессе проектирования, например, несоответствие крепежного элемента соединению, к технологическим – несоответствие оснастки для выполнения соединения по параметрам соединения и т.п.

Рассмотрим следующие типичные конструктивно - технологические неувязки, связанные с неверным назначением параметров крепежных элементов.

§ 13.2. Технологические неувязки

1. Завышение длины гладкой части болта относительно толщины пакета.

Основная причина появления подобного рода неувязок связана с неверным выбором параметров соединения; нарезная часть болта при этом выходит за толщину пакета, делая соединение невозможным. Такого рода неувязки устраняются на этапе конструирования либо технологическим путем замены крепежного элемента на другой, применимый в данном соединении и имеющий аналогичные массовые характеристики.

2. Завышение длины заклепки относительно толщины пакета.

Причина появления неувязки аналогична случаю (1). Нормально, длина выступающей части заклепки составляет 1,1 – 1,3 диаметра заклепки. Неувязка устраняется путем выбора другой заклепки по той же нормали. Существуют также неувязки, возникающие при неправильной обработке данных по нормали.

3. Отсутствие в каталоге применимости данной заклепки.

Сущность неувязки в том, что для указанных параметров заклепки невозможно подобрать крепежный элемент – при данном диаметре длина заклепки не входит в допустимый диапазон.

Кроме того имеется большое число конструктивно – технологических неувязок, связанных с невозможностью выполнения соединения из-за отсутствия подхода инструментом в зону соединения. Типичными такими неувязками можно назвать:

4. Невозможно выполнить соединение из-за отсутствия подхода для клепки с пневмомолотком.

В процессе конструирования не были учтены особенности применяемой оснастки. Эта неувязка устраняется путем постановки заклепок с односторонним подходом либо приобретением дополнительной оснастки для выполнения соединения.

К неувязкам, связанным с неприменимостью имеющейся оснастки для выполнения соединения к параметрам соединения относятся следующие:

5. Отсутствие подхода для прессовой клепки.

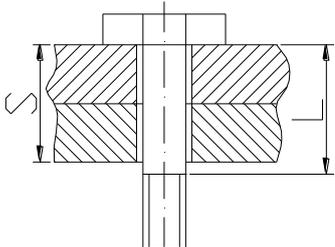
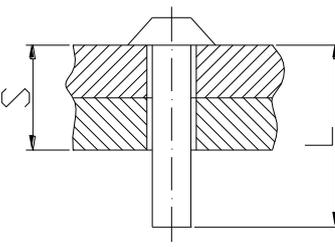
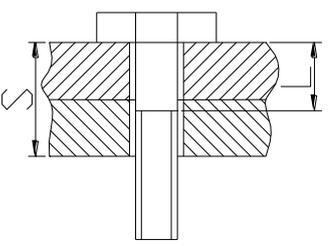
При этом глубина зева пневмоскобы недостаточна для выполнения соединения. Неувязка устраняется путем замены клепальной оснастки.

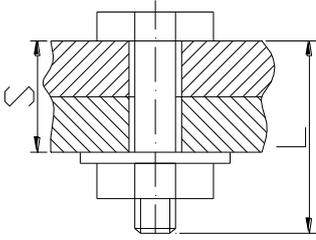
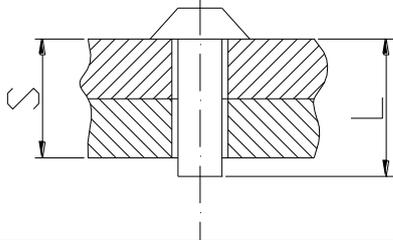
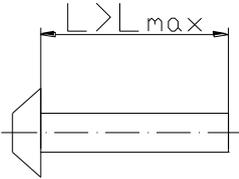
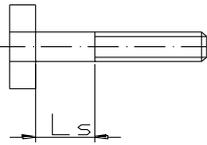
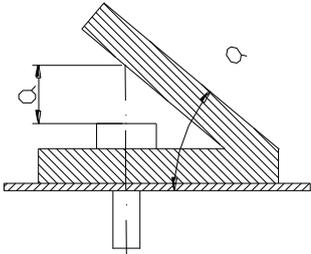
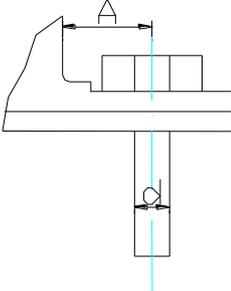
6. Невозможна автоматическая клепка.

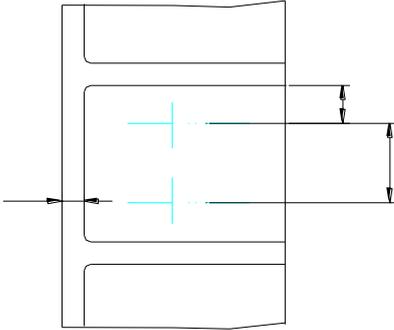
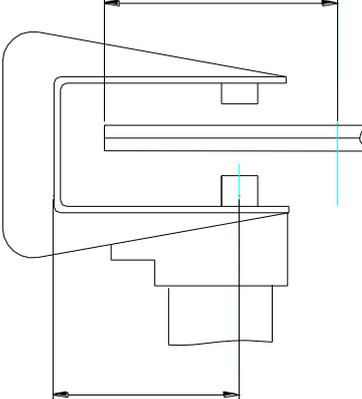
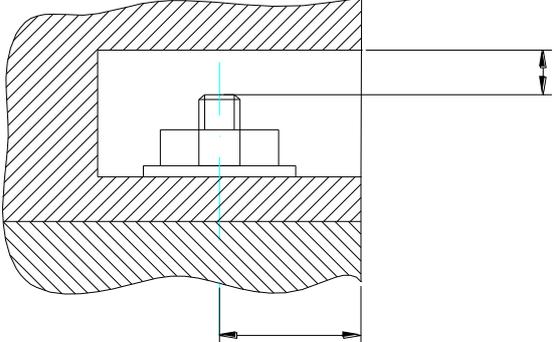
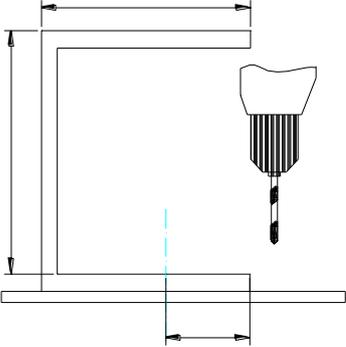
Кроме того, как следствие, невозможность клепки стержнями, являющейся передовым направлением в заклепочных соединениях.

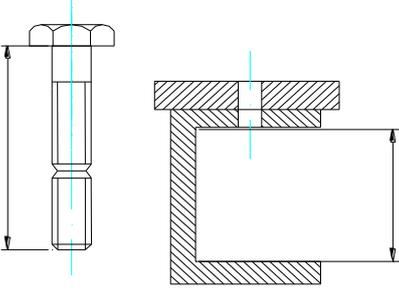
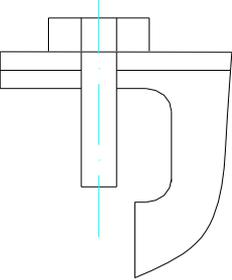
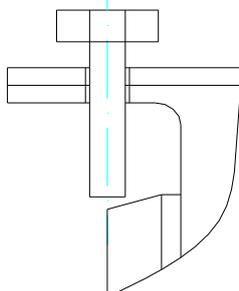
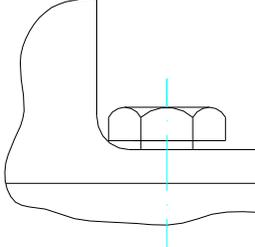
Подобная подборка наиболее часто встречающихся конструктивно-технологических неувязок приведена в следующем приложении.

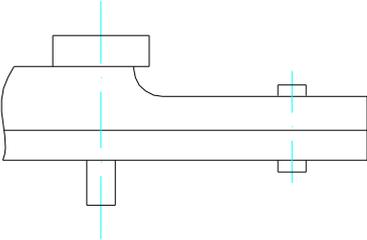
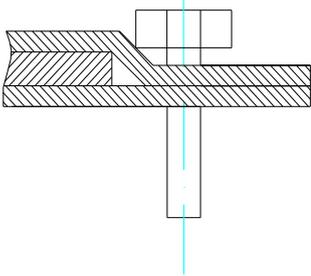
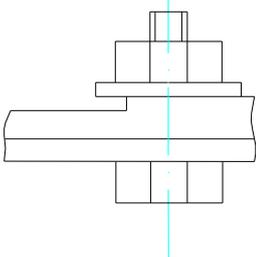
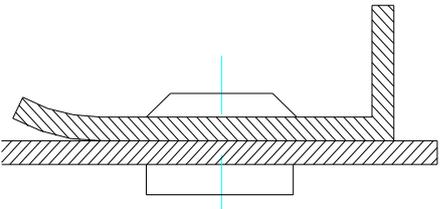
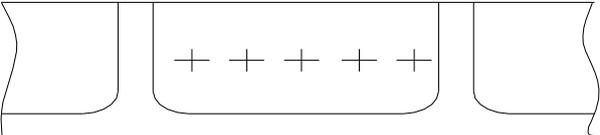
ПРИЛОЖЕНИЕ

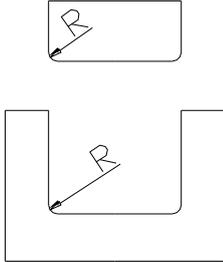
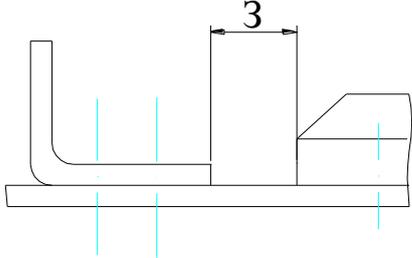
№	Содержание неувязок	Эскиз
1	2	3
1	Завышение длины гладкой части болта относительно толщины пакета	
2	Завышение длины заклепки относительно толщины пакета	
3	Утопание резьбы болта в пакет в соединении с радиальным натягом	

4	Занижение длины болта (выход резьбы из гайки меньше допустимого)	
5	Занижение длины заклепки	
6	Отсутствие в каталоге применимости данной заклепки	
7	Отсутствие в каталоге применимости данного болта	
8	Невозможно выполнить соединение из-за отсутствия подхода с пневмомолотком	
9	Наконечник гайковерта упирается в стенку детали	

10	Невозможна затяжка гаек из-за отсутствия доступа с ключом	
11	Отсутствие подхода для прессовой клепки	
12	Невозможна автоматическая клепка	БЕЗ ЭСКИЗА
13	Нет подхода для кернения	
14	Нет подхода для сверления отверстия	

15	Нет подхода для развертки	БЕЗ ЭСКИЗА
16	Невозможна установка в сборочное положение болта с технологическим хвостовиком	
17	Невозможно навернуть гайку на болт	
18	Невозможно установить болт в сборочное положение	
19	Невозможно установить болт в сборочное положение	БЕЗ ЭСКИЗА
20	Попадание головки крепежа на радиус детали	

21	<p>Попадание головки крепежа в зону химфрезеровки</p>	
22	<p>Попадание крепежа в зону подсечки</p>	
23	<p>Нависание гайки над радиусом</p>	
24	<p>Деформация деталей пакета в зоне клепки</p>	
25	<p>Несовпадение шага крепежа с заданным</p>	

26	Деталь не устанавливается в сборочное положение ($R_2 > R_1$)	
27	Не обеспечивается зазор вследствие набегания допусков	
28	Исключение размера из чертежа	БЕЗ ЭСКИЗА
29	Изменения в чертежах для изменения КИМ	БЕЗ ЭСКИЗА
30	Садится сверло при обработке материалов из твердых сплавов	БЕЗ ЭСКИЗА
31	Невозможно сверление пакетов из разнородных материалов	БЕЗ ЭСКИЗА

Ключевые слова и выражения

Конструктивно-технологические неувязки, неувязки размеров, неувязки технологической оснастки, неувязки чертежа, неувязки поверхностей и т.д.

Контрольные вопросы

1. Что такое конструктивная неувязка соединения?
2. Что такое технологическая неувязка деталей?

3. Чем характеризуется неувязка в технологической оснастке?
4. Где встречается неувязка поверхностей?
5. Как устраняется неувязка размеров соединительных элементов?
6. Как исправляет неувязку по подходу инструмента на обрабатываемой участки деталей?
7. Приведите пример на неоднородности материала конструкции при сверлении.
8. Как исправляется неувязка при попадание крепежа в зоне подсечки?

Литература.

2. Абибов А. «Технология самолетостроения» М., «Машиностроение» 1982 г.
3. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 120-123.

ТЕМА 4. «Проектирование кронштейнов, качалок и стыковых узлов»

Лекция №14

тема: Проектирование и расчет проушин неподвижных.

План:

§ 14.1. Принципы проектирования и расчета проушин.

§ 14.2. Распределение напряжений в проушине неподвижного соединения.

§ 14.3. Алгоритм расчета проушины неподвижного соединения.

§ 14.1. Принципы проектирования и расчета проушин

В большинстве разъемных соединений, применяемых в конструкции самолета, широко используются разного рода проушины. От правильности проектирования проушин в значительной степени зависит надежность узлов, агрегатов и самолета в целом. При проектировании надо учитывать, что любой стык является критическим местом и сделать его равнонапряженным регулярному полотну без значительного увеличения массы невозможно. Но необходимо стремиться к тому, чтобы это увеличение массы было минимальным. К увеличению массы проушины ведет наличие концентрации напряжений в зоне отверстия, а масса проушин подвижных соединений увеличивается из-за снижения напряжения смятия под болтом и соответствующего увеличения размеров проушины.

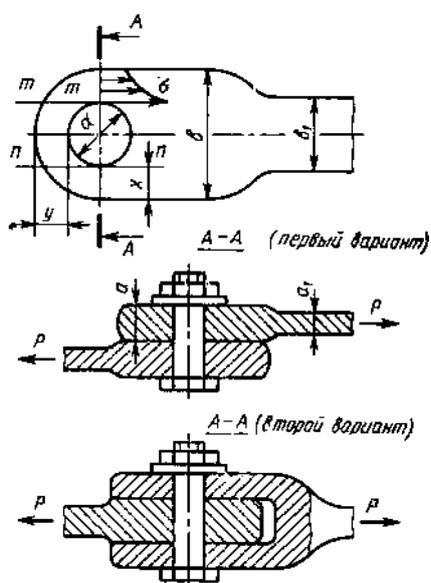
§14.2. Проектирование проушин неподвижных соединений

Рассмотрим проектирование проушины неподвижного » разъемного соединения (рис. 9). В сечении $A - A$ проушины напряжения будут изменяться неравномерно. Напряжения достигают наибольшего значения на краях отверстия проушины

$$\alpha_{\max} = 3\sigma_{cp},$$

где $\sigma_{cp} = P/(ab)$; P —действующая сила; a —толщина проушины; b —ширина проушины.

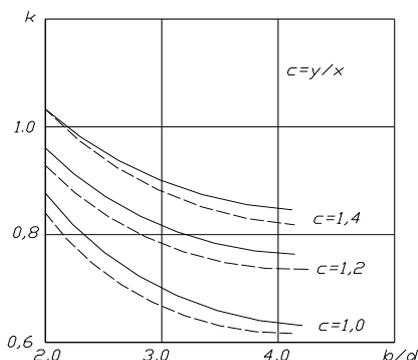
Наличие концентрации напряжений не позволяет рассчитывать проушину на разрыв по разрушающему напряжению. За разрушающее напряжение в этом случае принимается величина $k\sigma_B$, где k — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений. Коэффициент k зависит от формы проушины, а именно от соотношений b/d и y/x , а также от



материала проушины. Значение k всегда меньше единицы. Приближенно k можно определить по эмпирической зависимости

$$k \approx 0,565 + 0,48 y/x - 0,1b/d.$$

Точнее k определяют по экспериментальным графикам, приводимым в справочниках. Примерный вид графика показан на рис. 14.2. С учетом коэффициента k потребная площадь сечения проушины будет



$$F = 2xa = \frac{P}{k\sigma_B}$$

где F – площадь разрыва проушины по сечению $A-A$. При $b/d = 2$ и $x = y$ $k = 0,89$ для алюминиевых сплавов; $k = 0,83$ для ЗОХГСА.

Рис. 14.2. Приближенная зависимость $k = f(b/d)$: ———— один проушина; - - - - - две проушины

§ 14.3. Алгоритм расчета проушины подвижного соединения.

Приведем алгоритм расчета проушины неподвижного разъемного соединения:

1. Задаются силой P , вызывающей разрыв проушины.
2. Задаются числом проушин, а следовательно, числом поверхностей среза болта ($t = 1$ – односрезный; $t = 2$ – двухсрезный). Задаются материалом болта.
3. Определяют площадь сечения болта из условия работы на срез

$$F = \frac{P}{\tau_B m t}$$

4. Определяют диаметр болта

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\tau_B m t}}$$

В справочниках приведены диаметры болтов в зависимости от перерезывающей силы, поэтому пункты 3 и 4 можно опустить (при расчете на ЭВМ нормаль на болты должна быть введена в память машины).

5. Из условия работы проушины на смятие определяют ее толщину a . Для этого вычисляют $\sigma_{см} = (1 \dots 1,3)\sigma_B$ Ств и из выражения для площади смятия $F_{см} = ad = P/\sigma_{см}$ находим

$$u = \frac{P}{d\mu\sigma_B}$$

где $\mu = 1 \dots 1,3$; a – толщина проушины (для двухсрезного соединения толщина средней проушины или суммарная толщина двух крайних проушин).

б. Из условия разрыва по сечению А – А определяют остальные размеры:
а) задаются значением b/d в пределах 2 ... 3 (при больших значениях получается малая величина k и растет масса проушины).

Для уменьшения массы проушины желательно задаваться значением b/d ближе к двум; $b/d < 2$ принимать нельзя, так как

$$X_{\max} \geq d/2,$$

б) по отношению b/d находят x

$$x = \frac{b-d}{2};$$

в) определяют значение k , соответствующее выбранным параметрам проушины, из выражения для площади разрыва

$$F = \frac{P}{k\sigma_B} = 2ax.$$

Тогда

$$k = \frac{P}{2ax\sigma_B}.$$

Зная k и b/d , по графикам $k = f(b/d)$ находят значения $c = y/x$, т. е. $y = cx$.

Если при расчете получилось $k > 1$, то необходимо задаться другим значением b/d и повторить расчет.

При расчете на ЭВМ значение k определяется по эмпирической зависимости

$$k = 0,565 + 0,48y/x - 0,1b/d = \frac{P}{2ax\sigma_B}.$$

При этом

$$y = x \left(0,208 \frac{b}{d} - 1,177 \right) \pm \frac{P}{0,96a\sigma_B}.$$

При расчете проушины с учетом коэффициента k проверку прочности на срез по сечениям $m-m$ и $n-n$ (см. рис. 9) можно не проводить.

Площадь сечения за проушиной определяют по выражению

$$F_1 = \frac{P}{\sigma_B} = a_1 b_1.$$

Если проушина выполнена из алюминиевого сплава, то для предотвращения ее смятия под стальным болтом в нее целесообразно запрессовать стальную втулку. В этом случае при расчете на смятие за площадь смятия F_{CM} принимают $F_{CM} = ad_{BT}$, т. е. проверяют проушину на смятие не под болтом, а под втулкой.

Ключевые слова и выражения.

Проушины неподвижных соединений, коэффициент концентрации напряжений, число поверхностей среза болта, напряжение смятия, площадь разрыва проушины, площадь сечения за проушиной.

Контрольные вопросы.

1. Назначение проушин.
2. От чего зависит коэффициент k , учитывающий концентрацию напряжений?
3. Как определяется коэффициент k ?
4. Напишите алгоритм расчета проушины неподвижного соединения.
5. Что является определяющим фактором расчета на прочность проушины с подшипником?
6. Каковы минимальные размеры перемычки проушины из алюминиевых сплавов?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр. 59-61.

Лекция №15

тема: Проектирование и расчет проушин подвижных соединений.

План.

§ 14.4. Конструктивные особенности проушин подвижных соединений.

§ 14.5. Особенности работы проушины подвижного соединения и ее расчет на прочность.

§ 14.6. Расчет проушин подвижного соединения.

§ 15.1. Конструктивные особенности проушин подвижных соединений.

В проушинах подвижных соединений типа качалок и тяг управления, узлов подвески рулей и других, подвергающихся действию сравнительно небольших расчетных нагрузок и, следовательно, имеющих небольшие размеры, минимальное трение может быть обеспечено применением подшипников качения (шариковых или роликовых). Подшипники запрессовываются в проушину и дополнительно кернятся или развальцовываются (рис. 15.1). Соединение проушины с подшипником становится неподвижным.

Определяющим при расчете на прочность такой проушины становится не смятие, а разрыв. Из-за установки в проушину подшипника ее размеры увеличиваются. Значительная высота подшипника приводит к увеличению толщины проушины a . В связи с этим при расчете проушины на разрыв размер перемычки t часто получается очень малым.

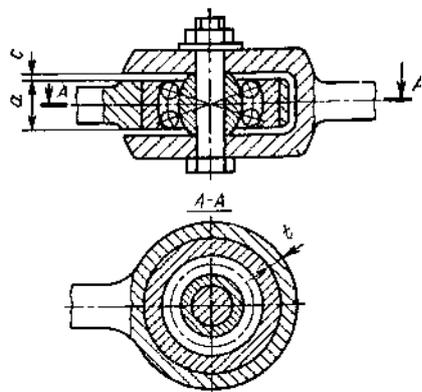


Рис. 15.1. Проушина подвижного соединения с запрессованным подшипником

В этом случае величину t надо выбирать из условия прочности при запрессовке подшипника.

Ориентировочно, в зависимости от материала проушины, рекомендуются следующие минимальные размеры t :

для проушин из стали 30ХГСА $t = 2 \dots 3$ мм;

для проушин из алюминиевых сплавов $t = 3 \dots 4$ мм;

для проушин из магниевых сплавов $t = 4 \dots 5$ мм.

Эти величины учитывают также возможную овальность отверстия под подшипник. При расчете

проушины на разрыв коэффициент k , учитывающий концентрацию напряжений, можно не вводить, так как при запрессовке подшипника в стенках проушины возникают сжимающие напряжения, которые снижают концентрацию напряжений от растяжения. Для шарнирных соединений с подшипниками применяются специальные болты из 30ХГСА или 14Х17Н2 с посадкой f7. В шарнирных соединениях, допускающих ориентировку (перекос), подшипник устанавливается обязательно в средней проушине. Расстояние от плоскости подшипника до внешней проушины s (см. рис. 15.1) определяет

возможный угол ориентировки. При проектировании средних проушин с подшипником выбор параметров соединения обычно начинают не с расчета болта, как для неподвижного соединения, а с выбора подшипника под заданную нагрузку. Если подшипник подобран правильно, то отверстие под болт или ось в его внутреннем кольце соответствует шарнирному болту, выдерживающему заданную нагрузку. Толщина подшипника определяет высоту проушины. При этом по ГОСТу толщина проушины

$$a = a_{\text{п}} + 2f,$$

где $a_{\text{п}}$ — толщина подшипника; f — величина, задаваемая в ГОСТе. Так, для подшипников с внешним диаметром 20 ... 30 мм принимается $f = 0,2$ мм; для подшипника диаметром 30 ... 40 мм $f = 0,25$ мм.

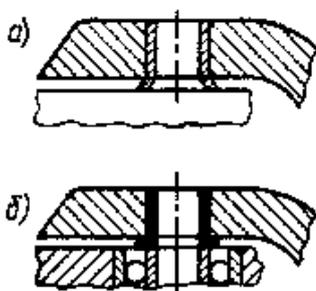


Рис. 15.2. Постановка втулок под болт проушины неподвижного соединения: а — подшипник в проушине с выступающим кольцом; б — без выступающего кольца

Диаметр проушины определяют из расчета на разрыв с учетом ограничений, накладываемых на размер t . В торцах проушины протачиваются канавки для развальцовки или кернения подшипника. Размеры и расположение канавок нормированы. За счет затяжки болта и большего, чем в подшипнике, трения, соединение болта с внешними проушинами можно считать неподвижным. Поэтому расчетным случаем для них также будет не смятие, а разрыв. Параметры внешних проушин определяют по методике расчета неподвижных разъемных соединений. Если проушины изготовлены из алюминиевого или магниевых сплавов, то для повышения их долговечности и предотвращения от смятия под стальным болтом в них запрессовываются стальные втулки. Если подшипник, запрессованный в среднюю проушину, имеет выступающее кольцо, то втулки заторцовываются заподлицо с наружными проушинами. При отсутствии у подшипника выступающего внутреннего кольца втулки выполняются с буртами (рис. 15.2), упирающимися во внутреннее кольцо подшипника.

§ 15.2. Особенности работы проушины подвижного соединения и ее расчет на прочность

В проушинах подвижных соединений, работающих при высоких значениях расчетной нагрузки (проушинах подвески рычагов и двухзвенников шасси, тележек шасси и т. п.), применять подшипники качения обычно бывает нецелесообразным, так как из-за этого резко увеличиваются габаритные размеры, а следовательно, и масса соединений. Наличие же несколько большего трения для этих узлов не имеет столь существенного значения. В этих соединениях применяют обычно подшипники скольжения в виде втулок. Проектирование этих конструкций имеет свои особенности. Так, для

уменьшения размеров, а следовательно, и массы конструкции в этих узлах уменьшают число подвижных соединений. Это достигается фиксацией болта относительно средней или крайних проушин.

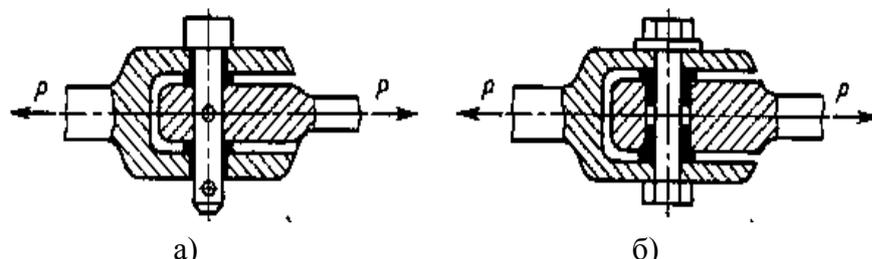
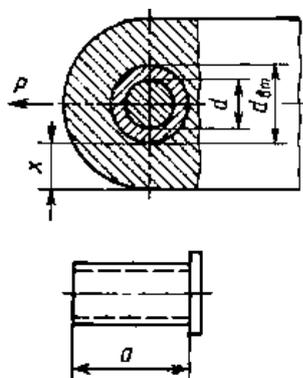


Рис.15.3. Подвижное соединение с подшипниками скольжения:

а – с наружными подвижными соединениями;
б – с внутренними подвижными соединениями.

В соединении (рис. 15.3) нагрузка приложена по оси элементов соединения, при этом не имеет существенного значения, какое соединение делать подвижным



относительно внешних или внутренней проушин. На рис. 15.3, а показано соединение, в котором болт зафиксирован относительно средней проушины. Соединение крайних проушин с болтом (или осью) является подвижным. Для уменьшения трения в эти проушины запрессованы втулки — подшипники скольжения. Втулки могут быть изготовлены из бронзы типа БрАЖМц или для особо нагруженных соединений из стали 30ХГСА. Втулки рассчитаны на определенный ресурс и подлежат замене. Параметры втулок так же, как и подшипников качения, задаются ГОСТом.

В соединении, приведенном на рис. 15.3, б, подвижным является соединение средней проушины с болтом. Относительно крайних проушин болт фиксируется затяжкой, а иногда и дополнительными средствами, например выступом-упором на одной из крайних проушин, в который упирается головка болта, что препятствует его провороту. В средней проушине запрессованы две втулки. Сточки зрения работы под нагрузкой, оба соединения при заданном направлении нагрузки практически идентичны. Незначительным преимуществом обладает первое соединение благодаря разнесению базы вращающихся поверхностей, что положительно сказывается при появлении непредусмотренных боковых нагрузок (уменьшает их влияние и препятствует перекосам). Однако более технологичным является второе соединение. Это объясняется следующим. Для устранения люфта между проушинами выступающую часть втулок надо торцевать точно под размер. При изготовлении первого соединения для торцевания требуется специальная калиброванная фреза, при выполнении второго соединения эту операцию проводят с помощью двух обычных фрез, поставленных на заданном расстоянии.

§ 15.3. Расчет проушин подвижного соединения

При определении параметров подвижного соединения втулку рассчитывают на смятие под болтом (рис. 15.4). Площадь смятия будет

$$F_{\text{см}} = da = \frac{P}{\sigma_{\text{см. вт}}}$$

где d — диаметр болта и внутренний диаметр втулки; a — длина втулки и соответственно высота проушины; $\sigma_{\text{см.вт}} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_{\text{в.вт}}$; $\sigma_{\text{в.вт}}$ — временное сопротивление на разрыв материала втулки.

Если втулка изготовлена из бронзы ($\sigma_{\text{в.вт}} \approx 60 \text{ даН/мм}^2$), то длина ее получается достаточно большой, в результате этого значительно увеличивается размер a проушины. Так как втулка запрессована в проушине, то их соединение является неподвижным, поэтому расчет на смятие проушины под втулкой можно не проводить. Проушину рассчитывают на разрыв по ранее рассмотренной методике с введением коэффициента, учитывающего концентрацию напряжений k . При расчете на разрыв площадь разрыва определяем по выражению

$$F = (b - d_{\text{вт}})a = \frac{P}{k\sigma_{\text{в}}} = 2\chi a,$$

где $d_{\text{вт}}$ — внешний диаметр втулки; $\sigma_{\text{в}}$ — временное сопротивление материала проушин.

За счет большой длины втулки a , определенной в результате расчета на смятие, при расчете на разрыв потребный радиус сечения получается меньшим, чем $d_{\text{вт}}/2$, что дает как бы дополнительный запас прочности соединению.

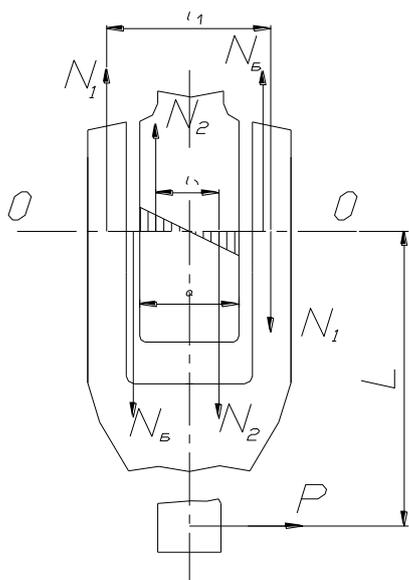


Рис. 15.5. Подвижное соединение, работающее на изгиб

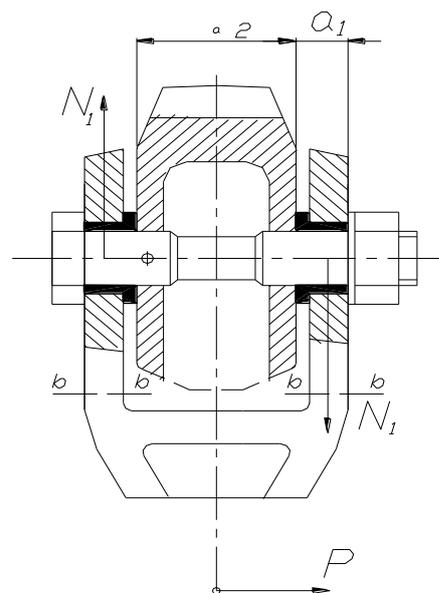


Рис. 15.6. Конструктивное оформление подвижного соединения, работающего на изгиб

Для подвижных соединений, передающих изгибающий момент от поперечной нагрузки, важен правильный выбор параметров проушины, относительно которой болт подвижен. В сечении $O—O$ (рис. 15.5) действует сила P и изгибающий момент $M = PL$. Основной нагрузкой, действующей на проушины, будут силы N_1 и N_2 , уравнивающие и передающие изгибающий момент. Для крайних проушин $N_1 = PL/l_1$, для средней проушины $N_2 = PL/l_2$, где $l_2 = 2a/3$ (из-за неравномерностей эпюры сил).

Так как $l_1 \gg l_2$, то $N_1 \ll N_2$. Отсюда следует, что подвижными целесообразнее делать внешние проушины, так как они менее нагружены. Для уменьшения сил N_1 желательно увеличивать расстояние между внешними проушинами. При этом также разгружается болт, так как действующее на него срезающее усилие равно $N = PL/a$. Если по конструктивным соображениям возможно увеличение расстояния между крайними проушинами, то соединение делают в виде, представленном на рис. 15.6. При дальнейшем увеличении a целесообразно выполнять соединение в виде трех левых и трех правых проушин, соединенных отдельными болтами (рис. 15.7). В соединении, показанном на рис. 15.6, применять отдельные болты не следует, поскольку проушины начинают работать, как в односрезном соединении, и нагружаются неравномерно. Общий болт выравнивает нагрузку между проушинами. Кроме того, болт нужен для равномерного восприятия проушинами перерезывающей силы P в сечении $b—b$. При отсутствии болта сечение одной проушины надо рассчитывать на полную силу P . Затяжка болта включает в работу вторую проушину, а перерезывающую силу, действующую на проушину, с некоторым запасом можно принять равной $0,6P$. Параметры сечения $b—b$ рассчитывают из условия одновременного действия растягивающей силы N_1 и срезающей силы

0,6Р.

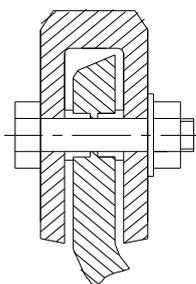


Рис. 15.7. Крайняя проушина с отдельным болтом.

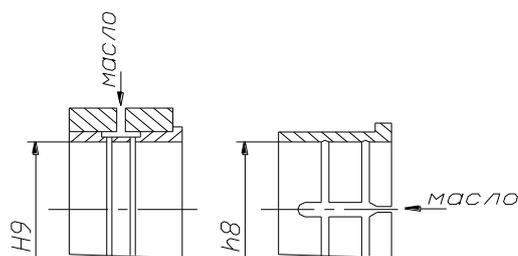


Рис. 15.8. Смазка болта.

Напряжение, возникающее в сечении, определяют по третьей теории прочности

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \ll \sigma_B.$$

Все проушины подвижного соединения требуют обязательной смазки. Смазочный материал должен вводиться между болтом (осью) и втулкой (подшипником скольжения), запрессованной в проушину (рис. 15.8). Как правило, смазывание осуществляется при помощи масленки, вворачиваемой в тело проушины или в головку болта. Для смазывания всей внутренней поверхности втулки в ней делают канавки для протока масла — кольцевые, спиральные или пересекающиеся. Втулки изготавливают или из бронзы БРАЖМц, или для случая больших нагрузок — из стали 30ХГСА. При этом отверстие для оси (болта) внутри втулки выполняется по H9 или H8. В соединении применяется шарнирный болт. Если масленка вворачивается в головку болта, то в его теле делают проточки для протекания масла. Чаще в этом случае применяется специальный полый болт, на который выпускается чертеж. Ослабление болта проточками приводит к увеличению его диаметра. Все это влечет за собой увеличение размеров соединения, а следовательно, и его массы. В связи с этим целесообразнее вворачивать масленку в тело проушины.

Ключевые слова и выражения.

Проушины неподвижных соединений, коэффициент концентрации напряжений, число поверхностей среза болта, напряжение смятия, площадь разрыва проушины, площадь сечения за проушиной, разрыв проушины подвижного соединения.

Контрольные вопросы.

7. Назначение проушин.
8. От чего зависит коэффициент k , учитывающий концентрацию напряжений?
9. Как определяется коэффициент k ?
10. Напишите алгоритм расчета проушины неподвижного соединения.
11. Как обеспечивается минимальное трение в проушинах подвижных соединений?
12. Что является определяющим фактором расчета на прочность проушины с подшипником?
13. Каковы минимальные размеры перемычки проушины из алюминиевых сплавов?
14. Почему в проушинах подвижных соединений, работающих при высоких значениях расчетной нагрузки, применяются подшипники скольжения?
15. Как определяется площадь смятия под болтом втулки подвижного соединения?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр. 59-67.

Лекция №16

тема: Проектирование кронштейнов узлов навески управляющих поверхностей.

План.

- § 16.1. Назначение и конструктивные особенности кронштейнов навески.*
- § 16.2. Кронштейн, устанавливаемый на стенке.*
- § 16.3. Пример расчета и силовая схема несимметричного кронштейна.*
- § 16.4. Пример расчета, силовая схема и варианты выполнения симметричного кронштейна.*
- § 16.5. Сравнительный анализ вариантов конструкции симметричного кронштейна.*
- § 16.6. Алгоритм проектирования кронштейна навески управляющих поверхностей.*

§ 16.1. Назначение и конструктивные особенности кронштейнов навески

Управляющие поверхности самолета: рули, элероны, триммеры, гасители подъемной силы, некоторые виды механизации крыла: щитки, закрылки, а также створки люка шасси, грузовых люков и другие элементы соединяются с неподвижными частями конструкции самолета при помощи узлов навески, основными элементами которых являются кронштейны.

Форма кронштейнов зависит от того, к каким силовым элементам конструкции они крепятся. Так, кронштейн, который устанавливается на плоской стенке, как правило, выполняется плоским. Часто кронштейны устанавливаются на двухпоясных плоских балках типа лонжеронов или нервюры. В этом случае кронштейн может быть выполнен или в виде трехзвенной фермы, или в виде плоской, зашитой стенкой рамы.

Кронштейны, устанавливаемые на плоской стенке, представляют собой обычно узлы подвески рулей, закрепляемые между хвостиками двух нервюр (рис. 16.1). Эти кронштейны способны воспринимать только нагрузку, действующую в их плоскости, работая при этом на изгиб и срез. Их изготавливают штамповкой из материалов АК4, АК6, Д16. Кронштейны имеют постоянную толщину b . Кронштейны крепятся к стенке нервюры с помощью заклепок, при расчете которых необходимо учитывать дополнительные срезающие усилия от внецентренного приложения нагрузки. Чтобы избежать эксцентриситета при передаче сил, снижающего сопротивление усталости конструкции, соединение следует делать двухсрезным, устанавливая кронштейн между двумя стенками.

§ 16.2. Кронштейн, устанавливаемый на стенке

Размеры сечения кронштейна выбирают из условия совместного действия изгибающего момента и перерезывающей силы

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_i^2} \leq \sigma_B,$$

где $\sigma_i = \frac{PxH_i/2}{J_i}$ – напряжение от действия изгибающего момента в текущем сечении; H_i – высота сечения, расположенного на расстоянии x от оси проушины; P_x – изгибающий момент в сечении; $\tau_i = P/(H_i\delta)$ – касательные напряжения в сечении; J_i – момент инерции сечения.

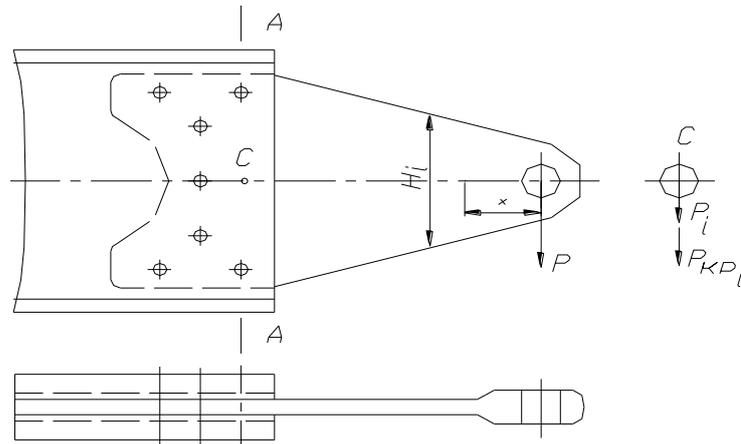


Рис. 16.1. Кронштейн, устанавливаемый на стенке

В зоне крепления к стенке опасным будет сечение А–А (см. рис. 16.1), воспринимающее полную нагрузку и ослабленное отверстиями под заклепки. После сечения А–А нагрузка на кронштейн уменьшается по мере ее передачи на стенку.

Число заклепок, крепящих кронштейн к стенке, и соответственно конфигурация его законцовки выбираются в соответствии с действующей нагрузкой. При этом надо стремиться так располагать заклепки, чтобы плечо от центра жесткости до действующей силы было минимальным. Нежелательно ставить заклепки на оси кронштейна между центром жесткости и точкой приложения силы P , так как на эту заклепку будет действовать сумма сил: часть силы P_i и часть силы $P_{кр}$ крутящего момента, и она всегда будет перегружена (на рисунке точка C). Для лучшего восприятия изгибающего момента (при минимальной массе) желательно по возможности увеличивать высоту кронштейна H .

§ 16.3. Пример расчета и силовая схема несимметричного кронштейна

Кронштейн, устанавливаемый на двухпоясной плоской балке типа лонжерона или стенки крыла или оперения, можно рассматривать как плоскую двухпоясную раму, зашитую тонкой стенкой. В общем случае задача определения усилий в элементах кронштейна является статически неопределенной, так как наряду со сдвигом стенки пояса работают на изгиб. Поскольку изгиб всегда связан с увеличением массы, желательно разгрузить пояса, догрузив перерезывающей силой стенку. Как правило, база крепления

кронштейна B ограничена расстоянием между поясами балки, на которой он устанавливается (рис. 16.2), расстояние до оси проушины кронштейна l также задано положением оси вращения отклоняемой поверхности.

Представим кронштейн в виде рамы $AECD$, закрепленной на двух опорах, которыми являются болты крепления подошвы кронштейна. Определим реакцию опор в точках A и C

$$X_A = X_C = \frac{Pl}{B}; Y_A = P$$

Рассмотрим равновесие элемента длиной x (см. рис. 16.2, б). Сумма моментов относительно точки D' будет равна нулю.

$$\Sigma M_{D'} = X_A(B - x \operatorname{tg} \beta) + X_C x \operatorname{tg} \beta - Y_A x - N_{AE} H_x \cos \alpha = 0,$$

где α и β – углы наклона поясов рамы.

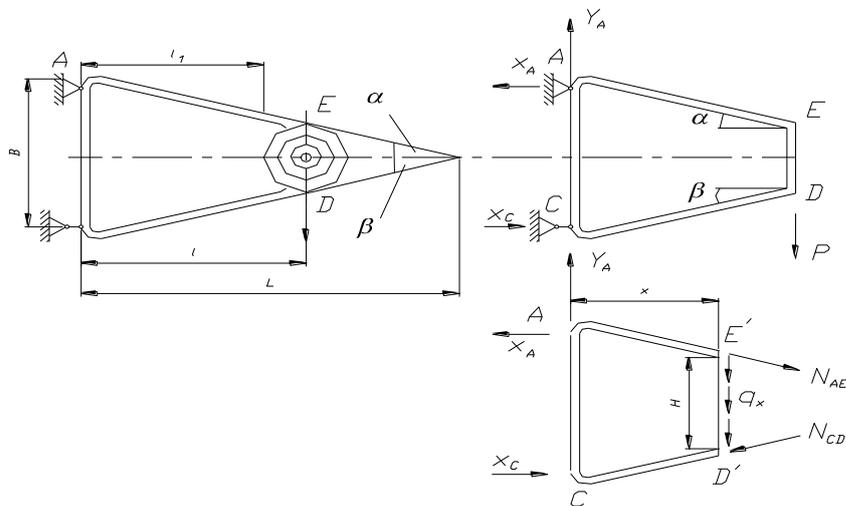


Рис. 16.2. Схема расчета несимметричного кронштейна.

Отсюда

$$N_{AE} = \frac{Pl}{H_x \cos \alpha} - \frac{Px}{H_x \cos \alpha} = \frac{P(l-x)}{\cos \alpha [B - x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]} \quad (16.1)$$

Аналогично

$$N_{CD} = \frac{Pl}{H_x \cos \beta} - \frac{Px}{H_x \cos \beta} = \frac{P(l-x)}{\cos \beta [B - x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]} \quad (16.2)$$

Рассмотрим равновесие элемента относительно оси Oy

$$q_x H_x + N_{AE} \sin \alpha + N_{CD} \sin \beta - Y_A = 0,$$

$$\text{отсюда } q_x = \frac{P}{H_x} \left[1 - \frac{x}{H_x} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) - \frac{l}{H_x} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) \right] = \frac{P}{H_x^2} \times \\ \times [B - l(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)].$$

Так как $H_x + x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) = B$, при $x = 0$ $H_x = B$

$$q_{x=0} = \frac{P}{B^2} [B - l(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)],$$

тогда

$$q_x = q_{x=0} \left(\frac{B}{H_x} \right)^2;$$

при $x = l_1$ $q_{x=l_1} = q_{\max} = \frac{P[B - l_1(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]}{B - l_1(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)^2} = \frac{P}{B - l_1(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)}$;

при $x = l$

$$N_{AE(x=l)} = N_{CD(x=l)} = 0.$$

Определим усилие в стойке AC , рассматривая равновесие узлов A и C относительно оси Oy :

$$\begin{aligned} N_{AC(y=y_A)} &= Y_A - N_{AE(x=0)} \sin \alpha = P \left(1 - \frac{l}{B} \operatorname{tg} \alpha \right); \\ N_{AC(y=y_C)} &= N_{CD(x=0)} \sin \beta = \frac{Pl}{B} \operatorname{tg} \beta. \end{aligned} \quad (16.3)$$

Определяем потребные площади сечений элементов

$$F_{AE} = \frac{N_{AE}}{\sigma_B} = \frac{P(l-x)}{\cos \alpha [B - x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)] \sigma_B}; \quad (16.4)$$

при $x = 0$

$$\begin{aligned} F_{AE(x=0)} &= \frac{Pl}{\sigma_B B \cos \alpha}, \\ F_{CD} &= \frac{P(l-x)}{\cos \beta [B - x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)] \sigma_B}; \end{aligned} \quad (16.5)$$

при $x = 0$

$$\begin{aligned} F_{CD(x=0)} &= \frac{Pl}{\sigma_B B \cos \beta}, \\ F_{AC} &= \frac{N_{AC \max}}{\sigma_B} = \frac{N_{AC(y=y_A)}}{\sigma_B} = \frac{P \left(1 - \frac{l}{B} \operatorname{tg} \alpha \right)}{\sigma_B}, \end{aligned} \quad (16.6)$$

$$\delta = \frac{q_{x \max}}{\tau_B} = \frac{P}{\tau_B [B - l_1(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)]} = \frac{P}{\tau_B H_{x=l_1}}. \quad (16.7)$$

Если оси поясов кронштейна (см. рис. 16.2) проходят через ось проушины, т. е. $l = L$, то

$$(16.8)$$

$$N_{AE} = \frac{P}{\cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)} = \text{const};$$

$$F_{AE} = \text{const};$$

$$F_{CD} = \frac{P}{\cos \beta (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)} = \text{const};$$

$$F_{CD} = \text{const};$$

$$N_{AC} = N_{CD} \sin \beta;$$

$$B = L (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta);$$

$\delta = 0$, т. е. стенки не требуется.

При проектировании кронштейна чаще всего его рассматривают как двухпоясную плоскую балку. При этом принимают, что изгибающий момент полностью воспринимается поясами, а перерезывающая сила – стенкой.

§ 16.4. Пример расчета, силовая схема и варианты выполнения симметричного кронштейна

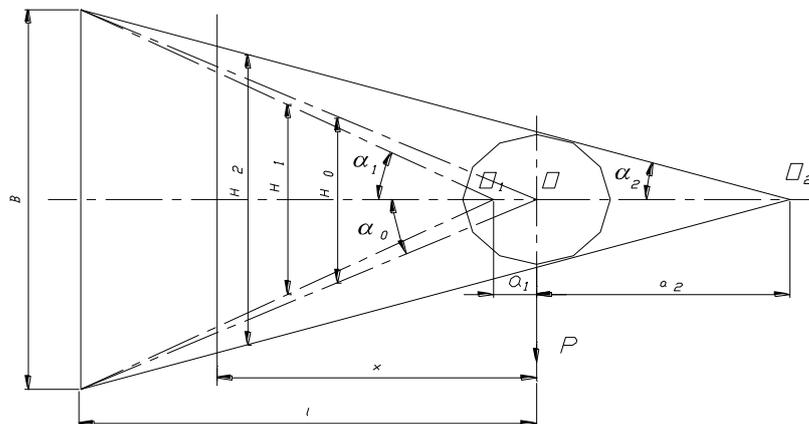


Рис. 16.3. Параметры симметричного кронштейна

Рассмотрим симметричный кронштейн. Возможны три варианта выполнения его конструкции. В первом варианте проушина кронштейна несколько вытянута и средние линии поясов кронштейна пересекаются на расстоянии a_1 от оси подшипника (рис. 16.3). Обычно такую конструкцию применяют при большом угле наклона поясов. Во втором варианте оси пересекаются вне кронштейна на расстоянии a_2 от центра проушины или точки приложения силы. В третьем варианте оси пересекаются в центре подшипника.

Изгибающий момент, действующий в сечении, расположенном на расстоянии x от оси подшипника, для всех трех вариантов будет $M_x = Px$. Напряжение, вызываемое изгибающим моментом в сечении, будет

$$\sigma_i = \frac{M_x y_i}{J_i} = \frac{M_x H_i / 2}{J_i},$$

где $J_i = 2 \frac{b_i \delta_i^3}{12} + 2F_{ni} (H_i/2)^2$; b_i – ширина пояса в сечении x , δ_i – толщина пояса; H_i – расстояние между центрами тяжести поясов кронштейна в сечении x ; F_{ni} – площадь пояса в сечении $F_{ni} = \delta_i b_i$.

Так как толщина пояса, как правило, мала, то первый член в выражении момента инерции пренебрежимо мал по сравнению со вторым, поэтому в проектировочных расчетах его можно не учитывать. Тогда получаем

$$\sigma_i = \frac{M_x H_i / 2}{2F_{ni} (H_i/2)^2} = \frac{M_x}{F_{ni} H_i} = \frac{N_{xi}}{F_{ni}}, \quad (16.11)$$

где $N_{xi} = M_x / H_i$ – сила, приложенная к центру тяжести пояса, действующая параллельно оси кронштейна.

Определим значения сил N_{xi} для рассматриваемых трех вариантов

$$N_{x1} = \frac{M_x}{H_1}; \quad N_{x2} = \frac{M_x}{H_2}; \quad N_{x0} = \frac{M_x}{H_0}, \quad (16.12)$$

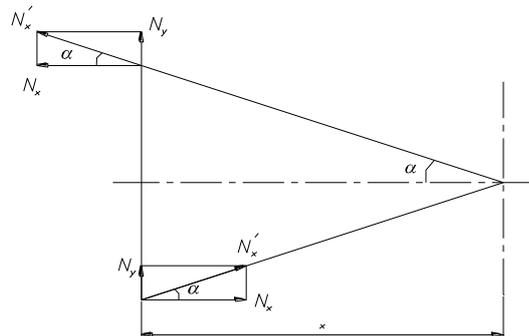


Рис. 16. 4. Силы, действующие на элементы симметричного кронштейна

где $H_1 = 2(x - a_1) \operatorname{tg} \alpha_1$; $H_2 = 2(x - a_2) \operatorname{tg} \alpha_2$; $H_0 = 2x \operatorname{tg} \alpha_0$. Подставив значения H_i в уравнения (16.12), получаем

$$N_{x1} = \frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha_1} \frac{x}{x - a_1}; \quad (16.13)$$

$$N_{x2} = \frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha_2} \frac{x}{x + a_2}; \quad (16.14)$$

$$N_{x0} = \frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} \frac{x}{x} = \frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} = \operatorname{const}, \quad (16.15)$$

где α_0 , α_1 и α_2 – соответственно углы наклона средней линии поясов по отношению к оси кронштейна. Проанализировав выражения (16.13) и (16.14), можно установить, что значение N_x в первом варианте с ростом x будет

убывать, во втором варианте увеличиваться. При $x = l$

$$N_{x0} = N_{x1} = N_{x2} = \frac{Pl}{B},$$

так как $B = 2 \operatorname{tg} \alpha_1 (l - a_1) = 2 \operatorname{tg} \alpha_2 (l + a_2) = 2l \operatorname{tg} \alpha_0$.

При расчете кронштейна в первом приближении можно принять, что пояса работают на осевые усилия N_x . В этом случае стенка должна рассчитываться на сдвиг от полной силы P .

Для более точного расчета сечений поясов надо учитывать усилия, действующие вдоль оси пояса (рис. 16.4), равные $N'_{xi} = N_{xi} / \cos \alpha_i$. Тогда при расчете стенки кронштейна приходится учитывать ее разгрузку вертикальными составляющими $N_{yi} = N_{xi} \operatorname{tg} \alpha_i$. Полная сдвигающая стенку сила будет

$$Q_i = P - 2N_{xi} \operatorname{tg} \alpha_i = P - 2N'_{xi} \sin \alpha_i, \quad (16.16)$$

при $a = a_0$ $Q_0 = P - \frac{2P}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} \operatorname{tg} \alpha_0 = 0$, т. е. нагрузка на стенку отсутствует, и кронштейн будет чисто ферменной конструкции.

Определим площади сечений поясов для трех вариантов конструкций кронштейн

$$F_{\text{п}i} = \frac{N'_{xi}}{\sigma_B}, \text{ тогда}$$

$$F_{\text{п}1} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_1} \frac{x}{x - a_1}; \quad (16.17)$$

$$F_{\text{п}2} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_2} \frac{x}{x + a_2}; \quad (16.18)$$

$$F_{\text{п}0} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_0}; \quad (16.19)$$

при $x = l$

$$F_{\text{п}1} = \frac{Pl}{B\sigma_B \cos \alpha_1} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_1} \frac{l}{l - a_1};$$

$$F_{\text{п}2} = \frac{Pl}{B\sigma_B \cos \alpha_2} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_2} \frac{l}{l + a_2};$$

$$F_{\text{п}0} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_0}.$$

Потребная площадь стенки кронштейна определится как

$$F_{\text{ст}} = \frac{Q}{\tau_B} = \frac{P - 2N'_x \sin \alpha}{\tau_B},$$

тогда

$$F_{\text{ст}1} = \frac{P \left(1 - \frac{x}{x - a_1}\right)}{\tau_B} = \frac{P}{\tau_B} \left(1 - \frac{x}{x - a_1}\right); \quad (16.20)$$

$$F_{\text{ст}2} = \frac{P \left(1 - \frac{x}{x + a_2}\right)}{\tau_B} = \frac{P}{\tau_B} \left(1 - \frac{x}{x + a_2}\right).$$

Так как величина $x/(x - a_1)$ с ростом значения x уменьшается, то площадь сечения стенки в варианте 1 будет увеличиваться к основанию кронштейна. В варианте 2 потребное сечение стенки, наоборот, будет уменьшаться к основанию кронштейна.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Для всех трех вариантов исполнения кронштейнов в корневом сечении площади поясов близки по размерам и отличаются только величиной $1/\cos a_i$;

2. Если оси поясов пересекаются в центре подшипника, то сечение поясов остается постоянным по всей длине кронштейна и равным

$$\frac{Pl}{B\sigma_B \cos a_0} = \frac{P}{\sigma_B \sin a_0}.$$

3. Если оси поясов кронштейна пересекаются до оси подшипника, то площади сечений поясов увеличиваются от корневого сечения в направлении к подшипнику и имеют минимальное значение $F_{\Pi \min} = \frac{Pl}{B\sigma_B \cos a_1}$

Сечение стенки кронштейна увеличивается в направлении к основанию кронштейна.

4. Если оси поясов кронштейна пересекаются за подшипником, то их сечения увеличиваются в направлении от подшипника к основанию, имея максимальное значение $F_{\Pi \max} = \frac{Pl}{B\sigma_B \cos a_2}$.

Сечение стенки кронштейна увеличивается по мере приближения к подшипнику.

5. Если оси поясов кронштейна пересекаются в центре подшипника, то потребная толщина стенки $\delta_{\text{ст}} = 0$ и кронштейн превращается в чисто форменную конструкцию. Сжатый пояс фермы следует проверять на общую потерю устойчивости от действия силы

$$N'_0 = \frac{N_0}{\cos \alpha_0} = \frac{P}{2 \sin \alpha_0}.$$

6. Кронштейн, выполненный по варианту 1, имеет наибольшую массу. В связи с этим кронштейны, имеющие большое основание и малую длину, целесообразно заменять форменной конструкцией с пересечением осей поясов в центре подшипника.

Пояса кронштейнов во всех трех вариантах необходимо рассчитать на местную потерю устойчивости, принимая площадь —сечения пояса $F_{\Pi} = b\delta$, где b — ширина пояса; δ — толщина пояса.

Из соображения технологичности толщину пояса делают постоянной, а площадь сечения меняют путем изменения его ширины. Так как в вариантах 1 и 2 сопряжение пояса со стенкой имеет тавровое сечение, а для ферменного варианта сечение пояса выбирают в виде тавра, то при расчете на местную потерю устойчивости пояса лапку пояса шириной $b/2$ рассматривают как пластину, заделанную с одной стороны. В этом случае напряжение местной потери устойчивости будет иметь вид

$$\sigma_m = \frac{0,9kE}{\left(\frac{b}{2\delta}\right)^2},$$

где k – коэффициент, определяемый по справочнику в зависимости от формы сечения и вида заделки.

Если напряжение σ_m превышает предел пропорциональности, то напряжение σ'_m определяют по эмпирической формуле

$$\sigma'_m = \sigma_B \frac{1 + \nu}{1 + \nu + \nu^2}, \quad (16.22)$$

где $\nu = \sigma_B / \sigma_m$.

Для ферменного кронштейна сжатый пояс необходимо проверить на общую потерю устойчивости по выражению

$$\sigma_{кр} = \frac{c\pi^2 E}{(l/i)^2},$$

где i – радиус инерции, c – коэффициент заделки, или, если $\sigma_{кр}$ превышает предел пропорциональности, то

$$\sigma'_{кр} = \sigma_B \frac{1 + \nu'}{1 + \nu' + \nu'^2},$$

где $\nu = \sigma_B / \sigma_{кр}$.

На основании проведенных расчетов запишем порядок проектирования кронштейна (алгоритм проектирования).

Заданы: P – нагрузка на кронштейн, приложенная на оси вращения управляемой поверхности; l – расстояние от точки приложения нагрузки до плоскости крепления кронштейна на двухпоясной балке; B_{max} – возможная максимальная ширина основания кронштейна из условия подхода при установке его между поясами балки.

Ширину B выбирает сам проектант, но с целью уменьшения массы желательно разносить пояса кронштейна возможно дальше, т. е. до значения B_{max} . Кронштейн чаще всего выполняется штамповкой из материалов АК4, АК6, АК8. Малонагруженные кронштейны изготавливают литьем из алюминиевого сплава АЛ9 или магниевых сплавов.

1. По заданной силе подбирают подшипник. Обычно в кронштейнах узлов подвески рулей используются радиальные сферические шарикоподшипники с выступающим внутренним кольцом. Такой подшипник допускает незначительное ориентирование, исключая заклинивание узлов навески руля при деформациях кия или стабилизатора. Подшипник, устанавливаемый в проушину кронштейна, подбирается по заданной нагрузке по каталогу авиационных подшипников. Подшипник запрессовывается в проушине по соответствующей посадке и кернится или развальцовывается.

Толщина проушины должна быть равна $a = a_{\text{П}} + 2c$, где $a_{\text{П}}$ – ширина внешней обоймы подшипника; c – расстояние от края проушины до внешней обоймы подшипника.

Величина c стандартизована и зависит от наружного диаметра подшипника. Например, для подшипников диаметром 20 ... 30 мм $c = 0,2$ мм; для подшипников диаметром 30 ... 40 мм $c = 0,25$ мм.

2. Определяют размеры проушины. Расчет ее ведется не на смятие, а на разрыв, так как соединение подшипника с проушиной неподвижное и $\sigma_{\text{см}} = (1 \dots 1,3) \sigma_{\text{В}}$. Из-за значительной толщины проушины a , обусловленной шириной подшипника, размер ее перемычки t получается обычно малым. Поэтому допустимую величину перемычки выбирают из условия ее прочности при запрессовке подшипника. Диаметр болта, соединяющего кронштейны навески узлов, определяют по внутреннему диаметру подшипника. Обычно применяются стандартные болты для шарнирных соединений.

3. Определяют конфигурацию кронштейна. Из основания, ограниченного размером B_{max} (рис. 16.5), проводят касательные к проушине. Они будут являться границей поясов кронштейна. Касательные продолжают до пересечения с осью кронштейна. Так как толщина поясов δ мала, то можно условно принять, что расстояние от точки пересечения касательных до оси подшипника и является размером a_2 , а образованный ими с осью угол и есть угол a_2 . Если толщина поясов будет значительной, то положение точки O_2 можно будет в дальнейшем уточнить.

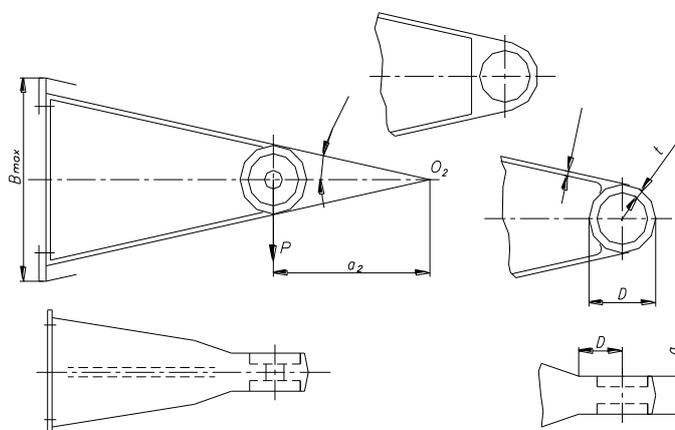


Рис. 16.5. Основные элементы симметричного кронштейна

4. Определяют площадь сечения поясов кронштейна. Для этого замеряют размер a_2 определяют значение $\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{B_{\max}}{2(l+a_2)}$; по тангенсу находят угол α_2 , $\sin \alpha_2$ и $\cos \alpha_2$. Ширину кронштейна до сечения $x = (0,8 \dots 1) D$ принимают постоянной, равной толщине проушины a . В этом сечении кронштейн переходит в двутавр и имеет минимальную площадь сечения пояса, определяемую выражением

$$F_{\Pi} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_2} \frac{D}{D + a_2} \text{ при } x = D.$$

Так как $F_{\Pi} = b\delta$, а $b_D = a$, то $\delta = F_{\Pi D}/a = \text{const}$.

Из условия технологичности толщина пояса δ кронштейна остается постоянной по его длине. Ширина пояса определяется выражением

$$b_{\max} = \frac{F_{\Pi \max}}{\delta} = \frac{Pl}{B\sigma_B \delta \cos \alpha_2}.$$

Зная действующую силу P и задаваясь материалом кронштейна σ_B , определяют b_D и b_{\max} .

Если полученная ширина b_{\max} конструктивно не увязывается с размерами подошвы кронштейна, то несколько изменяют толщину пояса δ . После этого определяют потребные сечения пояса по длине кронштейна по выражению

$$F_{\Pi x} = \frac{P}{2\sigma_B \sin \alpha_2} \frac{x}{x + a_2}.$$

Для данной конфигурации кронштейна при найденных значениях $\sin \alpha_2$ и a_2

$$F_{\Pi x} = \text{const} \frac{x}{x + a_2}.$$

Используя табл. 16.1 значений $x/(x+a_2)$ для известного a_2 , или графики, приведенные на рис. 6, находят изменение площади сечения пояса по длине кронштейна.

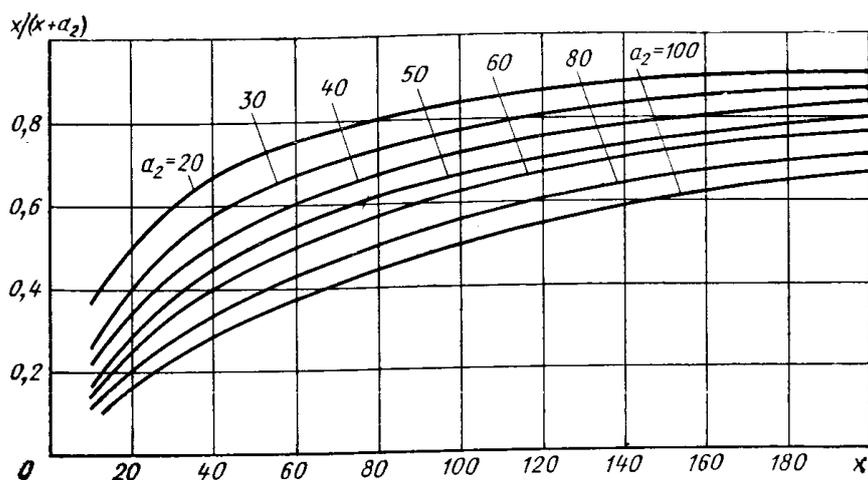


Рис.16.6. Зависимость $x/(x+a_2)$ от x

Таблица 16.1

Значения $\frac{x}{x+a_2} = f(x)$

а:															
X	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100
10	0,365	0,286	0,250	0,223	0,200	0,182	0,167	0,154	0,143	0,133	0,125	0,118	0,110	0,100	–
20	0,500	0,445	0,400	0,364	0,333	0,307	0,286	0,266	0,250	0,237	0,222	0,211	0,200	0,182	0,167
30	0,600	0,544	0,500	0,461	0,427	0,400	0,375	0,353	0,333	0,316	0,300	0,286	0,273	0,250	0,230
40	0,666	0,615	0,572	0,532	0,500	0,470	0,444	0,421	0,400	0,381	0,364	0,348	0,334	0,308	0,286
50	0,715	0,666	0,625	0,588	0,556	0,525	0,500	0,476	0,455	0,436	0,416	0,400	0,385	0,358	0,333
60	0,750	0,706	0,666	0,630	0,600	0,571	0,545	0,522	0,500	0,480	0,461	0,445	0,428	0,400	0,375
70	0,778	0,736	0,700	0,666	0,636	0,608	0,584	0,560	0,538	0,518	0,500	0,483	0,466	0,437	0,411
80	0,800	0,762	0,730	0,696	0,667	0,640	0,615	0,593	0,571	0,551	0,533	0,516	0,500	0,470	0,444
90	0,820	0,784	0,750	0,720	0,691	0,666	0,644	0,620	0,600	0,580	0,562	0,545	0,528	0,500	0,474
100	0,833	0,800	0,770	0,742	0,715	0,690	0,668	0,645	0,625	0,607	0,590	0,572	0,555	0,526	0,500
110	0,846	0,814	0,786	0,759	0,733	0,709	0,688	0,667	0,647	0,629	0,611	0,595	0,579	0,550	0,524
120	0,857	0,828	0,799	0,774	0,750	0,727	0,706	0,686	0,667	0,649	0,632	0,615	0,600	0,571	0,545
130	0,867	0,839	0,813	0,788	0,765	0,743	0,722	0,703	0,684	0,667	0,650	0,634	0,619	0,590	0,565
140	0,875	0,848	0,824	0,799	0,778	0,757	0,737	0,718	0,700	0,683	0,667	0,651	0,636	0,609	0,583
150	0,882	0,857	0,833	0,811	0,789	0,769	0,750	0,732	0,714	0,698	0,682	0,667	0,652	0,625	0,600
160	0,889	0,865	0,842	0,821	0,800	0,780	0,762	0,744	0,727	0,711	0,696	0,681	0,667	0,640	0,615
170	0,895	0,872	0,850	0,829	0,810	0,791	0,773	0,756	0,739	0,723	0,708	0,694	0,680	0,654	0,629
180	0,900	0,878	0,857	0,837	0,818	0,799	0,783	0,766	0,749	0,735	0,720	0,706	0,692	0,667	0,643
190	0,905	0,884	0,864	0,844	0,826	0,809	0,791	0,776	0,760	0,745	0,731	0,717	0,703	0,679	0,655
200	0,909	0,889	0,869	0,851	0,833	0,816	0,800	0,784	0,769	0,755	0,741	0,727	0,714	0,689	0,667

Анализируя график изменения $x/(x + a_2)$ вдоль кронштейна, можно отметить, что для заданного γ он повторяет характер изменения площади пояса и соответственно его ширины. Характерно малое изменение потребной ширины пояса примерно до половины длины кронштейна. Причем чем больше длина, тем монотоннее убывает потребная ширина пояса в направлении к оси подшипника. С увеличением значения a_2 кривая $x/(x + a_2)$ становится все более полой. Вблизи от подшипника наблюдается достаточно резкое изменение (уменьшение) потребной ширины пояса.

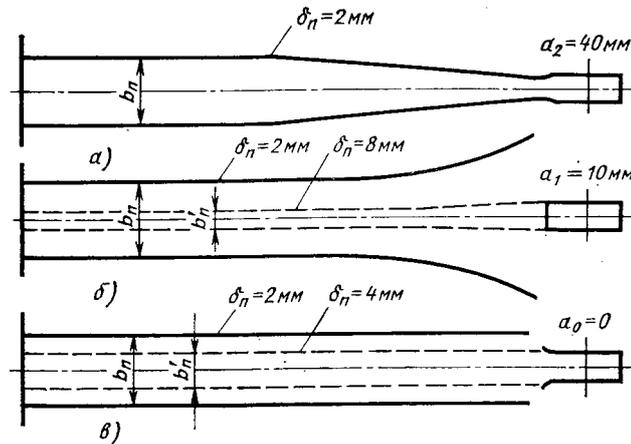


Рис. 16.7. Конфигурации поясов симметричных кронштейнов для трех расчетных случаев: а – оси поясов пересекаются в центре проушины; б – оси поясов пересекаются перед центром проушины; в – оси поясов пересекаются за центром проушины

На рис. 16.7 показаны конфигурации поясов кронштейнов для трех расчетных случаев $a_2 = 40$ мм, $a_1 = 10$ мм, $a_0 = 0$, $l = 150$ мм, $B = 100$ мм, $\text{tg} \alpha_2 = 0,263$; $\sin \alpha_2 = 0,255$; $P = 1000$ даН; $\sigma_B = 40$ даН/мм². Расчет этих поясов дается в приложении 4.

Проектируемый кронштейн с соотношением $(b/\delta)_{\max}$ проверяют на местную потерю устойчивости, после чего считают пояса кронштейна спроектированными.

5. Определяют потребную толщину стенки кронштейна $\delta_{ст}$. Площадь сечения стенки задается выражением

$$F_{ст x} = \frac{P}{\tau_B} \left(1 - \frac{x}{x + a_2} \right) = \frac{P}{0,65\sigma_B} \left(1 - \frac{x}{x + a_2} \right)$$

Сечение стенки увеличивается по мере приближения к проушине. Из соображения технологичности стенку выполняют постоянной толщины бет, равной значению в сечении, близком к $x = D$, $\delta_{ст} = F_{стx}/H_x$. Пользуясь табл. 16.1, находят $F_{стx}$ для нескольких сечений. Зная $\delta_{ст}$, вычисляют потребную высоту стенки по длине кронштейна. Лишний материал стенки убирают с помощью вырезов. В зоне основания кронштейна оставляют перемычку площадью

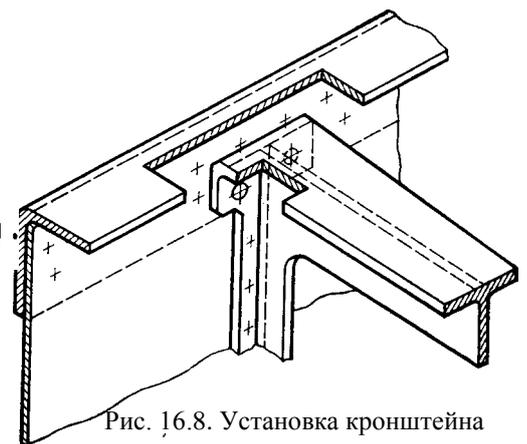


Рис. 16.8. Установка кронштейна на стенку

$$F_{c-c} = \frac{P}{\sigma_B} \left(1 - \frac{l}{B} \text{tg} \alpha_2 \right).$$

Эта перемычка необходима для восприятия вертикальной составляющей сил в зоне крепления пояса кронштейна.

6. Рассчитывают болты крепления кронштейна. Болты подбирают из условия работы на разрыв и срез. Для уменьшения нагрузки на болты их следует размещать как можно дальше от оси кронштейна, располагая на уровне поясов. Ширину основания, на которой располагаются болты (рис. 16.8), желательно брать как можно меньшей для уменьшения влияния местного изгиба основания под каждым болтом. При этом минимальное расстояние от стенки кронштейна до оси болта определяется из условия возможности подхода гаечным ключом. Если для передачи осевой и перерезывающей сил достаточно крайних болтов, то целесообразно убрать среднюю часть основания (заштрихованная область на рис. 16.9). Этим облегчают сборку и уменьшают поверхность основания, которую надо обрабатывать для точного прилегания ее к стенке.

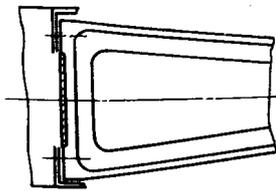


Рис. 16.9. Основание кронштейна

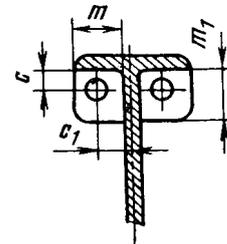


Рис. 16.10. Схема расчета болтов крепления кронштейна

Растягивающие усилия, приходящиеся на все болты:

$$P_{\text{б}} = \frac{Pl}{nH_{\text{б}}},$$

где n - число болтов сверху или снизу, $H_{\text{б}}$ - расстояние между верхними болтами.

Усилие среза, воспринимаемое болтом:

$$P_{\text{б. ср}} = \frac{P}{2n},$$

где $2n$ – полное число болтов.

По каждому усилию по ГОСТу подбирают диаметр болта. Из двух диаметров выбирают наибольший и для него определяют суммарное действующее напряжение от среза и растяжения

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\text{р}}^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{\text{в}},$$

где $\sigma_{\text{р}} = \frac{P_{\text{б}}}{F_{\text{б}}}$; $\tau = \frac{P_{\text{б. ср}}}{F_{\text{б}}}$.

§ 16.7. Рассчитывают толщину основания кронштейна.

Основание кронштейна надо рассчитать на смятие под болтами и на местный изгиб под отдельным болтом. Из условия смятия толщина основания

$$\delta_{\text{осн}} = \frac{P_{\text{б. ср max}}}{d_{\text{б}} \sigma_{\text{см}}},$$

где $P_{\text{б. ср max}}$ - наибольшее срезающее усилие, действующее на болт; $d_{\text{б}}$ - диаметр болта; $\sigma_{\text{см}} = 1,3\sigma_{\text{в}}$ - напряжение смятия основания.

Так как толщина основания (или бобышки на основании под болты) постоянна, то расчет ее проводим по наиболее нагруженному болту.

Из условия изгиба (рис. 16.10)

$$\sigma = \frac{P_{\text{бс}}}{W} = \frac{6P_{\text{бс}}c}{m\delta_{\text{осн}}^2} \leq \sigma_{\text{в}}, \quad (16.23)$$

где $W = J/y$ – момент сопротивления, или, если $c_1 > c$:

$$\sigma = \frac{P_{\text{бс}}c_1}{W_1} = \frac{6P_{\text{бс}}c_1}{m_1\delta_{\text{осн}}^2}. \quad (16.24)$$

Ключевые слова и выражения.

Кронштейны навески, стыковые узлы, качалки, эксцентриситет приложения нагрузки, центр жесткости кронштейна, базы крепления кронштейна, пояс кронштейна, стенка кронштейна, симметричный и несимметричный кронштейны, потребная ширина пояса кронштейна, местная потеря устойчивости.

Контрольные вопросы.

1. Где применяются узлы навески?
2. От чего зависит форма кронштейна?
3. Как избегают эксцентриситета при передаче сил в кронштейне?
4. Как размещают заклепки при креплении кронштейна к стенке?
5. Какие существуют варианты выполнения симметричного кронштейна?
6. Какие выводы можно сделать при сравнении трех вариантов симметричных подшипников?
7. Опишите порядок проектирования кронштейна.

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр. 71-84.

Лекция №17

тема: Проектирование кронштейнов и качалок системы управления.

План:

§ 17.1. Назначение и конструктивные особенности кронштейнов и качалок системы управления.

§ 17.2. Проектровочный расчет качалки.

§ 17.3. Проектирование кронштейнов системы управления.

§ 17.1. Назначение и конструктивные особенности кронштейнов и качалок системы управления

Качалки системы управления подразделяются на несилловые, назначение которых – поддержание тяг проводки без изменения их направления (рис. 17.1, а), и силовые, при помощи которых производится изменение направления движения тяг. Силовые поворотные качалки выполняются как с двумя рычагами (типа кронштейнов), лежащими на одной прямой, так и с рычагами, расположенными под произвольным углом друг к другу в данной плоскости, перпендикулярной оси втулки (ступицы) (рис. 17.1, б, в). Для обеспечения жесткости концы качалок, расположенных под углом друг к другу, должны быть связаны жестким звеном, нагруженным продольными силами. Качалки системы управления изготовляют штамповкой из материалов АК4, АК6. Проушины качалок чаще выполняют двойными. Одинарная проушина с подшипником устанавливается в тягах управления, так как в них предусматривается стальной наконечник, в который запрессовывается подшипник. Для повышения прочности проушин вилок качалки на смятие в них запрессовывают стальные втулки. Если подшипник, установленный в тяге, имеет выступающее внутреннее кольцо, то втулки торцуются заподлицо с поверхностью проушины. Если подшипник без

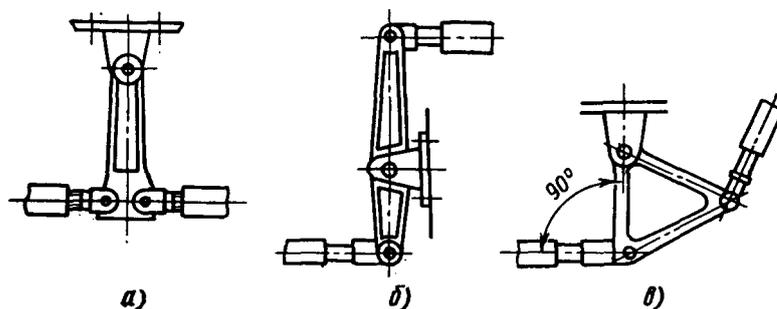


Рис. 17.1. Виды качалок управления: а – поддерживающая качалка; б – рычажная качалка; в – качалка замкнутой треугольной формы

выступающего внутреннего кольца, то запрессовываются втулки с буртом. Втулки стандартизованы. Рычаги качалок коромыслового типа выполняют двутаврового сечения с тонкой стенкой. Рычаг качалки от вилки до ступицы работает на изгиб, аналогично кронштейну.

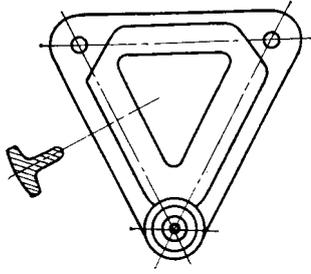


Рис. 17.2. Качалка управления замкнутой треугольной формы

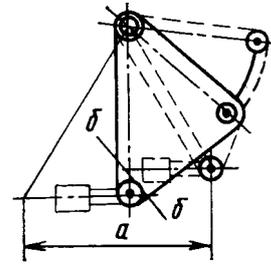


Рис. 17.3. Определение выреза в проушине качалки

Нагрузки на рычаги незначительны, и часто их сечение определяется не из условия прочности, а из соображений жесткости и технологичности. Для повышения жесткости угловые качалки выполняют замкнутой треугольной формы (рис. 17.2). При проектировании таких качалок необходимо обеспечить пересечение осей всех проушин в центре ступицы и расположение центров тяжести сечений ребер на этих осях. В этом случае, по аналогии с кронштейном, при нагрузке, действующей в плоскости качалки, все ее ребра будут работать только на осевые усилия и схема будет чисто форменной. Если это условие не соблюдается или если действуют дополнительные боковые силы, то в элементах качалки может возникнуть изгиб и требуется постановка стенки.

При проектировании вилок качалки необходимо назначить такую глубину фрезерования паза в вилке под наконечник, чтобы не было «закусывания» тяги в качалке (рис. 17.3). При этом паз в качалке целесообразно фрезеровать наискось, благодаря чему снижается высота проушины вилки качалки и повышается устойчивость качалки и вилки при сжатии (линия $b-b$ на рис. 17.3). Максимальный ход тяги обозначен буквой a . Особенно ответственным узлом качалки является ступица, которая должна обеспечить свободное вращение качалки без заедания, а также отсутствие люфта вдоль оси вращения качалки.*» Для обеспечения базы при возможных боковых непредвиденных нагрузках в ступице устанавливаются два разнесенных подшипника. При этом ширину ступицы рекомендуется принимать не менее 25 ... 30 мм. В основном применяют два типа ступиц. На рис. 17.4, a показана ступица с двухсторонней расточкой гнезд под подшипники. Подшипники запрессовываются в них и заделываются в соответствии с ГОСТом или запрессовываются на клею ВК-9,

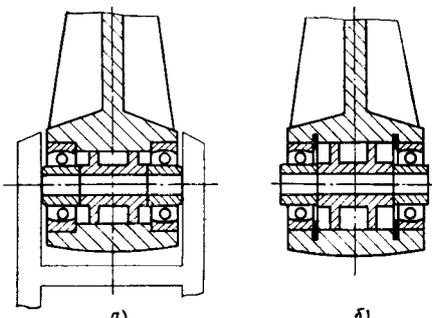


Рис. 17.4. Два типа ступиц качалки

применение которого возможно в пределах температур ± 60 °С. Внутренние кольца подшипника распирают распорной втулкой, имеющей на своей поверхности два кольцевых выступа, обеспечивающих расположение ее оси по оси ступицы. Эту втулку устанавливают, чтобы предотвратить перетяг внутреннего кольца подшипника при затяжке осевого болта.

Недостатком такого конструктивного решения

является необходимость двухсторонней расточки гнезд под подшипники, при которой трудно выдержать соосность. На рис. 17.4, б показана установка подшипников при сквозной расточке гнезд. Эта конструкция более технологична, опорой внешних колец подшипника в этом случае являются разжимные стопорные кольца, обеспечивающие восприятие значительных осевых нагрузок. Внутренние кольца также распирают втулкой. В нейтральном положении тяги подходят к качалке под прямым углом к ребрам (если в системе управления нет дифференциальности). В процессе управления эти углы меняются. Нагрузки от тяг управления на качалки задаются после расчета кинематики управления (в соответствии с кинематической схемой). Как правило, максимальные нагрузки на качалки возникают не в нейтральном, а в каком-то промежуточном положении. На эти нагрузки и проводится расчет качалок.

§ 17.2. Проектровочный расчет качалки

При проектровочном расчете вилки качалки рассчитывают на разрыв в соответствии с методикой расчета проушин, изложенной на лекции №14.

Основание вилки проверяют на совместное действие изгибающего момента и перерезывающей силы. При расчете вилки сечение болта, крепящего тягу, считается заданным из расчета тяги управления и соответствующего подбора установленного в ней подшипника. Расчет ребер форменной качалки ведут по схеме, приведенной на рис. 17.5. Заданные силы, передаваемые тягами, раскладываются в направлении ребер. Так, сила P_1 раскладывается на N_{1-2} , действующую по ребру 1–2, и N_{1-3} , направленную по ребру 1–3. Так же раскладывается сила P_2 . Так как сумма моментов всех сил, действующих на качалку, равна нулю относительно центра ступицы, то составляющие $N_{1-2} = N_{2-1}$ и равнодействующая всех сил проходит через точку 3.

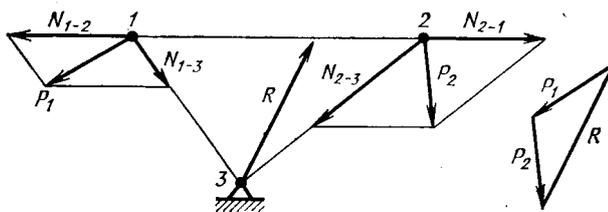


Рис. 17.5. Усилия, действующие на элементы качалки управления

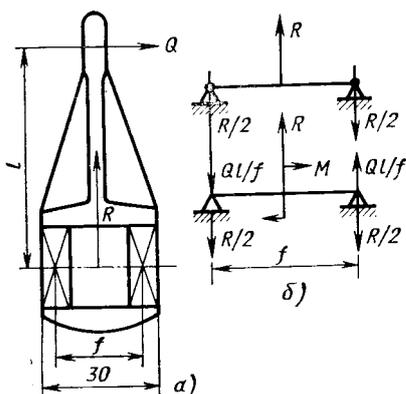


Рис. 17.6. Нагружение ступицы качалки

Для определения равнодействующей всех сил, приложенных к ступице, строим треугольник сил, параллельных заданным. Замыкающая треугольник сила по величине равна равнодействующей R , а по направлению должна быть ей параллельна. Прикладываем эту силу к

ступице качалки. Каждый из двух подшипников, устанавливаемых во втулке, подбирается на половину этой нагрузки (рис. 17.6, а). Если на качалку действует еще дополнительная боковая сила, приложенная в перпендикулярной плоскости, то момент от этой силы вызывает пару сил (рис. 17.6, б) догружающую один и разгружающую второй подшипник нагрузкой Ql/f (см. рис. 17.6,б). Суммарная нагрузка, на которую подбирается подшипник, равна $Rn = Ql/f + R/2$.

Ребра качалки рассчитывают на продольный изгиб от направленных по ним осевых усилий. Ребра, как правило, имеют тавровое сечение. Если площади сечений всех ребер одинаковы, то на продольный изгиб рассчитывают наиболее длинное ребро, а также ребро, на которое действуют наибольшие нагрузки. Если на одно из звеньев качалки действует боковая нагрузка, перпендикулярная ее плоскости, то в конструкцию качалки необходимо ввести тонкую стенку и рассматривать ее как зашиту поясную раму.

При проектировочном расчете одно-два сечения рассчитывают на изгиб (рис. 17.7). Во-первых, рассчитывают на изгиб в двух плоскостях сечение I-I: определяют изгибающий момент от сил P_1 и Q на плече x_1 , моменты инерции сечения J_x и J_y , напряжения $\sigma_x = \frac{M_p h_1/2}{J_x}$; $\sigma_y = \frac{M_Q b/2}{J_y}$; $\sigma_\Sigma = \sigma_x + \sigma_y$ и запас

прочности $\eta = \sigma_B / \sigma_\Sigma$. Далее рассчитывают сечение II-II, в котором действует наибольший изгибающий момент, расположенное на расстоянии x_2 от проушины. Так как момент от поперечной силы в основном передается ребром I-3, то целесообразно сечение этого ребра выполнить большим. В этом случае при расчете на изгиб сечения II-II в качестве главных осей следует выбирать оси, проходящие через центр тяжести сечения ($z-z$ и $y-y$). Определим величину $z_c = \Sigma Fz / \Sigma F$. Относительно этих осей находят J_z и J_y , σ_y и σ_z .

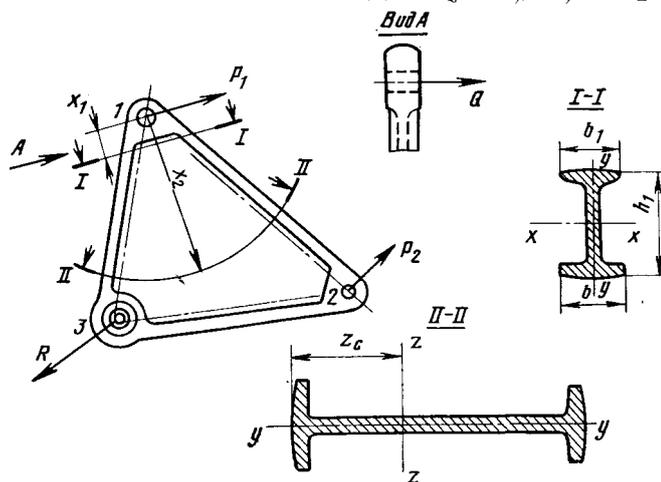


Рис. 17.7. Качалка, нагруженная боковыми усилиями

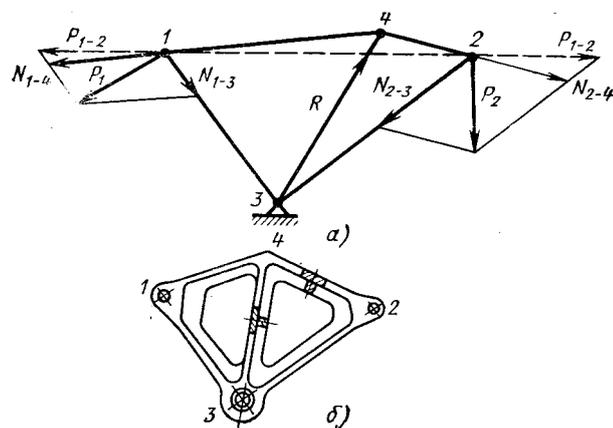


Рис. 17.8. Качалка с дополнительным ребром

После чего определяют $\sigma_{\Sigma} = \sigma_x + \sigma_y$ и $\eta = \sigma_v / \sigma_{\Sigma}$.

Минимальную массу всегда будут иметь форменные качалки (при отсутствии действия боковых сил) со стержнями (ребрами), нагруженными осевыми усилиями. Но при большом растворе треугольной качалки в ряде случаев ребро /-2 оказывается большой длины, и обеспечение его устойчивости на сжатие требует значительного увеличения массы конструкции. В этом случае бывает целесообразным введение дополнительного ребра 3-4. Тогда ребро 1-2 трансформируется в два слабонагруженных элемента /-4 и 4-2. Желательно найти такое положение ребра 3-4, чтобы при наибольших нагрузках, действующих на качалку, ее масса была бы минимальной. Для того чтобы ребро 3-4 не было нулевым, неработающим стержнем фермы, ребра /-4 и 4-2 устанавливаем под некоторым углом (рис. 17.8, а). По-видимому;

целесообразно расположить дополнительное ребро по направлению действия равнодействующей R. Примерный конструктивный вид качалки показан на рис. 17.8, б.

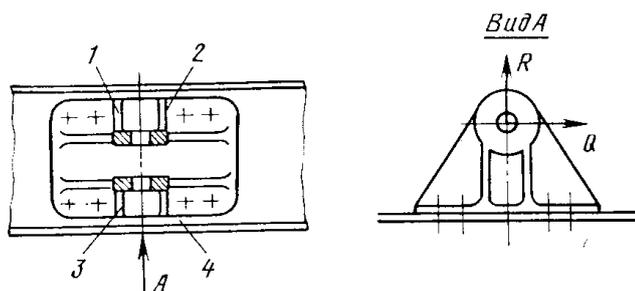


Рис. 17.9. Кронштейн системы управления

§ 17.3. Проектирование кронштейнов системы управления.

Кронштейны подвески качалок, рычагов и различных механизмов к силовым элементам каркаса планера имеют свои особенности. Одним из основных требований к этим кронштейнам является обеспечение их жесткости, так как недостаточная жесткость может сильно снизить жесткость всей проводки управления. В связи с этим при проектировании кронштейнов необходимо обращать особое внимание на обеспечение передачи нагрузок кратчайшими путями, что является одним из основных условий для

обеспечения повышенной жесткости. Ребра кронштейнов должны соединять точки крепления качалок, передающих нагрузку на кронштейн, и точки крепления кронштейна к силовым элементам каркаса. Так как подшипники устанавливаются в ступице качалки с определенным разнесением (ширина ступицы 25–30 мм), то на кронштейне должны быть предусмотрены две широко разнесенные проушины (рис. 17.9). При проектировании кронштейна надо учитывать возможность возникновения в системе управления не предусмотренных боковых нагрузок. С целью обеспечения жесткости на нем устанавливаются дополнительные ребра (1, 2, 3, 4) в направлении, перпендикулярном проушинам. Так как нагрузки, действующие на кронштейны, как правило, невелики, то для повышения их жесткости целесообразно выполнять их из легких материалов достаточно большого сечения. Их можно изготавливать литьем из магниевых сплавов типа ВМ-63, а также штамповкой из АК4, АК6. Кронштейны рассчитывают по методике, рассмотренной ранее; соединение болта с проушиной кронштейна считают неподвижным.

Ключевые слова и выражения.

Кронштейны, качалки, тяги, проводки, системы управления, жесткое звено, проушины качалок, втулки качалок, вилки, закусывание тяги в качалке, ход тяги, ступица качалки, продольный люфт, перетяг внутреннего кольца подшипника, разжимные стопорные кольца, усилие затяжки болта, догружающая и разгружающая нагрузки, защитная поясная рама, жесткость кронштейна, ребра жесткости кронштейна.

Контрольные вопросы.

1. Назначение качалок управления.
2. Конструкционные особенности качалок управления.
3. Как повышается жесткость качалок?
4. Как избегают "закусывания" при проектировании вилок качалок?
5. Приведите два типа конструкции ступиц качалки.
6. Что является определяющим фактором для расчета ребер качалок?
7. Приведите порядок проектировочного расчета качалок.
8. Требования к кронштейнам и особенности их конструкций.
9. Из каких материалов изготавливаются кронштейны?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр. 87-92.

Лекция №18

тема: Проектирование стыковых узлов, передающих поперечную силу и изгибающий момент.

План:

- 1. Назначение и конструктивные особенности стыковых узлов, передающих поперечную силу.*
- 2. Силовая схема и последовательность расчета стыкового узла.*
- 3. Проектирование стыковых узлов, передающих изгибающий момент и поперечную силу.*

§ 18.1. Назначение и конструктивные особенности стыковых узлов, передающих поперечную силу

Стыковые узлы служат для соединения между собой отдельных частей самолета и передачи усилия с одной части на другую. Стыковые узлы относятся к группе разъемных неподвижных соединений. В зависимости от вида передаваемой нагрузки их можно подразделить на узлы, передающие только силы, так называемые шарнирные узлы, и узлы, передающие силы и момент. Шарнирные узлы используются в основном для соединения продольных стенок крыла и оперения, не работающих на изгиб. Моментными узлами стыкуют лонжероны крыла, оперения и других агрегатов.

Так как стыковые узлы являются особо ответственными элементами конструкции, то для повышения безопасности при их расчете разрушающую нагрузку принимают в 1,25 раза большей.

При стыковке стенок крыла и оперения широко используются так называемые шарнирные стыковые узлы. Эти узлы предназначены для передачи в месте разъема стенки действующей по ней перерезывающей силы и незначительной осевой силы, возникающей от изгиба (изгиб от силы лобового сопротивления). Так как помимо шарнирных в конструкции предусматриваются и моментные узлы, стыкующие лонжероны, то перемещения в шарнирных узлах отсутствуют и их соединение с ответными проушинами является неподвижным.

Конструкция шарнирных узлов зависит от величины передаваемой нагрузки и от строительной высоты стенки, на которой они устанавливаются. При незначительной нагрузке и большой высоте стенки нецелесообразно делать хвостовик узла на всю высоту стенки и на ее пояса. В этом случае хвостовик выполняется плоским, так же как и сам узел (рис. 18.1, а), и его размер определяется числом болтов или заклепок, необходимых для его установки на стенке с целью передачи действующей силы Q и момента, возникающего от внецентренного приложения нагрузки. Так как соединение узла со стенкой при этом будет односрезным, то возникает некоторый эксцентриситет при передаче сил, снижающий сопротивление усталости. Если имеется двусторонний подход к стенке, то целесообразней соединение с ней узла выполнять двухсрезным (рис. 18.1, б). В этом случае не только повышается сопротивление усталости, но и уменьшается число крепежных элементов и соответственно размеры хвостовика узла, что снижает его

массу. Такие узлы изготавливают из стали 30ХГСА и штампуемых алюминиевых сплавов типа АК4, АК6. При малой строительной высоте стенки и больших значениях действующих сил хвостовик узла выполняется на всю высоту стенки двухпоясной конструкции (рис. 18.2), практически узел представляет собой башмак с одной проушиной. В качестве заготовки для башмака применяют штамповку из алюминиевых сплавов типа АК4, АК6 или больших нагрузках из 30ХГСА. В проушину алюминиевого башмака желательно запрессовать стальную втулку для повышения ее прочности на смятие под стальным болтом.

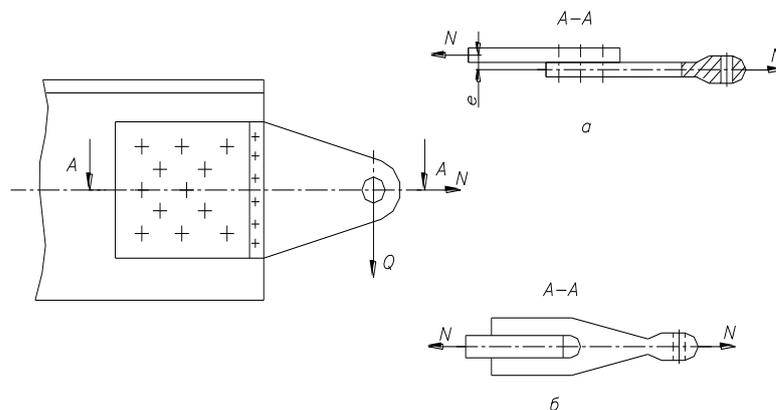


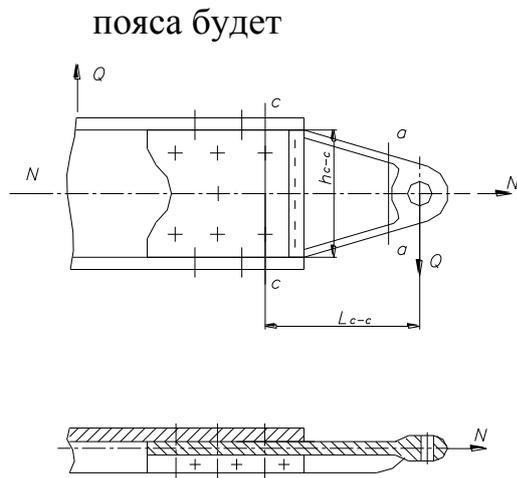
Рис. 18.1. Плоский шарнирный узел крыла, установленный на стенке.

§ 18.2. Силовая схема и последовательность расчета стыкового узла

Для определения параметров стыкового соединения составим алгоритм расчета башмака и его крепления.

1. Определяют требуемое сечение болта из условия среза суммарной силой

$$R = \sqrt{Q^2 + N^2}.$$
2. Рассчитывают проушину на разрыв и смятие (алгоритм расчета проушины был приведен на лекции №14).
3. Определяют требуемую толщину стенки δ из расчета сечения $a - a$ на разрыв силой Q .
4. Сечение пояса выполняют постоянным, определяя его ширину из конструктивных соображений – возможности крепления к поясам стенки, а толщину из условия смятия под болтами крепления к поясу стенки.
5. Задаются числом и диаметром болтов (заклепок) крепления башмака к стенке. Составляют алгоритм расчета болтов в соответствии подразд. лек. №14. В алгоритме учитывают, что сила N распределена между всеми болтами пропорционально их жесткостям на срез. Силу Q воспринимают только болты крепления стенки башмака к стенке. Момент относительно центра жесткости от силы Q воспринимается всеми болтами. Сумма расстояний между болтами в наиболее нагруженном сечении $c - c$ должна быть не меньше высоты стенки башмака в сечении $a - a$. Размеры пояса башмака определяют из расчета сечения $c - c$. Допустим, что пояса воспринимают только осевые силы от изгибающего момента $M=Ql$. В сечении $c - c$ этот момент равен $M_{c-c} = Ql_{c-c}$. Тогда требуемое сечение



$$F_n = \frac{Ql_{c-c}}{h_{c-c}\sigma_s},$$

где h_{c-c} – расстояние между центрами тяжести сечений поясов.

Рис. 18.2. Шарнирный узел крыла, установленный на стенке и имеющий пояса.

§ 18.3. Проектирование стыковых узлов, передающих изгибающий момент и поперечную силу

Типичным представителем узлов, передающих силу и момент, являются стыковые узлы лонжеронов крыла и оперения. Эти узлы служат для передачи в зоне стыка момента от осевых сил, действующих по оси центров тяжести поясов лонжеронов;

поперечной силы, передаваемой стенкой лонжерона, и поперечной силы, возникающей от действия крутящего момента, воспринятого бортовой нервюрой. Кроме того, они воспринимают еще незначительную боковую силу от лобового сопротивления крыла или оперения.

Стыковой узел может быть выполнен как с вертикально (рис. 18.3), так и с горизонтально расположенными проушинами. Узел выполнен в виде двух стыковых башмаков, установленных на поясах лонжеронов. При малой строительной высоте крыла возможно объединение двух башмаков в один общий узел. В настоящее время технологически возможно выполнять стыковые проушины за одно целое с поясом лонжерона. Но как бы ни были выполнены

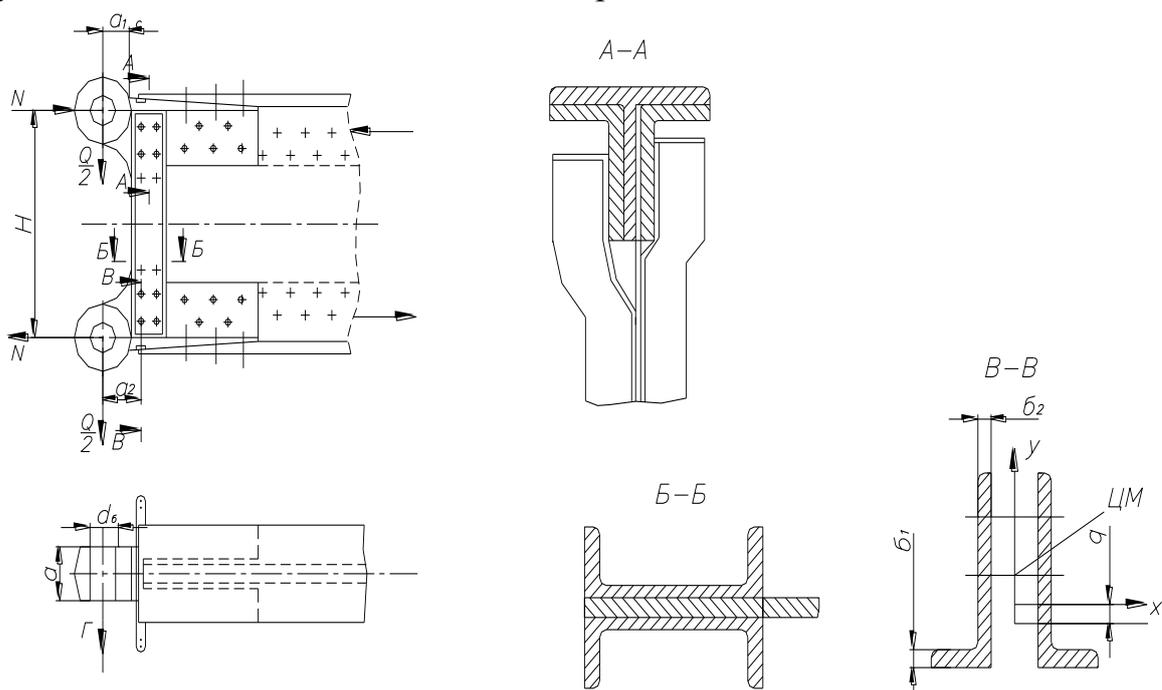


Рис.18.3. Стыковой узел крыла, передающий силу и момент.

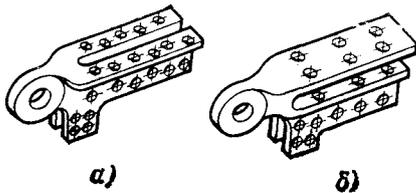


Рис. 18.4. Виды стыковых башмаков

верхняя и нижняя проушины, между ними обязательно должна существовать жесткая связь; в рассматриваемой схеме эта жесткая связь осуществляется в виде вертикального профиля, распределяющего между ними поровну перерезывающую силу Q . Стыковые узлы обычно изготавливают из стали 30ХГСА штамповкой, а затем механической обработкой доводят до требуемых размеров. Обработке подлежат поверхности сопряжения узла с поясами лонжеронов, боковые поверхности проушин. Сверлятся отверстия под стыковочный болт и под элементы крепления башмака к лонжерону. С целью уменьшения массы конструкции башмака и элементов его крепления к лонжерону соединение целесообразно выполнять двухсрезным. Такое соединение можно осуществить, выфрезеровав в башмаке паз (в виде вилки), который позволяет завести башмак с охватом двух сторон пояса лонжерона (рис. 18.4). Такое соединение обеспечивает симметрию передачи осевой нагрузки с пояса лонжерона на стыковую проушину, а также двухсрезность болтов крепления башмака к ножке пояса. Крепление полки пояса при этом в варианте, показанном на рис. 18.4, *а*, остается односрезным, на рис. 18.4, *б* — двухсрезным. Верхний и нижний башмаки соединяются между собой стойками, приклепанными в промежутке между башмаками к стенке лонжерона. Стойки обеспечивают совместность восприятия верхним и нижним узлом перерезывающей силы, действующей по стенке лонжерона. Расчетным случаем как для нижней, так и для верхней проушины является растяжение. При сжатии сама проушина практически не работает. Нижняя проушина рассчитывается на разрыв в случае $A (A')$, верхняя работает на растяжение при обратном нагружении крыла (случай $D (D')$) с половинной нагрузкой. Поэтому нижняя проушина выполняется больших размеров, чем верхняя. Так как стыковой узел помимо изгибающего момента и перерезывающей силы должен передавать поперечную силу от крутящего момента, приходящего по бортовой нервюре, то необходимо предусматривать связь стыкового башмака со стенкой и поясом нервюры.

Приведем последовательность проекторочного расчета стыкового узла.

1. Определяют суммарную силу, действующую на болт: $R = \sqrt{N^2 + (Q/2)^2}$, где $N = M/H$ — осевое усилие; M — изгибающий момент в зоне стыка; Q — перерезывающая сила, возникающая от крутящего момента и перерезывающей силы, действующей на крыло; H — расстояние между центрами стыковочных болтов.

2. По суммарной силе определяют площадь болта

$$F_b = \frac{R}{m\tau_b},$$

где t — число срезов болта. Отсюда $d_{\text{б}} = 2 \sqrt{F_{\text{б}}/\pi}$. Если по действующей силе можно подобрать стандартный болт, то диаметр болта определять не надо.

3. Рассчитывают толщину нижней проушины на разрыв и смятие от силы R по методике, рассмотренной на лек. №14, для разъемных неподвижных соединений $a = \frac{R}{d_{\text{б}}\sigma_{\text{с}}}$, считая, что $\sigma_{\text{см}} = \sigma_{\text{в}}$. Из условия прочности на разрыв

$$\frac{R}{a(b-d_{\text{б}})k} = \sigma_{\text{в}}$$

определяют остальные параметры проушины.

4. Рассчитывают опасное сечение башмака $c-c$, подвергающееся разрыву силой N , срезу силой $Q/2$ и изгибу моментом $\frac{Q}{2}a_1$

$$\sigma_{\text{в}} = \sqrt{\left(\frac{N}{F_{c-c}} + \frac{Qa_1}{2J_{c-c}}\right)^2 + 4\left(\frac{Q}{2F_{c-c}}\right)^2} \leq \sigma_{\text{в}}$$

где F_{c-c} — площадь башмака в сечении $c-c$; a_1 — расстояние от оси болта до сечения $c-c$; J_{c-c} — момент инерции сечения $c-c$ башмака

$$J_{c-c} = \frac{bh^3}{12}$$

5. Для определения размеров вилки башмака проводят расчет болтов ее крепления к поясу лонжерона. Принимают, что осевая сила N воспринимается всеми болтами, соединяющими вилку с поясом. Поперечная сила Q воспринимается болтами, соединяющими стойки с вилкой. Момент от силы Q воспринимается всеми болтами пропорционально их жесткости на срез. В первом приближении сечения болтов подбирают без учета догрузки от момента. Диаметр болтов принимают не менее 8 мм. При этом учитывают, что все горизонтальные болты двухсрезовые, а вертикальные односрезовые. Если позволяет высота ножки пояса лонжерона, то болты устанавливают в шахматном порядке (чтобы меньше ослаблять отверстиями сечения пояса и башмака). Расстояния между болтами и до горизонтальной части вилки от болтов выбирают из условия возможности подхода гаечным ключом. Для крепления башмака к горизонтальной полке применяю болты с потайной головкой.

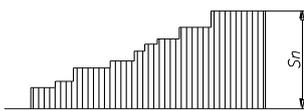
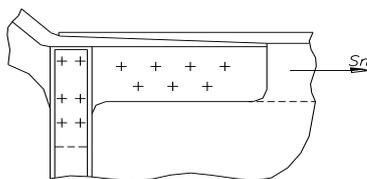


Рис.18.5. Схема крепления башмака к поясу лонжерона



Учтя все эти условия, получают потребное число срезов болтов для передачи силы

$$m = N/P_{\text{б}},$$

где $P_{\text{б}}$ — нагрузка, воспринимаемая одним срезом болта принятого диаметра.

мая одним срезом болта принятого диаметра.

Аналогичным образом подбирают потребные сечения болтов крепления стоек по действию силы Q . При этом потребные сечения болтов, соединяющих башмак со стойкой и поясом, получаются большими, так как болты воспринимают одновременно осевую и поперечную силу. После расчета болтов в первом приближении определяют положение центра жесткости соединения как центра масс площадей среза всех болтов. За радиус r для всех вертикальных болтов принимаем перпендикуляр, опущенный из центра жесткости на плоскости среза этих болтов. Определив суммарные нагрузки на все болты, уточняют их диаметры. Если сечения болтов изменились, то, подобрав новые диаметры, проводят вторую итерацию.

б. В соответствии с потребным числом болтов и их расположением уточняют параметры вилки башмака. Толщину вертикальных ребер вилки δ_2 находят из условия смятия под наиболее нагруженным болтом. Проводят расчет опасного сечения $B-B$ вилки (см. рис. 18.3), расположенного на расстоянии a_2 от оси болтов проушины. В сечении действуют растягивающая сила N , изгибающие моменты $(Q/2)a_2$ и Nq , где q — расстояние от центра масс сечения $B-B$ до линии действия силы N . В результате таких нагрузок в сечении $B-B$ возникает напряжение

$$\sigma_{B-B} = \frac{N}{F_{B-B}} + \frac{(Q/2)a_2 - Nq}{J_x} y \leq \sigma_B,$$

где F_{B-B} — площадь сечения башмака; J_x — момент инерции башмака относительно оси Ox .

Место приложения силы N можно подобрать так, чтобы $(Q/2)a_2 - Nq = 0$. Поскольку $N \gg Q$, то $a_2 \gg q$, т. е. эксцентриситет может быть незначительным. С целью уменьшения массы пояса лонжерона и вилки башмака можно постепенно по мере передачи на башмак нагрузки наращивать его сечение за счет увеличения толщины горизонтальных полок и одновременно в том же порядке уменьшать сечение пояса лонжерона с уменьшением действующей на него нагрузки (рис. 18.5). На рисунке приведена эпюра осевых сил, действующих по поясу лонжерона.

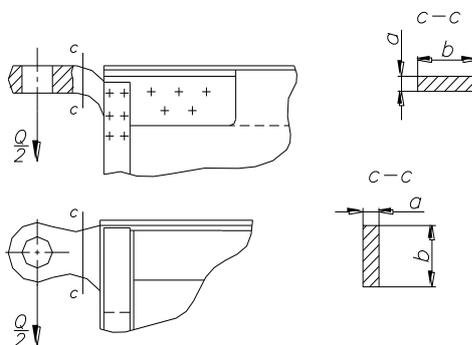


Рис. 18.6. Стыковой узел с вертикальными (а) и горизонтальными проушинами (б)

Такое конструктивное решение имеет один существенный недостаток, заключающийся в том, что затруднительно сверлить отверстия под вертикальные болты в наклонной плоскости. Возможным решением в данном случае будет совместное сверление отверстий для поясов лонжерона и

башмака.

7. При проектировочном расчете сечения стойки ее толщину подбирают из условия смятия под болтами при передаче силы $Q/2$, а ширину — из условия разрыва (или сжатия) силой $Q/2$. Обе стойки, как правило, выбираются швеллерного сечения. Возможно применение в стыковом соединении горизонтально расположенных проушин (рис.18.6). Такие проушины технологичны, так как упрощают сверление отверстий под стыковой болт и обеспечивают взаимозаменяемость.

С точки зрения работы самой проушины обе конструкции равнопрочны. Но при рассмотрении прочности башмака в сечении $C—C$ видно, что проушина с горизонтальным болтом воспринимает изгибающий момент $(Q/2) a_1$ в плоскости наибольшей жесткости с моментом инерции $J_r = ab^3/12$, а проушина с вертикальным болтом — в плоскости наименьшей жесткости с моментом инерции $J_r > J_b$, это приводит к значительному увеличению массы стыкового башмака. Поэтому применение проушины с горизонтальным расположением болта возможно только при введении дополнительных

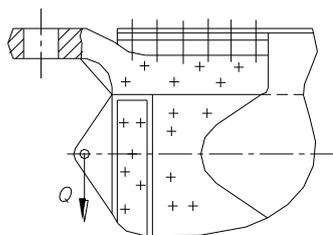


Рис. 18.7. Стыковой узел с дополнительной проушиной, передающей перерезывающую силу

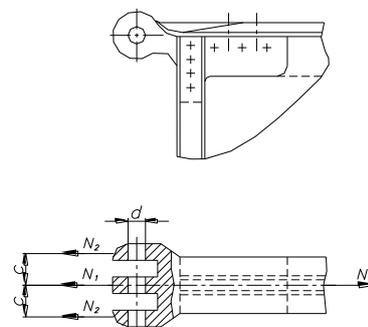


Рис. 18.8. Гребенчатое стыковое соединение.

соединений, передающих только перерезывающую силу. Одно из возможных конструктивных решений такого соединения показано на рис.18.7. При том же значении изгибающего момента с уменьшением строительной высоты крыла значительно возрастает величина осевой силы $N = M/H$, где H — расстояние между центрами проушин. Потребные размеры проушин становятся чрезвычайно большими, и они или должны сильно выйти за обвод крыла или при уменьшающемся за счет размеров проушин размере H их масса должна сильно увеличиться. Одним из возможных решений в этом случае является переход от соединения ухо — вилка к гребенчатому с несколькими проушинами (рис. 18.8). Это приводит к увеличению числа срезов стыковых болтов и соответствующему уменьшению их потребных диаметров, что влечет за собой увеличение плеча H и уменьшение размера проушин. Недостатком гребенчатого соединения является эксцентриситет в передаче сил на крайние проушины. Средняя проушина, которую делают в два раза шире крайних, подвергается действию только осевого усилия. Крайние догружаются моментом на плече c , что снижает сопротивление усталости соединения. Кроме

того, наличие момента при небольшой технологической неточности может привести к изгибу стыковочного болта и к его преждевременному разрушению. В связи с этим такие соединения применяются редко. При малой строительной высоте крыла изменяется соотношение между осевой N и перерезывающей Q силами. За счет роста осевых сил и из-за малого плеча H определяющим при расчете сечения $C-C$ оказывается разрыв силой N , а не изгиб моментом, равным $(Q/2)a_1$. В этом случае постановка горизонтальной проушины с несколькими двухсрезными вертикальными болтами становится целесообразной (рис. 18.9). Если лонжерон выполняется штамповкой, то обычно заодно штампуется и узел, который потом дополнительно обрабатывается по местам сопряжения с ответным узлом. Из-за достаточно большой ширины сечения $C-C$ возрастает жесткость в плоскости проушины, и триситет в передаче сил на крайние проушины не вызывает их изгиба. В связи с этим нагружение всех трех (или двух) болтов становится более равномерным. Исключается изгиб стыковых болтов, что имело место в гребенчатом соединении.

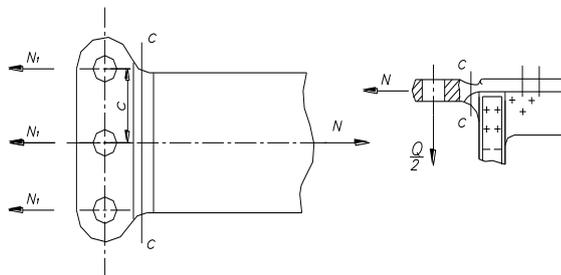


Рис. 18.9. Стыковое соединение с горизонтальной проушиной с тремя вертикальными болтами.

Дополнительного повышения жесткости соединения при работе на изгиб от поперечной силы Q можно добиться путем установки в ответной проушине центроплана ребер (рис. 18.10). Возможным конструктивным решением подобного узла может быть постановка отдельной проушины, воспринимающей перерезывающую силу (рис. 18.11, б). В ответных вильчатых проушинах при этом между ребрами выполняется паз (рис. 18.11, а), в который заходит проушина, передающая перерезывающую силу и, соединяется с ними двухсрезным болтом.

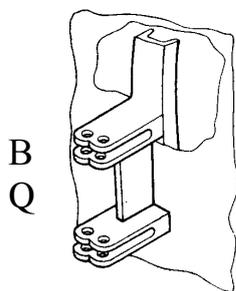


Рис. 18.10. Стыковое соединение, усиленное ребром для восприятия вертикальных сил

В связи с тем, что стыковые узлы помимо поперечной силы должны передать составляющую Q_{ρ} , вызванную крутящим моментом, необходимо обеспечить их связь с бортовой нервюрой. При этом обычно бывает целесообразным соединить стенку нервюры со стенкой лонжерона, с которой сила передается на стыковые узлы. Пояса бортовой нервюры должны соединяться с башмаком стыкового узла, для чего на узле желательно предусмотреть небольшие дополнительные элементы крепления (см. рис. 18.3). В отдельных случаях перестык осуществляется накладкой или специальным фитингом.

Для очень тонких однолонжеронных крыльев иногда из компоновочных соображений бывает целесообразно применять стыковой узел с горизонтальной

базой (рис. 18.12). В качестве такого узла применяется «клык», изготовленный заодно с силовым шпангоутом.

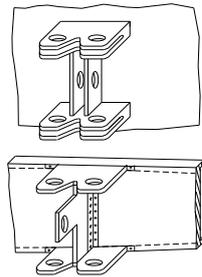


Рис.18.11. Стыковое соединение с горизонтальными проушинами и дополнительной проушиной для восприятия поперечной силы.

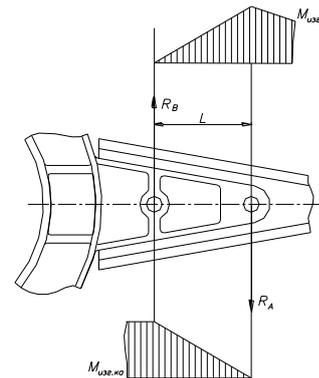


Рис. 18.12. Стыковой узел с горизонтальной базой.

Клык заводится внутрь крыла и стыкуется с лонжероном в точках A и B болтами, работающими на срез под действием реакций R_A и R_B . На рисунке приведены эпюры моментов. На лонжероне, начиная от опоры A , момент падает до нуля. В то же время изгибающий момент по клыку нарастает от опоры A к опоре B .

Так как строительная высота клыка меньше, чем высота лонжерона, то масса клыка, необходимая для восприятия им момента, должна быть больше массы лонжерона при восприятии им момента вплоть до опоры B . Но при этом к массе лонжерона надо добавить массу стыковых узлов, которые надо было бы установить на лонжерон для передачи момента и силы на центроплан. Поэтому решить вопрос о целесообразности постановки клыка или узлов с горизонтальными проушинами можно только после сравнения значения массы для каждого конкретного случая, характеризуемого как действующими на крыло нагрузками, так и значением его максимальной строительной высоты.

Ключевые слова и выражения.

Стыковой узел, шарнирный узел, моментный узел, стыковой башмак, односрезное и двухсрезное соединение, совместность восприятия перерезывающей силы, работа на растяжение, работа на сжатие, разрыв и смятие, потребное сечение болта, центр жесткости, центр масс площадей среза, равнопрочность конструкций, площадь наибольшей (наименьшей) жесткости, гребенчатое соединение, эксцентриситет, фитинг, клык.

Контрольные вопросы.

1. Как нагружаются стыковые узлы?
2. Опишите варианты выполнения стыковых узлов.
3. Как выполняется двухсрезное соединение стыкового башмака с лонжероном?
4. Приведите алгоритм проектировочного расчета стыкового узла?
5. Преимущества и недостатки гребенчатого соединения?
6. Какой силовой фактор является определяющим при малой относительной высоте крыла?

7. Как повысить жесткость соединения крыла с центропланом при работе на изгиб?
8. Что представляет собой "клык", в каких случаях он используется?
9. По каким принципам проводится силовая увязка конструкции?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 93-102.

Лекция №19

тема: Создание агрегатов самолета из отдельных силовых элементов. Проектирование распределительных элементов: фитингов, накладок и косынок.

План

- § 19.1. Типы силовых элементов и их работа.
- § 19.2. Примеры силовой увязки конструкции.
- § 19.3. Алгоритм общего проектирования конструкций.

§ 19.1. Типы силовых элементов и их работа.

Силовую увязку создаваемой конструкции необходимо проводить так, чтобы распределять действующие нагрузки на те элементы, которые способны их воспринимать. При этом надо учитывать, что чем короче будет путь передаваемой нагрузки, тем меньше будет масса конструкции. Рассмотрим основные образующие самолетные конструкции (элементы) с точки зрения их нагружения.

1. **Стержни**, способные работать только на осевые нагрузки растяжения и сжатия (с потерей и без потери устойчивости). В самолетных конструкциях они составляют два класса элементов. Элементы первого класса изолированно работают на осевые нагрузки и имеют контакт с основной конструкцией только в концевых опорах; к таким элементам относятся тяги управления самолетом, ферменные конструкции, подкосы стоек шасси, тяги подвески двигателя; для этих элементов основными характеристиками при работе на растяжение является площадь сечения, при работе на сжатие – длина и собственный момент инерции. Оптимальными для таких конструкций являются замкнутые симметричные формы сечения (рис. 19.1).

Элементы второго класса имеют связь с основной конструкцией на протяжении всей своей длины; к таким элементам относятся стрингеры, подкрепляющие обшивку, с некоторым допущением пояса лонжеронов (рис.19.2). При расчете таких элементов конструкции на сжатие необходимо учитывать переносный момент инерции ввиду участия и в восприятии изгиба всего сечения конструкции.

2. **Тонкостенные двухпоясные плоские балки** (рис. 19.3), способные воспринимать только нагрузки, действующие в их плоскости, работая при этом на изгиб и срез. Такие могут быть выполнены как единое целое, могут быть и составными из поясов, стенок и стоек. Пояса этих элементов работают практически только на осевые усилия, отличаясь от стержней тем, что напряжения в их сечениях не постоянны, а изменяются по высоте по линейному закону, достигая максимума в волокнах, наиболее удаленных от нейтральной оси. В самолетных конструкциях такими балками являются лонжероны, нервюры, защитные шпангоуты.

3. **Стенки**, передающие в своей плоскости перерезывающие и осевые силы. Это разного рода плоские кронштейны, накладки (рис.19.4).

4. **Криволинейные брусья**, образующие рамы (рис.19.5), работающие на изгиб, срез и растяжение своей плоскости. Это большей частью

шпангоуты фюзеляжа. Их основными параметрами является момент инерции сечения.

5. **Тонкостенные замкнутые оболочки**, способные воспринимать крутящий момент (рис.19.6). Такими оболочками являются обшивки всех основных агрегатов планера самолета. Характерным параметром этих оболочек является максимальная площадь контура (при принятой толщине обшивки).

6. **Балки**, работающие на все виды нагрузок во всех плоскостях (рис.19.7). Это элементы конструкции шасси – цилиндры амортизатора, траверсы, рычаги подвески колес, вилки, оси цельноповоротных плоскостей и др.

§ 19.2. Примеры силовой увязки конструкции

Пространственная тонкостенная балка способна воспринимать все виды нагружения. Однако элементы, из которых она состоит, работают только на определенные нагрузки. Это надо учитывать при проектировании и соответствующим образом распределять действующие силы, т.е. осуществлять силовую увязку конструкции, вводя промежуточные элементы в виде косынок, накладок и фитинов. Рассмотрим ряд примеров силовой увязки конструкции.

Проведем силовую увязку конструкции в зоне крепления к продольной балке I кронштейна, нагруженного поперечной силой P . Поскольку в двухпоясной тонкостенной балке поперечную силу способна воспринимать только ее стенка, то кронштейн должен крепиться к ней (рис.19.8, *a*) соответствующим числом заклепок или болтов. Но помимо поперечной силы в плоскости крепления кронштейна действует изгибающий момент $M = Pc$ (c – расстояние от точки приложения силы P до балки I), который не способна воспринять продольная балка, так как он действует не в ее плоскости. Осевые силы N от момента могут воспринять и передать на обшивку только пояса поперечных балок 3 . В связи с этим необходимо ввести конструктивный элемент – фитинг, осуществляющий силовую увязку точек крепления кронштейна с поясами поперечных балок. Один из возможных типов фитинга представлен на рис. 19.8, *a*. Основание фитинга связано с болтом, передающим осевую силу N , верхняя и боковые грани фитинга крепятся заклепками к поясу балки 3 . Опасным сечением фитинга является его сечение по первому ряду заклепок, которыми он крепится к поясу поперечной балки. Площадь этого сечения определяется как

$$F_{\phi} = N / \sigma_{\phi},$$

где F_{ϕ} – площадь сечения фитинга, ослабленная отверстиями под первый ряд заклепок; N – осевая сила.

При выборе диаметра заклепок на смятие проверяют как сечение фитинга, так и сечение пояса поперечной балки $F_{\text{см}} = d_3 \delta = P_3 / \sigma_{\text{в}}$, где δ - толщина пояса или фитинга; P_3 – усилие приходящееся на одну заклепку; $\sigma_{\text{в}} = \sigma_{\text{в}} = \sigma_{\text{см}}$ - напряжение смятия.

Потребное число заклепок крепления фитинга определяют на основании передачи на пояс полной силы N . По мере передачи фитингом силы на пояс, его сечение должно уменьшаться для уменьшения массы конструкции.

На рис.19.8 (5.11), *a* приведена силовая увязка кронштейна с широко растянутым основанием. Такое решение конструкции кронштейна не является

оптимальным, так как основание будет работать на изгиб. Целесообразнее выполнить кронштейн уже и провести его силовую завязку на одну поперечную балку, установленную как продолжение плоскости кронштейна. Пояс балки при этом должен быть таврового сечения, и фитинги надо устанавливать с левой и правой сторон балки. Но в этом случае пояс балки должен быть рассчитан на восприятие одновременно нагрузки, равной $2N$. Фитинги рассчитывают по приведенной выше методике. При малой строительной высоте продольной и поперечной балок бывает целесообразно применять с каждой стороны по одному общему фитингу, как показано на рис. 19.8, б. Для повышения жесткости фитинга в зоне передачи силы P на нем устанавливаются дополнительные ребра.

Рассмотрим силовую увязку конструкции при передаче на поперечную балку большой внешней поперечной силы (рис.19.9). Для передачи силы с внешней стороны пояса балки поверх обшивки установлен кронштейн. Так как поперечную силу способны воспринимать только стенки двухпоясных балок, то необходимо предусмотреть дополнительный связующий элемент – фитинг, снимающий с пояса и передающий на стенку действующую силу. Подошва фитинга крепится болтами к внутренней стороне пояса балки (эти же болты используются для крепления внешнего кронштейна). К стенке балки фитинг крепится заклепками, работающими на срез от действия силы P . Диаметр заклепок определяют по величине действующей силы и из условия смятия стенки балки. Потребное сечение фитинга находится при расчете его на разрыв по первому ряду заклепок под действием полной силы P . Толщина фитинга определяется из условия его смятия под заклепками.

Рассмотрим силовую увязку конструкции при передаче на нее внешней силы, действующей параллельно продольной балке на расстоянии c от ее плоскости (рис.19.10). С кронштейна сила передается болтами на нижний пояс балки. Возникающий за счет выноса кронштейна момент $M=Pc$ трансформируется в пару сил $N=Pc/a$, передаваемую фитингом на стенку. Число заклепок крепления фитинга определяется величиной действующей силы N и условием смятия стенки под заклепками. Для предотвращения раскрытия пояса балки из-за несовпадения плоскости болтов, передающих силу N , и плоскости среза заклепок крепления фитинга к стенке предусмотрены по два ребра.

Рассмотрим силовую увязку конструкции в зоне изменения направления (излома) пояса продольной балки (рис.19.11). Так как пояс способен воспринимать только осевую силу, действующую в его плоскости, то в зоне излома появляется неуравновешенная боковая сила S . Воспринять такую силу способны только пояса поперечной балки, которую и требуется установить в месте излома (балка 3). Для передачи сил в требуемом направлении можно использовать накладку 4 (рис.19.11, б). Сечение накладки возрастает по мере восприятия силы N_1 с пояса и уменьшается с передачей этой силы по двум направлениям. Число заклепок крепления накладки определяется величиной передаваемых сил. С целью экономии массы конструкции можно было бы постепенно утолщать накладку, соответственно уменьшая толщину поясов по мере их разгрузки (рис.19.11, б, сечение А – А). Но такое

конструктивное решение трудно выполнить технологически. Поэтому чаще накладку изготавливают постоянной толщины, изменяя ее потребное сечение только за счет ширины. В зоне установки прокладки пояса или подсекаются, или подфрезеровываются. На рис. 19.11, в приведено другое конструктивное решение, выполненное при помощи фитингов, устанавливаемых внутри поясов продольной и поперечной балок. Конфигурация фитингов должна быть такой, чтобы они могли передать силу N_1 от пояса балки в виде сил N_2 и S на два пояса в зоне излома. Любые сосредоточенные нагрузки, приложенные внутренним конструктивным элементам агрегатов (крыла, фюзеляжа и т.д.), не могут уравновеситься внутри конструкций, а должны быть переданы на элементы внешней поверхности – обшивку, стрингеры, пояса лонжеронов.

В качестве примера силовой увязки конструкции при восприятии продольной силы, приложенной внутри конструкции к нервюре или шпангоуту, рассмотрим приведенную на рис. 19.12 схему. На силовую нервюру или усиленный шпангоут надо установить кронштейн, нагруженный силой, перпендикулярной плоскости шпангоута (нервюры). Для восприятия силы P устанавливается фитинг 1 , выполненный в виде двухпоясной балки. Фитинг соединен болтами 2 через стенку шпангоута (нервюры) с подошвой кронштейна. В зоне передачи нагрузок от болтов на фитинге могут быть предусмотрены усиления в виде накладок или ребер. Одним из поясов фитинг крепится к внешнему контуру (обшивке); число заклепок 3 определяется из условия передачи на внешний контур полной силы P при отсутствии его смятия. Смещение на расстояние a линии действия силы P по отношению к плоскости среза заклепок 3 вызывает момент $M = Pa$, воспринимаемый стенкой фитинга. При проектировочном расчете, учитывая, что жесткость фитинга в поперечном направлении больше жесткости обшивки, можно принять, что этот момент уравнивается парой сил $N = M/l$. Эти силы догружают болты 2 и заклепки или болты 4 и воспринимаются стенкой шпангоута (нервюры).

На рис. 19.13, а показан фитинг треугольной формы, воспринимающий нагрузку от кронштейна. В этом случае, так как на шпангоуте нет второй опоры, изгибающий момент будет вызывать дополнительные осевые усилия в заклепках и догружать изгибающим моментом элемент панели и сдвигающей силой N стенку шпангоута. Для усиления панели в зоне крепления фитинга желательно установить связанный с ним усиленный стрингер. Последний будет при этом работать на изгиб на пролете между двумя шпангоутами, опираясь на них как на опоры. Нагрузкой будут являться растягивающие усилия от заклепок (см. рис. 19.13, б). Равнодействующая этих сил равна N и приложена в центре тяжести треугольника нагрузок.

На рис. 19.14 приведен фитинг, передающий на контур горизонтальную составляющую S силы, действующей по поясу лонжерона кия. Расчет этого фитинга аналогичен расчету конструкции, приведенной на рис. 19.12.

§ 19.3. Алгоритм общего проектирования конструкций.

Все рассмотренные выше положения не исчерпывают всех принципов проектирования. Многие положения вырабатываются конструктором по мере накопления собственного опыта. На первых порах, когда у конструктора

еще не выработался профессиональный автоматизм, позволяющий охватить поставленную задачу комплексно, можно рекомендовать следующий алгоритм проектирования:

- 1) в соответствии с наложенными ограничениями и внешними условиями разработать функциональную (силовую, кинематическую, установочную) схему системы;
- 2) выбрать вид и тип соединений, в том числе крепежных деталей и элементов соединений;
- 3) учитывая эксплуатационные условия, выбрать материал конструкции и тип заготовок для получения деталей;
- 4) учитывая технологические ограничения, способы производства, масштаб производства, определить вид обработки заготовок, точность сопряжений;
- 5) в результате проектировочных расчетов выбрать окончательную форму сечений и их размеры;
- 6) вычертить конструкции и нанести на чертеж всю необходимую информацию (размеры, номера деталей, технические указания и т.д.);
- 7) оформить расчеты прочности и специальные расчеты, сопутствующие процессу проектирования.

Ключевые слова и выражения

Стержень, тонкостенная двухпоясная балка, тонкостенная замкнутая оболочка, криволинейный брус, фитинг, накладка,

Контрольные вопросы

10. Что такое стержень?
11. Какие факторы влияют на выбор формы поперечного сечения стержневых элементов?
12. Какие нагрузки воспринимает тонкостенные двухпоясные плоские балки?
13. Приведите пример тонкостенной замкнутой оболочки.
14. Какие дополнительные элементы используются при силовой увязки конструкции?
15. Как определяется потребное число заклепок для крепления фитинга?
16. Как осуществляется силовая увязка конструкции при передаче на поперечную балку большой поперечной силы?
17. Поясните силовую увязку конструкции в зоне излома пояса продольной балки.
18. Приведите типовой алгоритм проектирования распределительных элементов.

Литература

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 103-113.

ТЕМА 5. «Проектирование панелей»

Лекция №20.

тема: Типы конструкции панелей и технологические способы их изготовления.

План

§ 20.1. Сборные панели, конструкция и изготовление.

§ 20.2. Монолитные панели: преимущества, недостатки и их изготовление:

- а) фрезерованные панели;
- б) прессованные панели;
- в) катаные панели;
- г) литые панели.

§ 20.3. Многослойные панели: преимущества, недостатки и их изготовление:

- а) гофровые панели;
- б) сотовые панели.

В конструкции планера самолета широко применяются панели различных видов: сборные и монолитные, с одной и двумя несущими обшивками, выполненные из металлических и неметаллических материалов.

Панели могут выполнять функции силовой конструкции планера, выдерживающей воздействие основных полетных нагрузок (панели крыла, фюзеляжа, оперения, канала воздухозаборника), вспомогательных элементов конструкции, работающих в экстремальных условиях или особых случаях эксплуатации (створки реверсов тяги, противопожарные перегородки), а также элементов конструкции, выполняющих определенные функциональные задачи (панели шумоглушения, тепловые экраны, радиопрозрачные панели, радиаторы).

Во всех этих случаях обязательно наличие одной или двух обшивок, как правило тонколистовых, формирующих поверхность агрегата или детали.

В зависимости от нагрузок, действующих на панель, и рабочих температур конструкции, панели могут быть выполнены из различных материалов: стеклопластиков, композиционных материалов, алюминиевых и титановых сплавов, сталей и жаропрочных материалов.

§ 20.1. Сборные панели

Под сборными панелями условно подразумевают панели, к обшивке которых заклепками, болтами или точечной сваркой присоединяют элементы силового набора: стрингеры, ребра жесткости, стыковочные и законцовочные профили. Это наиболее распространенные в современном самолетостроении панели стрингерного (рис. 20.1, а, б) и гофрового (рис. 20.1, в) типов.

В качестве стрингеров, ребер жесткости, стыковочных и законцовочных элементов могут использоваться гнутые профили из листового материала, форма сечения которых показана на рис. 20.2, а также профили,

получаемые методом прессования или прокатки (рис. 20.3).

Высота сборных панелей чаще всего постоянна, поскольку изготовление гнутых или штампованных стрингеров переменной высоты сильно усложняет технологию, а прессованные профили переменной высоты не изготавливаются совсем. Некоторым видам гнутых и прессованных профилей простейшей формы переменная высота и толщина стенки могут быть приданы фрезерованием после изготовления.

Криволинейную форму сборные панели могут получить при сборке предварительно отформованной обшивки со стрингерами, которым придана кривизна в соответствии с местом установки каждого стрингера на криволинейную обшивку, а также при использовании общих для всех типов панелей способов формообразования криволинейных поверхностей для изготовления плоских панелей.

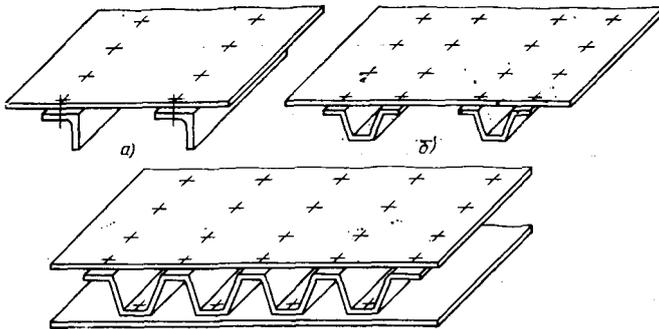


Рис. 20.1. Типы стрингерных и гофровых панелей

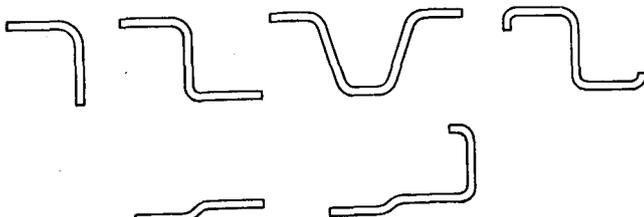


Рис. 20.2. Профили гнутых стрингеров

Клепка и приварка элементов продольного и поперечного силовых наборов может производиться на станках-автоматах, при этом габариты панелей ограничиваются лишь возможностями оборудования и могут достигать значительных размеров (как правило, в этом случае ограничивается только ширина панелей).

Для улучшения вибростойкости и ресурса применяют клее-клепаные и клеесварные соединения стрингеров и усиливающих элементов с обшивками панелей. Такие панели размерами до 2000x20000 мм использованы в конструкции самолета Ан-22 .

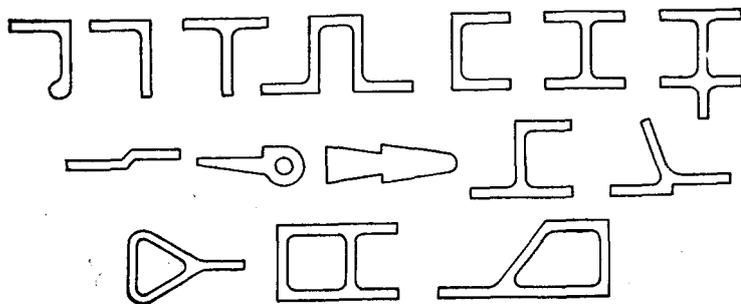


Рис. 20.3. Профили прессованных стрингеров

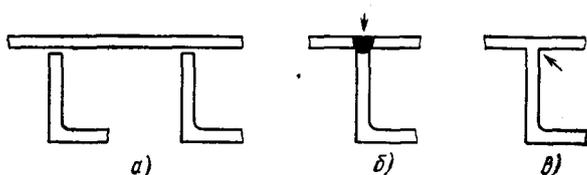


Рис. 20.4. Соединение обшивки панелей со стрингерами способами сквозного проплава и диффузионной сварки:

а — исходное положение; *б* — электронно-лучевая сварка;

в — диффузионное сращивание

В настоящее время все большее применение находят панели из композиционных материалов, особенно с применением стекло- и углепластиков. В этом случае обшивка набирается из необходимого количества слоев стеклоткани или волокон, ориентированных в различных направлениях для придания прочности по направлениям действия основных нагрузок. Слои, пропитанные связующим, выкладываются на технологическую болванку с соответствующей формой поверхности. После полимеризации они образуют обшивку панели, которая в местах установки стрингеров может быть заранее усилена при наборе слоев.

Стрингеры из композиционного материала изготавливаются отдельно, выкладыванием слоев материала и полимеризацией заготовки в технологической форме, а затем приклеиваются к обшивке.

Радиопрозрачные панели изготавливаются из стеклоткани с применением связующих на основе смол.

Стрингерные панели из неметаллических материалов можно отнести как к сборным, так и монолитным панелям, поскольку присоединение стрингеров может быть проведено одновременно с процессами их полимеризации и обшивки.

Существуют также разновидности металлических сборных панелей, которые после изготовления представляют собой единое целое. Так, обшивка панелей может быть соединена со стрингерным набором методом сквозного проплава (рис. 20.4, *а*, *б*) или диффузионной сваркой (рис. 20.4, *а*, *в*). Такие панели имеют преимущество в массе за счет отсутствия двойных толщин материала в местах соединения стрингеров и обшивки.

§ 20.2. Монолитные панели

Рост скоростей полета современных самолетов повышает требования к их аэродинамическим схемам и конструкциям. Снижаются относительные толщины крыла и оперения. Предъявляются повышенные требования к качеству внешней поверхности всех агрегатов самолета, а также в связи с увеличением скоростного напора — к жесткости конструкции из условий аэроупругости.

В зонах сжатых панелей с высокими уровнями напряженностей (отношение распределенной сжимающей нагрузки q к длине сжатой стойки L , где L , например, — расстояние между нервюрами крыла), когда панель может потерять как общую, так и местную устойчивость, необходимы и утолщение обшивки, и установка стрингеров с более частым шагом. Однако утолщение обшивки для увеличения местных критических напряжений нецелесообразно из-за большого приращения веса, а уменьшение шага между стрингерами в сборных конструкциях панелей может быть сделано до определенных технологических пределов. К тому же из-за ослабления обшивки отверстиями под заклепки значительно снижается сопротивление усталости конструкции.

В этом случае наилучшим проектировочным решением, отвечающим поставленным требованиям, будет применение монолитных панелей. У таких панелей обшивка изготавливается совместно с продольным, а иногда и поперечным силовыми наборами.

При применении монолитных панелей можно получить следующие преимущества:

- меньшее количество деталей при сборке;

- снижение трудоемкости за счет применения производственных процессов штамповки, прессования, литья, упрощения панельной сборки при базировке на обшивку;

- высокую герметичность за счет отсутствия отверстий, уменьшение дополнительного веса на герметизацию;

- улучшение усталостных свойств конструкции из-за отсутствия отверстий для клепки или концентрации напряжений в местах точечной сварки;

- улучшение качества внешней поверхности по сравнению со сборными панелями за счет отсутствия «утяжек» обшивки, коробления при сборке.

Однако, как это обычно бывает у любых конструкций, применение монолитных панелей не свободно и от недостатков. К ним относятся:

- большие стоимость и длительность изготовления заготовительной оснастки (штампов, матриц, форм для литья), что делает целесообразным применение таких конструкций только при больших сериях деталей;

- сложность выполнения конструктивных изменений в процессе доводки и модификации конструкции.

Профессиональное мастерство конструктора заключается в том, чтобы применить наиболее целесообразный тип конструкции. При этом наиболее полно должны быть использованы ее достоинства.

Для изготовления монолитных панелей применяются следующие технологические процессы:

- а) фрезерование (механическое и химическое);
- б) прессование;
- в) прокатка;
- г) горячая штамповка;
- д) литье.

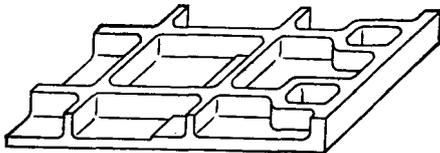


Рис. 20.5. Вид фрезерованной панели

Подробно методы изготовления монолитных панелей изложены в работе [8].

Фрезерованные панели, получаемые механическим фрезерованием из плит, широко используются в настоящее время. Для их изготовления применяются станки с ЧПУ. Выигрыш в массе панели по сравнению с клепаной конструкцией экономически оправдывает применение дорогостоящей сложной механической обработки.

Фрезерованные панели могут иметь продольный и поперечный силовые наборы с изменяемыми шагами и толщинами ребер, изменяемую толщину обшивки, а также местные усиления необходимой толщины и конфигурации. Одновременно на панели могут быть сформированы места для крепления со смежной конструкцией: фитинги, усиления, стыковочные профили. Вид фрезерованной панели показан на рис. 20.5.

Положительными качествами этих панелей являются высокая точность размеров и чистота поверхности.

К недостаткам применения фрезерованных панелей относятся:

высокая трудоемкость изготовления (в 3 ... 4 раза выше, чем у прессованных панелей); огромные отходы материала в стружку (КИМ только 10 ... 15 %); худшее сопротивление усталости конструкции, так как в результате фрезерования перерезаются волокна материала, на поверхности остаются риски и зазоры от фрезы — последние могут оказаться причиной появления преждевременных усталостных трещин.

Несмотря на недостатки, фрезерованные панели находят широкое применение в конструкции крыльев и оперения самолетов (например, Ту-144, В-52, «Виккерс VC-10» и других).

Габариты панелей определяются возможностями фрезерных станков и могут достигать размеров 4000x10 000 мм. Минимальные толщины ребер и обшивки бшт == 1,5 ... 2,0 мм, минимальные радиусы закруглений и переходов зависят от материала и высоты панелей, а также от применяемого инструмента (фрез) и оснастки. Типовое сечение панели показано на рис. 20.6.

Травление (химическое фрезерование) гораздо более дешевый и производительный метод обработки больших поверхностей на малую глубину, чем механическое фрезерование. Травлением можно получить толщину листа из алюминиевых, титановых сплавов и сталей до 0,3 мм, обеспечив этим ступенчатое изменение толщины листа при заданном ее распределении по поверхности, используя травление в несколько переходов как по толщине

обшивки, так и по форме сечения, как это показано на рис. 20.7.

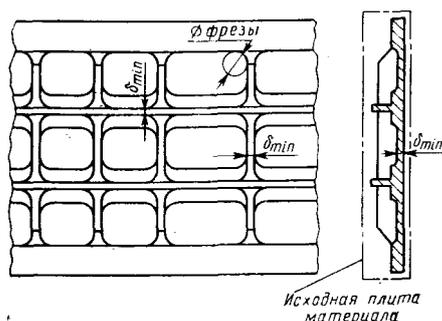


Рис. 20.6. Типовое сечение фрезерованной панели

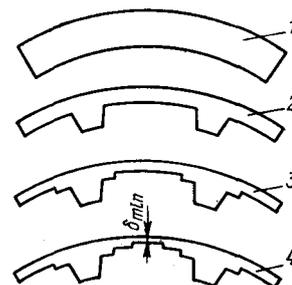


Рис. 20.7. Переходы при изготовлении панели методом химического фрезерования: 1 — исходная заготовка; 2 — переход I; 3 — переход II; 4 — переход III (готовая деталь)

Как правило, исходная толщина химически фрезеруемого листа (а следовательно, и высота ребер) не превышает 6 ... 8 мм. Полученные травлением панели обладают хорошими прочностными свойствами. Высокие качество и экономичность этого метода привели к его широкому использованию в авиационной промышленности, особенно для доработки деталей и панелей до окончательной минимальной толщины. При этом конструктивные и технологические излишки материала снимаются и уменьшается масса конструкции.

Серьезным недостатком процесса химического фрезерования являются сложные условия работы цехового оборудования и персонала, связанные с наличием в атмосфере цеха паров кислот, а также необходимость нейтрализации отработанных активных растворов.

Обработка плоских или криволинейных (рис. 20.8) заготовок на станках с программным управлением (или копировально-фрезерных) с пятью степенями свободы при механическом фрезеровании позволяет придавать панелям криволинейную форму. При химическом фрезеровании необходимая криволинейность должна быть придана исходной заготовке (см. рис. 20.7).

Прессованные панели. Прессование является наиболее рациональным способом изготовления монолитных панелей, получившим в настоящее время достаточно широкое применение.

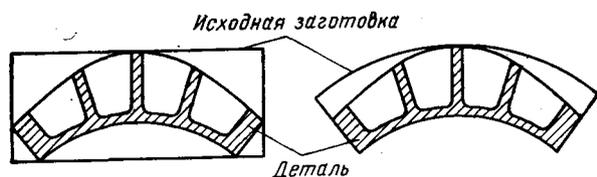


Рис. 20.8. Исходные заготовки для фрезерования панелей криволинейной формы

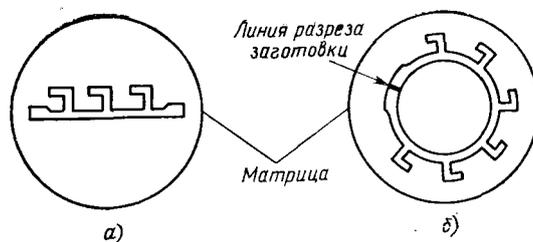


Рис. 20.9. Матрицы для изготовления прессованной панели

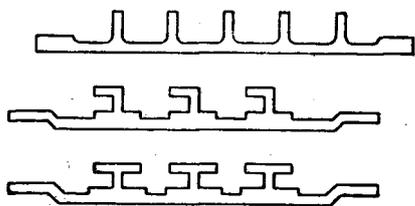


Рис. 20.10. Типовые формы сечений прессованных панелей.

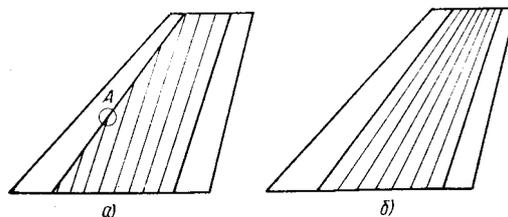


Рис. 20.11. Расположение продольных силовых элементов (стрингеров) по размаху крыла: *a* — для прессованных панелей; *б* — для клепанных панелей

Прессованные панели изготавливаются из материалов АМц, Д16, ОТ4, ЗОХГСА и других. Материал, прошедший процесс прессования, имеет высокий уровень механических характеристик, особенно вдоль панели.

Процесс прессования характеризуется высокой производительностью и экономичностью использования материала. Способ прессования панелей заключается в продавливании материала через фигурное отверстие в матрице в виде щели (рис. 20.9, *a*) или круга (рис. 20.9, *б*). При изготовлении согласно рис. 9, *б* трубчатую заготовку, полученную в результате прессования, разрезают по образующей и разворачивают в плоскую панель.

Наиболее часто применяемые формы сечений прессованных панелей показаны на рис. 20.10. По краям панели могут быть образованы утолщения, из которых образуют усиления, или применяют в качестве элементов, необходимых для стыковки.

В настоящее время возможно получение прессованных панелей шириной до 4500 мм и длиной до 25000 мм. Толщина ребер и обшивки панелей от 3 мм и выше. На самолете Ан-22 применены прессованные панели из материалов Д16 и В95 шириной до 865 мм и длиной до 12 000 мм.

Недостатком прессованных панелей является возможность получения только панелей с параллельными ребрами при одинаковой форме сечения и толщине стенок по длине панели. С одной стороны, это является нерациональным с точки зрения расположения продольных силовых элементов по размаху крыла (рис. 20.11, *a*, *б*), с другой стороны, усложняется заделка продольных силовых элементов панели на стенки и лонжероны, расположенные к ним под некоторым углом (зона *A*, рис. 20.11, *a*).

Для необходимого изменения площади сечения панели при уменьшении нагрузок (изгибающего момента) при удалении от бортовой хорды, иногда сфрезеровывают по размаху часть силового набора прессованной панели по высоте или ширине ребер (рис. 20.12). Однако в этом случае перерезываются волокна материала, что ухудшает прочность панели и увеличивает трудоемкость ее изготовления.

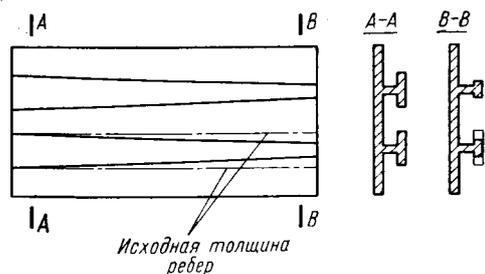


Рис. 20.12. Изменение площади сечений силовых элементов прессованных панелей

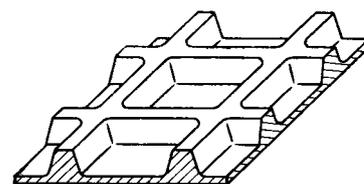


Рис.20.13. Вид элемента катаных панелей

Катаные панели. Прокатка панелей может быть осуществлена из плоской или предварительно прессованной заготовки, при этом может быть получена панель не только с продольными, но и с поперечными ребрами (панель «вафельного» типа).

Толщина обшивки панели по сравнению с прессованной может быть уменьшена до 1 мм. Для изготовления катаной панели используют те же материалы, что и для прессованных панелей.

Недостатком катаных панелей является простая конфигурация их сечений (рис. 20.13).

Штампованные панели. Методом горячего прессования (штамповки) могут быть изготовлены панели не только с продольными и поперечными силовыми элементами переменного сечения, но и одновременно со стыковыми узлами для привязки к смежной конструкции. Форма панелей аналогична показанной на рис. 5, 6, 13 и 14. При штамповании панелей волокна материала располагаются наилучшим образом по сечению панели, такие панели обладают наиболее высокой прочностью.

Площадь штампованных панелей из цветных сплавов на современных самолетах может достигать 3 м², а масса штампованных деталей—до 1000 кг, однако для этого требуются прессы с усилиями 10 000 ... 30 000 т на 1 м² площади панели.

Большая потребная мощность прессов является недостатком, сдерживающим применение штампованных панелей большого габарита. К недостаткам штампованных панелей относятся большая толщина стенок (4 мм) и низкая точность размеров. Наличие штампованных уклонов непроизводительно увеличивает массу панелей, особенно при использовании материалов с большой плотностью.

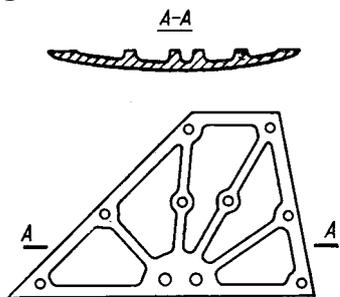


Рис. 20.14. Вид литой панели крыла.

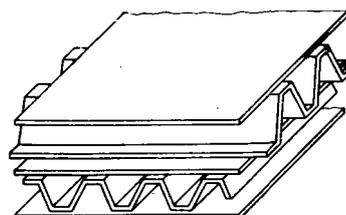


Рис. 20.15. Многослойная панель с пересекающимся гофрированным наполнителем

Штампованные панели применяют в сильно нагруженных зонах при средне- и крупносерийном производстве агрегатов самолета.

Литые панели могут быть выполнены с поверхностью любой формы и с силовым набором любой конфигурации. Этим они выгодно отличаются от панелей других типов. Литыми могут быть выполнены крыло и оперение, состоящие всего из двух половин — верхней и нижней (см. рис. 14), при этом литая конструкция имеет лонжероны и узлы крепления к фюзеляжу. Силовые элементы и ребра могут располагаться в любых направлениях, однако высота их ограничена, для алюминиевых сплавов, например, она не более 60 мм.

Наиболее тонкие детали с толщинами стенок до 1,5 ... 2,0 мм получают литьем под давлением и по выплавляемым моделям.

Преимущества литых панелей:

возможность получить конструкции со сложным силовым набором и малой толщиной обшивки;

большая производительность труда при изготовлении панелей, меньшая трудоемкость изготовления оснастки, простота оборудования.

Основной недостаток, препятствующий широкому распространению литых панелей в самолетных конструкциях, — низкие механические свойства литейных материалов. Наличие рыхлот, раковин в литых деталях требует также увеличения коэффициента безопасности при расчете прочности конструкций до значений не менее $f = 2$. Все это (а также дополнительные технологические требования литейных уклонов, радиусов и другие) приводит к значительному утяжелению литых конструкций.

§ 20.3. Многослойные конструкции

По условиям нагружения в ряде мест конструкции самолета требуется применение панелей, имеющих обшивку менее 1 мм, а зачастую и наличие не одной, а двух таких обшивок, ограничивающих панель с обеих сторон (концевые панели крыла, панели оперения, рулей и элеронов, панели канала воздухозаборника, перегородки, створки и другие). В этих случаях применение стрингерных панелей, с одной стороны, увеличивает массу конструкции, поскольку частота установки стрингеров для увеличения местных критических напряжений в обшивке ограничена и, поэтому не используются полностью прочностные

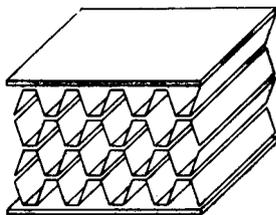


Рис. 20.16. Многослойная панель с наполнителем из параллельно расположенных гофров.

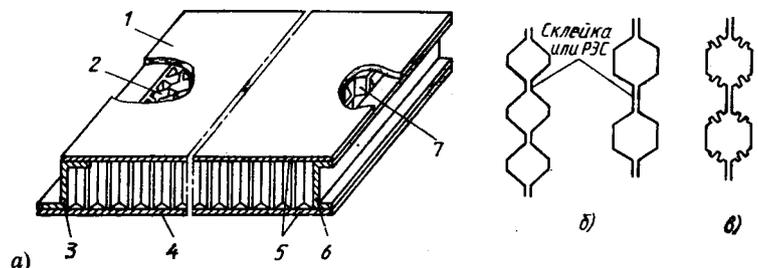


Рис. 20.17. Общий вид сотовой панели: 1,4— обшивки или несущие слои панелей; 2,7— сотовый наполнитель с квадратной или шестигранной ячейкой; 5— галтель клея, припой или место диффузионного срачивания фольги наполнителя с обшивкой; 3,6— силовые или окантовочные элементы

возможности материала, а с другой стороны, необходимость присоединения второй обшивки значительно усложняет процесс изготовления панелей. Иногда в таких случаях применяются панели, состоящие из двух обшивок и расположенного между ними заполнителя в виде гофров, называемые «гофровыми панелями».

Гофровые панели чаще всего делают из свариваемых материалов, что дает возможность присоединить гофры к обшивке точечной или роликовой электросваркой.

Одним из положительных свойств гофровых панелей является возможность использовать их для теплонагруженных конструкций, так как гофр дает обшивке возможность при нагревании свободно деформироваться в

поперечном направлении, уменьшая возможность появления температурных напряжений.

Недостатком гофровых панелей является наличие в них прочности и жесткости только в одном направлении — в направлении гофра. При уменьшении толщины обшивки, например, из материала ОТ4, до 0,4 мм для обеспечения местной устойчивости при сжатии с высоким уровнем критических напряжений до $\sigma_{0,2} = 450 \dots 500$ МПа, требуется размер между точками крепления гофров порядка 10 ... 11 мм. Это технологически сложно, к тому же выполнить такие конструкции с гладкой обшивкой, без ребрения, практически невозможно.

В последнее время рассматривается вопрос использования гофровых панелей не в силовых конструкциях, а в конструкциях теплозащитных панелей и в тепловых экранах. В этом случае гофровая панель изготавливается в виде нескольких слоев с последовательно перпендикулярным (рис. 20.15) или параллельным (рис. 20.16) расположением гофрового заполнителя. Толщина обшивок и гофрового заполнителя таких панелей может составлять 0,1.. 0,2 мм.

Для наилучшего использования тонкого материала в обшивках силовых конструкций, нагруженных сжатием или сдвигом в плоскости панели, необходимо наличие заполнителя, подкрепляющего обшивку по всей поверхности во всех направлениях с малым (менее 10 ... 12 мм) шагом подкрепления.

Сотовые панели. В 1950-х годах был найден способ изготавливать легкий и жесткий заполнитель из тонкой фольги, соединенной в виде сотовых ячеек, и надежно прикреплять его по торцам сотов к тонколистовой обшивке. Появились конструкции, названные «сотовыми панелями», хотя вид заполнителя не всегда соответствует шестигранному рисунку сотов (рис.20.17, б).

В настоящее время существуют и успешно применяются несколько типов сотовых панелей. Чаще всего используются:

- а) неметаллические и дюралевые клееные панели;
- б) титановые и стальные панели, свариваемые по методу фирмы «Стресскин» (в настоящее время фирма имеет название «Astech» *);
- в) титановые диффузионно-сварные панели;
- г) титановые и стальные паяные панели.

Трехслойная сотовая конструкция обладает рядом достоинств, важнейшими из которых являются высокие характеристики устойчивости несущих слоев (обшивок) из-за эффективного их подкрепления заполнителем и высокая жесткость на изгиб панели, благодаря разнесенным от нейтральной оси за счет заполнителя обшивкам. Кроме того, сотовые панели имеют ряд других преимуществ:

- высокое качество *формы* и поверхности;
- хорошую эксплуатационную надежность в условиях виброакустического нагружения вследствие отсутствия концентраторов напряжений и высоких собственных частот элементов панели;

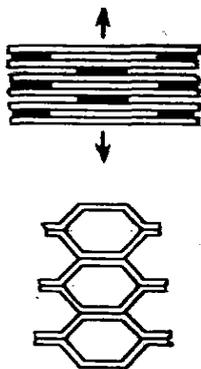


Рис. 20.18. Изготовление сотового заполнителя растяжкой пакета фольги

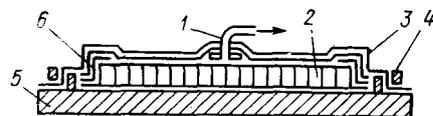


Рис. 20.19. Схема склейки сотовой панели: 1 — шланг от вакуумного насоса; 2 — сотовая панель; 3 — вакуумный мешок; 4 — прижим; 5 — технологическая плита (основание); 6 — силовые элементы панели

высокую производственную технологичность, определяемую минимумом деталей, подаваемых на сборку, и возможностью полной автоматизации процесса изготовления;

хорошие тепло- и звукоизолирующие свойства.

Как и все другие конструкции, сотовые панели не свободны от недостатков. К ним относятся:

необходимость применения сложных станков-автоматов и специального оборудования для склейки, пайки или сварки заполнителя с обшивкой;

обязательное согласование между собой, а следовательно, и ограничение материалов, применяемых для изготовления заполнителей и обшивок, а также используемых для соединения обшивок с заполнителем;

необходимость защиты внутренней полости от попадания или накопления влаги и ряд других.

В сотовых конструкциях существует тесная связь между применяемыми материалами и технологией изготовления. Каждому конкретному технологическому типу сотовой панели (клееной, паяной, или сварной) соответствуют определенные группы материалов для несущих обшивок, заполнителя и соединения (клей, припой), обеспечивающие возможность надежного изготовления панели в целом. Материалы, наиболее часто применяемые для основного силового элемента панелей — обшивки, и их характеристики (для $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$) приведены в табл. 2.

В качестве заполнителей для клееных панелей из неметаллических композиционных материалов применяются сотовые заполнители из стеклоткани, бумаги «Номекс», а также заполнители из алюминиевых сплавов и сплавов титана. Заполнитель для диффузионно-сварных и паяных титановых панелей изготавливается из фольги ВТ6 или ВТ 15, заполнитель для стальных паяных и сварных панелей из того же материала, что и обшивка. Ленты заполнителя для сварных панелей по методу «Стресскин» изготавливаются из хорошо штампуемых материалов типа ВТ 1-0, 12Х19Н10Т, ЭП35.

Схема клееных, паяных и диффузионно-сварных панелей показана на рис. 20.17, а, б.

Процесс изготовления таких панелей разделяется на два этапа:

1) изготовление сотового заполнителя (в виде так называемых «сотовых блоков»); 2) присоединение обшивок к сотовому блоку.

При изготовлении сотовому блоку придают форму поверхности, соответствующую форме обводов панели с учетом толщины присоединяемых обшивок.

Для сотовых конструкций, окончательная форма которых может быть получена из плоской панели-полуфабриката путем последующей деформации, исходная поверхность сотового блока может иметь плоскую форму.

Сотовые заполнители клееных панелей из алюминиевых сплавов и полимерных материалов изготавливают чаще всего методом растяжки пакета плоских полос фольги, склеенных в местах, соответствующих расположению двойных граней (рис. 20.18).

Сотовые заполнители из сплавов титана и сталей получают методом формования отдельных лент фольги с последующей точечной сваркой в местах соприкосновения граней на автоматизированных установках (см. рис. 20.17, б). Для увеличения жесткости грани сотовых ячеек могут иметь один или несколько рифтов (рис. 20.17, б).

Присоединение обшивок клееных панелей чаще всего производят в автоклавах. Схема сборки элементов панели в контейнер для склеивания показана на рис. 20.19. Размер клееной панели определяется размером автоклава и может достигать 3000 X 8000 мм. Высота заполнителя до 400 мм.

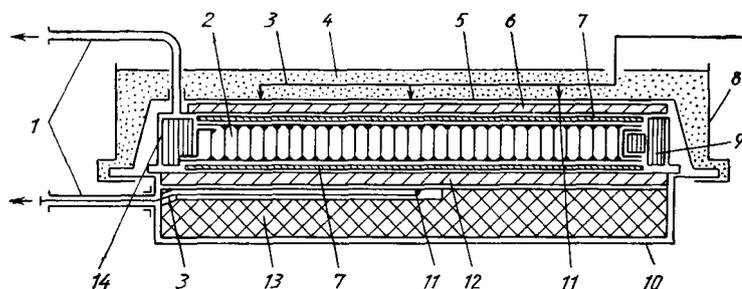


Рис. 20.20. Схема контейнера для пайки сотовых панелей:

1 — трубки к вакуумным насосам; 2 — сотовая панель; 3 — проводка к терморегуляторам; 4 — песок; 5 — наружный кожух; 6 и 12 — медные листы; 7 — технологические выравнивающие листы; 8 — обжимная рама; 9 и 14 — технологические сухари; 10 — внутренний кожух; 11 — терморегуляторы; 13 — графитовая плита (основание)

Пайка и диффузионная сварка обшивок с сотовым блоком производится в печах. Схема сборки элементов панели в контейнер для этого случая показана на рис. 20.

Наиболее часто употребляемые размеры паяных и диффузионно сварных панелей 1000x1500 мм, 2000x3000 мм, но могут быть и больше, что определяется, в основном, размерами печей для нагрева контейнеров с панелями. Высота

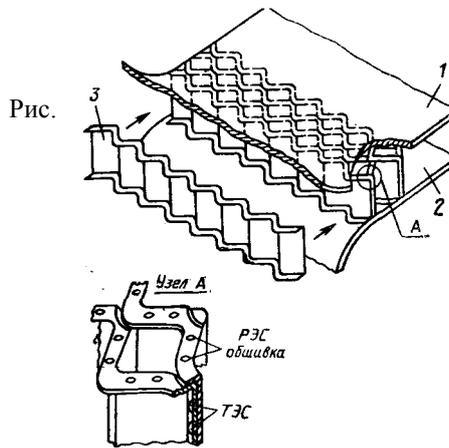


Рис. 20.21. Схема сборки сварных панелей по методу фирмы «Стресскин»: 1,2— обшивка панели; 3 — ленточка гофрированной фольги сотового заполнителя

заполнителя таких панелей — до 120 мм. Силовые элементы у клееных и паяных панелей чаще всего вводят в состав панели при сборке контейнеров. Тогда после изготовления панели образуется неразъемное соединение (панель-агрегат). У диффузионно-сварных панелей силовые элементы чаще всего присоединяются к изготовленной панели-полуфабрикату, поэтому расположение силовых элементов внутри контейнера, показанное на рис. 20, характерно только для паяных панелей. Особенностью изготовления сварных панелей по методу фирмы «Стресскин» является то, что отформованные ленты заполнителя присоединяются к обшивкам панели роликовой электросваркой (РЭС) и соединяются между собой по ребрам граней ячеек точечной электросваркой (ТЭС) последовательно в процессе общей сборки— сварки панели на автоматических установках (рис.20.21). При этом получают панели-полуфабрикаты плоские либо цилиндрические (диаметром более 1000 мм). Плоским панелям можно в дальнейшем придать криволинейную форму. Силовые элементы присоединяются только к изготовленным панелям.

Размеры сварных панелей по методу «Стресскин» по ширине не превосходят 1200 ... 2000 мм, длина панелей не ограничена, высота заполнителя обычно не превышает 60 мм.

На рис. 20.17 изображены наиболее часто встречающиеся формы ячеек сотовых заполнителей. Видно, что сотовый заполнитель конструктивно анизотропен: жесткость и прочность его на сдвиг в направлении лент фольги и перпендикулярно этому направлению различны. Чаще всего используется заполнитель с шестигранной ячейкой.

Сотовые панели широко применяются в конструкции самолетов. На самолете «Хасслер В-58» 95% поверхности выполнено из клееных алюминиевых сотовых панелей, на самолете ХВ-70 «Валькирия» 80% поверхности крыла и фюзеляжа занимают стальные паяные сотовые панели, створки реверса тяги на самолетах В-727, В-737 изготовлены из сварных панелей «Стресскин».

Ключевые слова и выражения.

Панель сборная, панель монолитная, стрингерная панель, аэроупругость, потеря устойчивости, сопротивление усталости, утяжка обшивки, фрезерованная панель, химфрезерование, прессованная панель, катаная панель, штампованная панель, литая панель, многослойная панель, гофровая панель, сотовая панель, шаг подкрепления, сотовый блок, диффузионно-сварные панели.

Контрольные вопросы.

1. Какие функции выполняют панели в конструкции планера?
2. Что такое сборная панель?
3. Как получают криволинейную форму сборных панелей?
4. Какие материалы используют для изготовления панелей?
5. В каких случаях применяют монолитные панели, их преимущества?
6. Какие технологические процессы используются для изготовления монолитных панелей?
7. Что такое многослойная конструкция?
8. Охарактеризуйте достоинства и недостатки трехслойной сотовой конструкции.
9. Дайте краткую характеристику методу изготовления панели "стрескин"?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр. 131-147.

Лекция №21

тема: Проектировочный расчет на прочность стрингерных панелей.

План

§ 21.1. Работа стрингерных панелей на растяжении и сжатии.

§ 21.2. Критические напряжения панелей при общей и местной потере устойчивости.

§ 21.1. Работа стрингерных панелей на растяжении и сжатии.

При работе панели на растяжение действующие в стрингерах и обшивке максимальные напряжения не должны превышать разрушающих значений, т.е.

$$\sigma_p = k\sigma_v \quad (21.1)$$

где коэффициент $k = 0,9$, учитывающий концентрацию напряжений в местах установки заклепок или сварных точек. В общем случае, коэффициент зависит от вида соединения и характеристик материала.

При работе панели на сжатие примем, что основным элементом, воспринимающим сжимающие усилия, будет являться стрингер присоединенной к нему обшивкой. Для обшивки, не теряющей устойчивости, величина ее присоединения к стрингеру c будет равна расстоянию между стрингерами b (рис.21.1). В случае потери устойчивости обшивки ширину присоединенного к стрингеру участка рассчитывают по формуле []:

$$c = 1,9\delta_{об} \sqrt{\frac{F}{\sigma_{кр.стр}}} = b \sqrt{\frac{\sigma_{кр.об}}{\sigma_{кр.стр}}} \leq b$$

где $\delta_{об}$ – толщина обшивки; $\sigma_{кр.об}$, $\sigma_{кр.стр}$ – критические напряжения в обшивке и стрингере, соответственно.

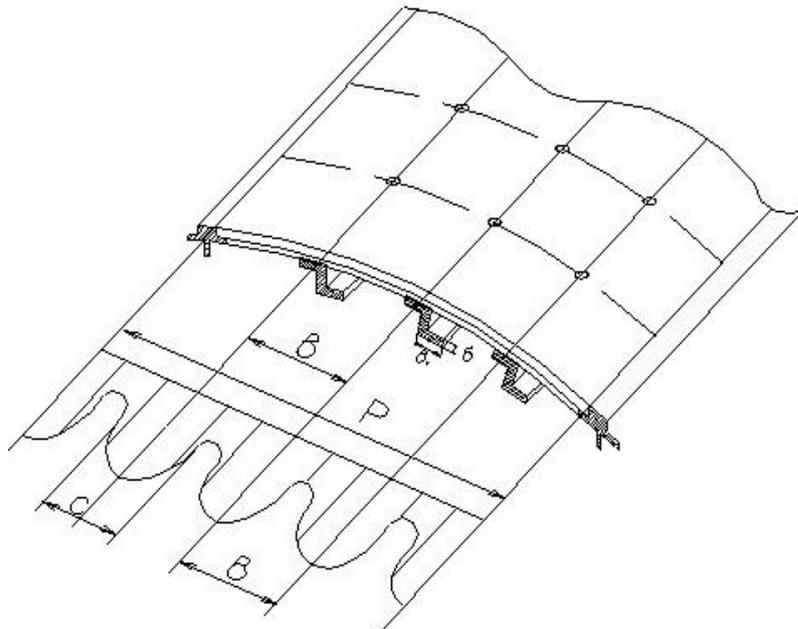


Рис. 21.1. Распределение напряжений в элементах сжатой стрингерной панели.

Возможно два случая разрушения, если действующие напряжения превысят значения:

- 1) критических напряжений общей потери устойчивости стрингера между

нервюрами или шпангоутами $\sigma_{кр}^{общ}$;

- 2) местных критических напряжений элементов стрингера или присоединенной обшивки.

Величину критических напряжений при общей потере устойчивости стрингера с присоединенной обшивкой определяют по формуле:

$$\sigma_{кр}^{общ} = \frac{m_c^2 \pi E}{(l/i)^2} \quad (21.2)$$

Здесь m_c – коэффициент, зависящий от условий опирания, т.е. конструкции стыковки стрингера к нервюре или шпангоуту. Для шарнирной опоры $m_c = 1$. для защемления $m_c = 2$; l – расстояние между нервюрами или шпангоутами; l/i – гибкость сжатого элемента; $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$ – радиус инерции, где J и F соответственно момент инерции и площадь сечения стрингера с присоединенной обшивкой.

Выражение (21.2) справедливо, если обшивка работает с напряжением стрингера, т.е. нет потери устойчивости обшивки между заклепками вдоль стрингера, что определяется условием

$$\frac{\pi^2 E}{\left(\frac{i-d}{t}\right)^2} > \sigma_{кр.сmp},$$

где t и d – соответственно шаг и диаметр заклепок,

$$i^2 = \frac{\delta_{об}^2}{12}.$$

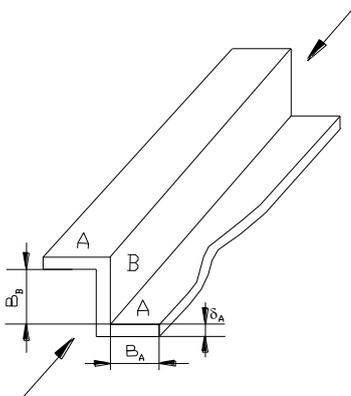


Рис. 21.2. Потеря устойчивости полки стрингера.

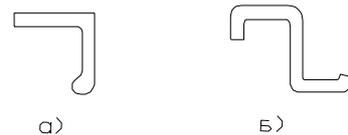


Рис 21.3. Повышение жесткости свободного края полки стрингера.

§ 21.2. Критические напряжения панелей при общей и местной потере устойчивости.

Величину критических напряжений местной потери устойчивости $\sigma_{кр}^{местн}$ плоских участков обшивки и стенок стрингера рассчитываем по формуле []:

$$\sigma_{кр}^{местн} = \frac{0,9rE}{(b/\delta)^2}, \quad (21.3)$$

где $k = 0,9$ – коэффициент, учитывающий опорные условия пластинки со свободным краем (элемент А, рис.21.2); $k = 0,4$ – коэффициент, учитывающий опорные условия пластинки без свободного края (элемент В, см. рис.21.2); $b=b_A$

или $b=b_B$ - наименьший размер сжатой пластинки (см. рис.21.2) с толщиной δ_A или δ_B соответственно.

Для того чтобы повысить устойчивость элементов стрингера со свободным краем, свободный конец пластинки делают с «бульбой» (рис. 21.3, а) или отгибают (рис. 21.3, б). В этом случае при расчете такого элемента можно принять $k = 4$.

Следует учитывать, что формулы (21.2) и (21.3) справедливы только для упругой зоны работы материала $\sigma_{кр} \leq \sigma_{пц}$. Если $\sigma_{кр} \gg \sigma_{пц}$, закон изменения действительных критических напряжений $\sigma_{кр}$ становится более сложным. Для этого случая можно использовать эмпирическую формулу:

$$\sigma_{кр}^? = \sigma \frac{1 + \psi}{1 + \psi + \psi^2}, \quad (21.4)$$

где $\psi = \sigma_B / \sigma_{кр}$.

При работе панели на сдвиг действующие в обшивке напряжения не должны превосходить критических напряжений сдвига в обшивках панелей, рассчитанных по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{0,9kE}{(b/\delta)^2} \quad (21.5)$$

При значении $k = 5,6 + \frac{3,8}{(a/b)^2}$, где a и b – соответственно длинная и короткая стороны сдвигаемой пластинки; например: a – расстояние между нервюрами или шпангоутами; b – расстояние между стрингерами.

В случае, если $\tau_{кр} > \tau_{пц}$, используем формулу, аналогичную (21.4)

$$\tau_{кр}^? = \tau_{пц} \frac{1 + \nu}{1 + \nu + \nu^2}, \quad (21.6)$$

где $\tau_B = 0.60 \dots 0.65 \sigma_B$, $\nu = \tau_B / \tau_{кр}$.

При наличии кривизны в поперечном сечении значения критических напряжений при сжатии и сдвиге у пластинки возрастают.

Осреднив радиус кривизны пластинки, можно использовать формулы для расчета величины критических напряжений цилиндрической пластины, тогда

$$\sigma_{кр} = \sigma_{кр.пл} + \Delta\sigma_R,$$

$$\tau_{кр} = \tau_{кр.пл} +,$$

где $\sigma_{кр.пл}$, $\tau_{кр.пл}$ – критические напряжения плоской пластины по формулам (21.3) и (21.5); $\Delta\sigma_R$, $\Delta\tau_R$ – увеличение критических напряжений за счет кривизны.

Приближенно принимают []

$$\Delta\sigma_R = \frac{0,15E}{R/\delta}, \quad \Delta\tau_R = \frac{0,1E}{R/\delta}.$$

Ключевые слова и выражения

Работа панели на сжатие, работа панели на растяжение, местная потери устойчивости, общая потери устойчивости, критические напряжения панелей, критические напряжения плоской пластины

Контрольные вопросы

1. Как определяется максимальные напряжения действующие в стрингерах и обшивке при работе панели на растяжение?
2. По какой формуле рассчитывают ширину присоединенного к стрингеру участка в случае потери устойчивости обшивки?
3. Какие возможные случаи разрушения в стрингерных панелях?
4. Как определяется величина критических напряжений при общей потери устойчивости?
5. По какой формуле рассчитывается величина критических напряжений при местной потери устойчивости?
6. Какие меры повышения устойчивости элементов стрингера знаете?
7. Напишите и объясните формулу определения критического напряжения при работе панели на сдвиг?
8. Как можно увеличивать критических напряжений за счет кривизны?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр. 158-161.

Лекция №22

тема: Расчет на прочность сотовых панелей.

План

§ 21.3. Расчет панели на продольное сжатие.

§ 21.4. Расчет панели на сдвиг.

§ 21.5. Расчет панели при изгибе.

§ 21.6. Расчет заполнителя на сдвиг.

Основными геометрическими параметрами сотовых панелей являются (рис.22.1): толщина обшивки $\delta_{1,2}$, высота заполнителя h и объемная масса заполнителя

$$\rho_c = k_1 \frac{\delta_c}{r} \rho_m, \quad (22.1)$$

где k_1 - коэффициент, зависящий от вида ячейки. Для правильного шестигранника $k_1=1,54$, для квадрата $k_2=2,0$; δ_c - толщина фольги сотового заполнителя; r - размер грани ячейки; ρ_m - плотность материала фольги заполнителя.

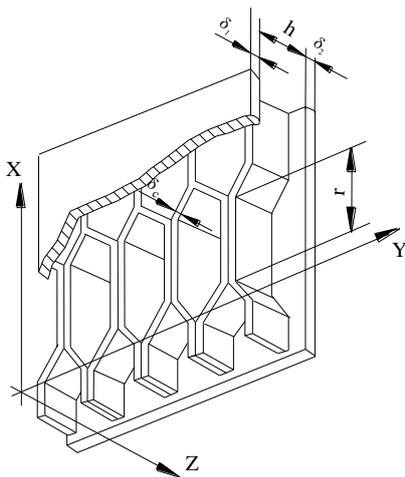


Рис. 22.1. Геометрические параметры сотовой панели.

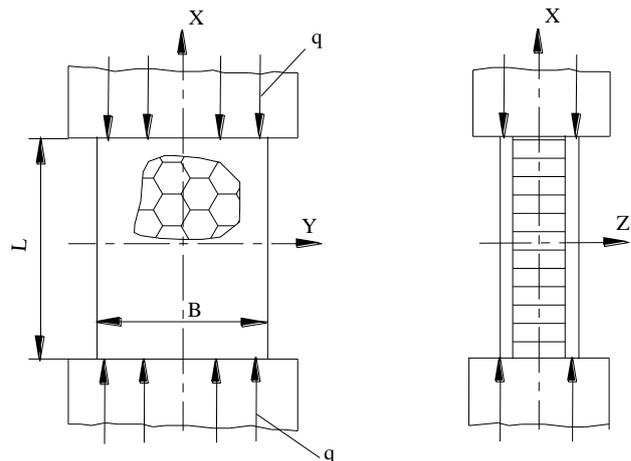


Рис. 22.2. Схема загрузки панели при испытании на продольное сжатие.

§ 22.1. Расчет панели на продольное сжатие.

Основным видом нагружения, при котором эффективность применения сотовых панелей проявляется наиболее полно, является продольное сжатие панели (рис.22.1). При этом действующие напряжения в обшивках рассчитываются как отношение распределенной сжимающей нагрузки $q=P/B$ к суммарной толщине обшивок $\delta_1+\delta_2$.

Разрушающая теоретическая нагрузка, приходящаяся на единицу ширины панели, рассчитывается по формуле:

$$q_m = \frac{\pi^2 D}{L^2} m_t, \quad (22.2)$$

где $D = 2D_0 + 2B_0(h/2)^2$ - жесткость панели при изгибе; $D_0 = \frac{E\delta_0^3}{12(1-\mu^2)}$;

$B_0 = \frac{E\delta_0}{12(1-\mu^2)}$; μ - коэффициент Пуассона, равный для металлов $\approx 0,3$; m_t -

коэффициент, зависящий от условий опирания нагруженных краев панели.

Для шарнирно опертых кромок $m_t=1/(1+K)$; для защемленных кромок $m_t=4/(1+4K)$.

Параметр сдвига K определяется по формуле

$$K = \frac{\pi^2 B_0 h}{GL}, \quad (22.3)$$

где G - модуль сдвига заполнителя, в направлении наибольшей жесткости

$G_{xz} = 0,878 \frac{\delta_c}{r} G_m$, в поперечном к направлению наибольшей жесткости

$G_{yz} = 0,576 \frac{\delta_c}{r} G_m$; $G_m = \frac{E_m}{2(1+\mu)}$ - модуль сдвига материала заполнителя.

Разрушающие теоретические напряжения в обшивках для «идеально изготовленной» панели будут равны

$$\sigma_m = \frac{q_m}{2\delta_0} \quad (22.4)$$

при условии, что $\sigma_T \leq \sigma_{пц}$.

В случае, если $\sigma_T > \sigma_{пц}$, расчет проводят по формуле

$$\sigma'_m = \frac{1+\psi}{1+\psi+\psi^2},$$

где $\psi = \sigma_b / \sigma_T$.

Однако панель, изготовленная в производстве, не будет «идеальной», в связи с чем ее действительные разрушающие напряжения будут меньше, что

учитывается введением коэффициента качества изготовления $\eta^* \leq 1$.

Тогда $\sigma_{д,р} = \sigma_T \eta^*$.

Величина η^* зависит от способа изготовления сотовых панелей и толщины обшивки. Чем тоньше

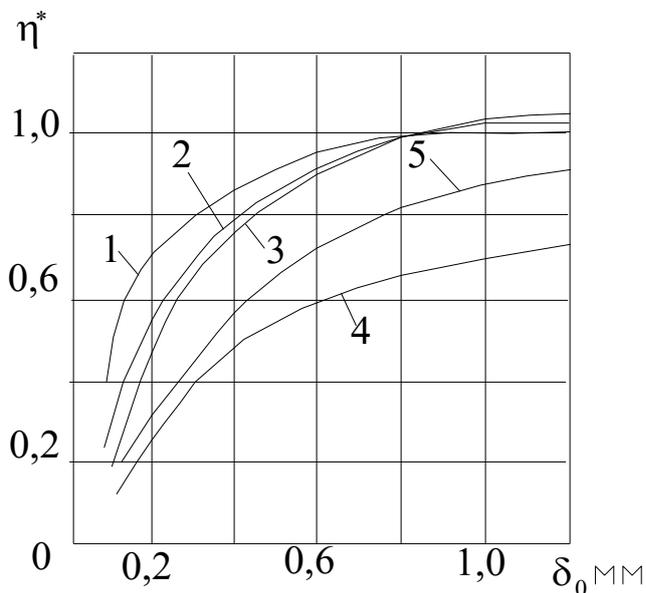


Рис.22.3. Зависимость коэффициента качества изготовления от толщины обшивки и типа изготовленной сотовой панели

обшивки, тем больше относительные величины начальных неправильностей. Приближенная зависимость η^* от толщины обшивок и способа изготовления показана на рис. 22.3.

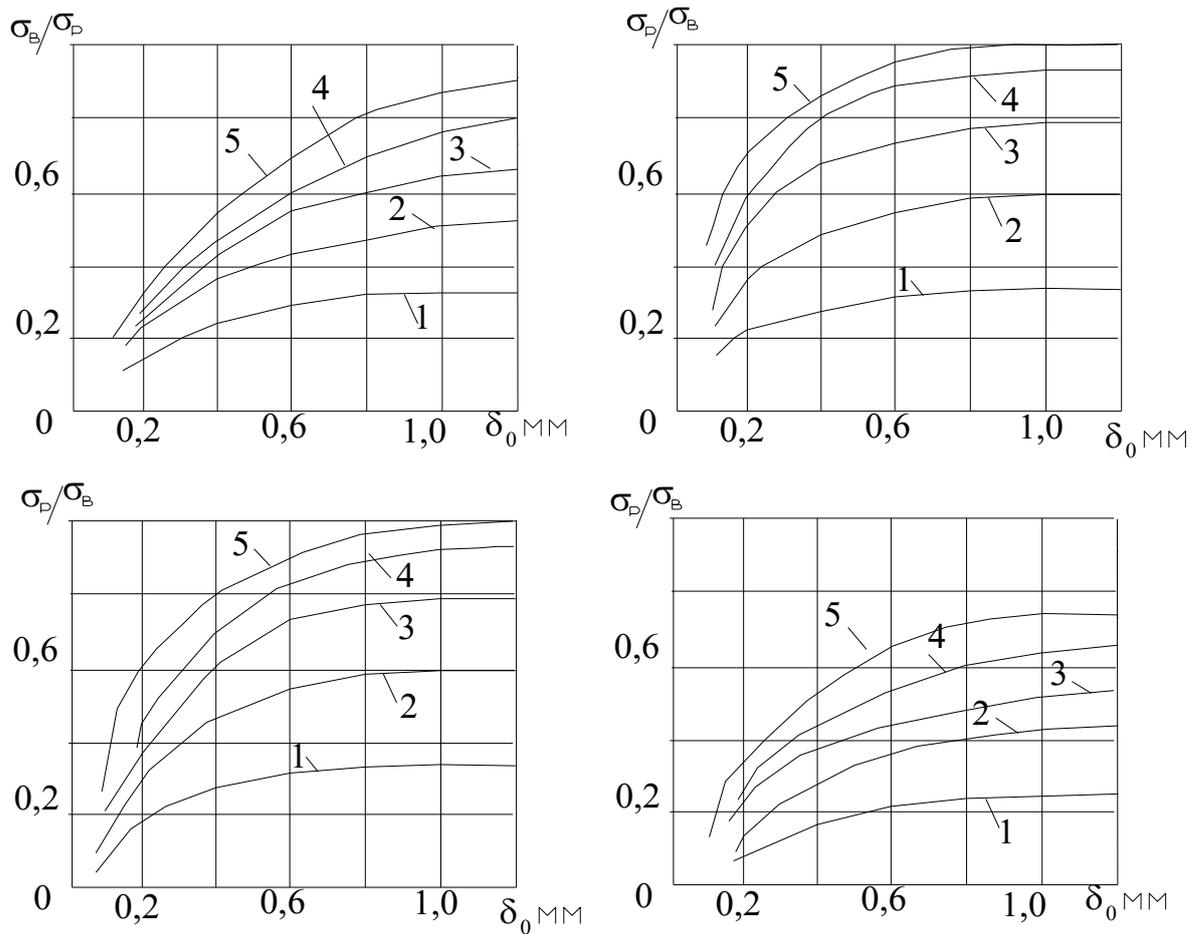


Рис.22.4. Зависимость разрушающих напряжений от параметра панелей: $\bar{h} = \frac{h}{L}$:

Номер кривой	1	2	3	4	5
Защемление кромок	0,01	0,015	0,02	0,03	$\geq 0,04$
Кромки шарнирно оперты	0,02	0,03	0,04	0,06	$\geq 0,08$

При оценке прочности на начальном этапе проектирования величину разрушающих сжимающих напряжений для клееных панелей из алюминиевых сплавов можно определить по графикам*, приведенным на рис. 22.4,б, для паяных и диффузионно-сварных панелей из сплавов титана и сталей, изготавливаемых по методу фирмы «Стресскин», - по рис.22.4, г.

Местную прочность обшивки панели проверяют в случае потери устойчивости выпучиванием в ячейку заполнителя, при этом критические напряжения (для $\sigma_{кр} \leq \sigma_{пц}$) можно приближенно определить по формуле:

$$\sigma_{кр} \cong \frac{3,6E}{\left(\frac{\sqrt{3}r}{\delta_0}\right)^2}.$$

Если $\sigma_{кр} > \sigma_{пц}$, используют формулу (21.4).

Малые величины критических напряжений показывают, что размер ячейки r слишком велик для данной толщины обшивки. Его можно уменьшить, не изменяя объемную массу заполнителя, пропорционально уменьшив толщину фальги δ_c , т.е. сохраняя величину соотношения δ_c/r . Высокие значения местных критических напряжений получают при соотношении $r\sqrt{3}/\delta_0 \leq 25$.

Правильность выбора объемной массы заполнителя оценивается

проверкой местной прочности заполнителя при сдвиге. Распределенные усилия сдвига T , возникающие в одинарной грани ячейки заполнителя при продольном сжатии панели, имеющей начальный общий прогиб $0,001L$, приближенно вычисляют по формуле [16]:

$$T = 1,36 \cdot 10^{-3} \frac{r}{h} q_T.$$

Тогда действующие напряжения сдвига в грани ячейки

$$\tau = \frac{T}{\delta_c}. \quad (22.6)$$

Условие местной прочности заполнителя (с запасом, поскольку работают еще двойные грани сот) будет следующее:

$$\tau \leq \tau_{кр},$$

где $\tau_{кр} \cong \frac{6E}{(r/\delta_c)^2}$ при $\tau_{кр} \leq \tau_{ну}$; при $\tau_{кр} > \tau_{ну}$ используют формулу (21.6).

§ 22.2. Расчет панели на сдвиг.

При нагружении сдвигом в плоскости панели разрушающую распределенную нагрузку для «идеально» изготовленной панели рассчитывают по формуле (общая прочность панели):

$$T_T = \frac{\pi^2 D}{L^2} m_s \quad (22.7)$$

В этом случае

$$\tau_T = \frac{T_T}{2\delta_0}$$

при условии

$$\tau_T \leq \tau_{ну}. \quad (22.8)$$

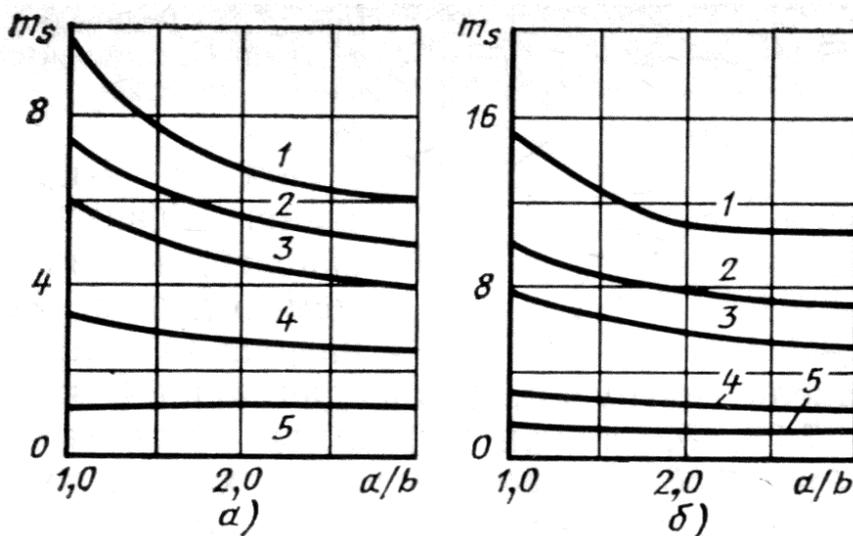


Рис.22.5. Значение коэффициентов опирания нагруженных краев составных панелей при сдвиге обшивок:

1 – $k=0$; 2 – $k=0,05$; 3 – $k=0,1$; 4 – $k=0,4$; 5 – $k=1,0$;

Значения коэффициента m_s для шарнирно опертых кромок берут из графиков, приведенных на рис. 22.5, а (см. [7]), а для защемленных кромок – из рис. 22.5, б, в зависимости от значений параметра сдвига K , определяемого по формуле (22.3).

При $\tau_T > \tau_{ну}$ используют формулу (21.6).

Действительные значения разрушающих напряжений сдвига панелей с начальными неправильностями находят из условия:

$$\tau_{\delta,p} = (0,8\dots 0,9)\tau_T.$$

Местная прочность обшивки панели при сдвиге в случае $\tau_{кр} \leq \tau_{нц}$ определяется величиной критического напряжения пластинки, ограниченной размером ячейки:

$$\tau_{кр} \cong \frac{8E}{\left(\frac{r\sqrt{3}}{\delta_0}\right)^2}. \quad (22.9)$$

При $\tau_{кр} > \tau_{нц}$ используют формулу (21.6).

§ 22.3. Расчет панели при изгибе.

В отличие от стрингерных панелей сотовая панель хорошо работает на изгиб, поскольку имеет две обшивки, разнесенные от нейтральной оси при $\delta_1 = \delta_2 = \delta_0$ на величину $h/2$.

Действующие напряжения в обшивках панелей при нагружении распределенным изгибающим моментом M , приходящимся на единицу длины или ширины панели, определяют по формуле

$$\sigma = \frac{M}{h\delta_0}. \quad (22.10)$$

При этом можно принять, что разрушающие напряжения сжатой обшивки соответствуют значениям разрушающих напряжений обшивок панелей с заземленными нагруженными кромками при продольном сжатии [см. (22.2), график рис. 22.4, а...з].

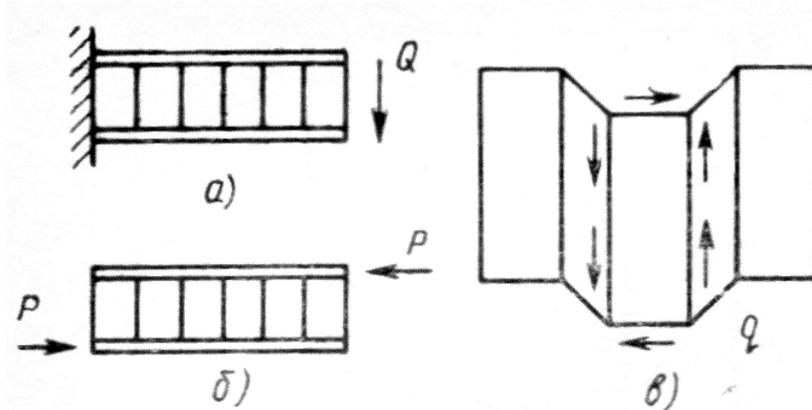


Рис. 22.6. Распределенные усилия в гранях заполнителя при его работе на сдвиг.

Расчет заполнителя на сдвиг.

Сдвиг заполнителя панелей возникает при общем прогибе панелей под нагрузкой и при прикладывании к панели нагрузки, перпендикулярной к поверхности панели (рис.22.6, а), или при нагружении обшивок панели в разные стороны (рис.22.6, б), при этом в гранях ячеек возникают парные распределенные усилия сдвига (рис.22.6, в).

Приближенно напряжения сдвига в гранях ячеек в случае нагружения, показанном на рис. 22.6, а, определяются по формуле:

$$\tau = \frac{Q}{h\delta_c n} \quad (22.11)$$

где Q – распределенная перерезывающая сила, приходящаяся на единицу ширины панели; n – число грани гаек, приходящихся на единицу ширины панели.

Действующие напряжения сдвига в гранях ячеек при нагружении, показанном на рис. 22.6, б, распределяются неравномерно по длине панели. У мест приложения силы P напряжения сдвига могут быть в 2...3 раза больше, чем в середине панели.

Критические напряжения в гранях ячеек приближенно можно рассчитать по формуле (21.5) при $b=r$, $\delta=\delta_{\text{грани}}$ и $k \cong 6$.

Ключевые слова и выражение

Сотовый наполнитель, коэффициент, зависящий от вида ячейки высота наполнителя, объемная масса наполнителя, плотность материала фольги, заземленные кромки сотовой конструкции.

Контрольные вопросы

1. Что входит к геометрическим параметрам сотовых панелей?
2. Как рассчитывается разрушающая нагрузка приходящиеся на единицу ширины панели?
3. Как определяется разрушающая нагрузка в обшивках сотовых панелей?
4. Что такое коэффициент Пуассона?
5. Как определяется параметр сдвига K при расчете сотовой панели?
6. Когда может произойти сдвиг наполнителя панели?

Литература

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 161-165.

Лекция №23

тема: Выбор рациональных параметров сборных стрингеров панелей, работающих на сжатие.

План

§ 23.1. Работа панели на растяжение.

§ 23.2. Работа панели на сжатие.

§ 23.3. Алгоритм проектирование сжатой стрингерной панели.

§ 23.1. Работа панели на растяжение.

При работе панели на растяжение, действующие в стрингерах и обшивке максимальные напряжения, не должны превышать разрушающих значений, т.е.

$$\sigma_p = k \cdot \sigma_s$$

где: k - коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений в местах установки заклепок. $k \approx 0,9$.

Приведенная площадь панели ($F_{стр}^{\Sigma} + F_{обш}$) в этом случае определяется зависимостью

$$F_{пан}^{np} = \frac{P_{рас}}{\sigma_p}$$

где: $P_{рас}$ - действующее растачивающее усилие.

Суммарная площадь стрингеров составляет примерно половину приведенной площади панели:

$$F_{стр}^{\Sigma} \approx (0,5...0,55) F_{пан}^{np}; \text{ тогда } f_{стр} = \frac{F_{стр}^{\Sigma}}{t_{стр}}$$

$t_{стр}$ = шаг стрингеров (по сложению $t_{стр} \approx (200...350)$ мм).

Площадь обшивки панели составляет:

$$F_{обш} \approx (0,45...0,5) F_{пан}^{np}$$

Тогда, толщина обшивки панели будет равна

$$\delta_{обш} = \frac{F_{обш}}{B}$$

где B - ширина панели (расстояние между лонжеронами).

По полученным значениям $f_{стр}$ и $\delta_{обш}$ в соответствии с ОСТ подбирается реальные параметры.

§ 23.2. Работа панели на сжатие.

При работе панели на сжатие, выбор параметров стрингеров панелей сводится к определению шага стрингеров - b , толщина обшивки панели - $\delta_{обш}$, формы и площади сечения стрингера - $f_{стр}$.

При этом должно выполняться условие

$$\sigma_{действ} \leq \sigma_{кр}^{обш} < \sigma_{кр}^м \quad (1)$$

Исходными данными для определения параметров панелей являются: сжимающая погонная нагрузка $q = \frac{P}{B}$, длина панели L , материал панели, характеризуемый σ_6 ; σ_{02} и E . (рис.1)

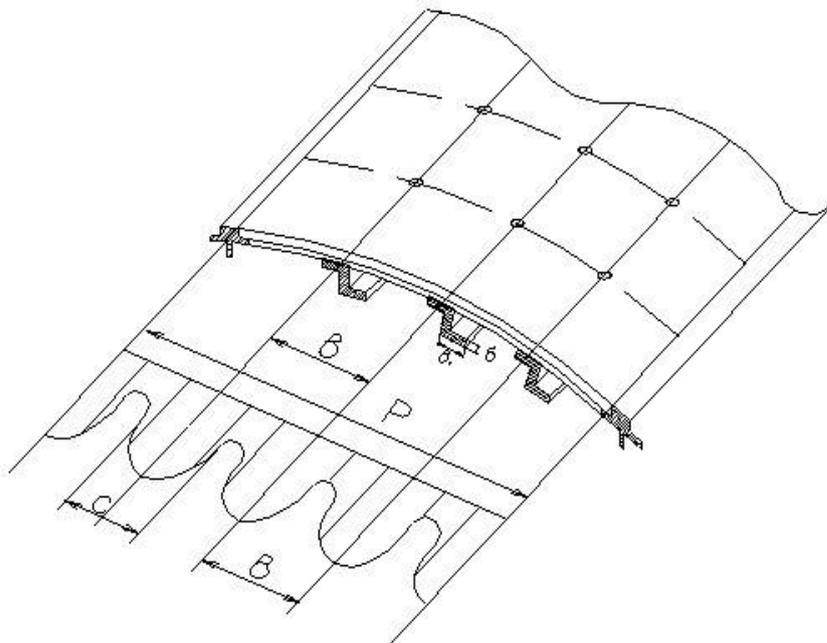


Рис.1

При работе панели на сжатие примем, что основным элементом, воспринимающим сжимающие усилия является стрингер с присоединенной обшивкой. Ширину, присоединенной к стрингеру обшивки - “с” можно рассчитать по формуле

$$c = 1,9 \cdot \delta_{обш} \sqrt{\frac{F_{пан}}{\sigma_{кр.стр}}} = b \sqrt{\frac{\sigma_{кр.об}}{\sigma_{кр.стр}}} \quad (2)$$

Величина критических напряжений при общей потере устойчивости стрингера с присоединенной обшивкой определяется по формуле

$$\sigma_{кр}^{обш} = \frac{4\pi E}{(l/i)^2} \quad (3)$$

где: l - расстояние между нервюрами

$i = \sqrt{J/F}$ - радиус э너ции;

J, F - соответственно момент инерции и площадь сечения стрингера с присоединенной обшивкой.

Величина критических напряжений местной потери устойчивости плоских участков обшивки и стенки стрингера рассчитывается по формуле

$$\sigma_{кр}^л = \frac{0,9k \cdot E}{(b_1 / \delta_1)^2}$$

$k = 0,9$ - пластинки со свободным краем;

$k=4$ - без свободного края, т.е. стенка стрингера;

b_1 и δ_1 - соответственно ширина и толщина пластины (полки).

Для того, чтобы повысить устойчивость элементов стрингера со свободным краем, свободный конец делают с "бульбой" или отгибают.

§ 23.3. Алгоритм проектирование сжатой стрингерной панели

Проектирование сжатой стрингерной панели ведется методом последовательных приближений по следующему алгоритму:

1. Выбирается шаг стрингеров "b" по статистике.

2. Толщина обшивки может быть выбрана так же по статистике, либо определена из условия работы на сдвиг от момента кручения крыла из:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{2\omega \cdot \delta_{кр}}; \delta_{нр} = \frac{M_{кр}}{2\omega \cdot \tau_{кр}}; \delta_{обш} \approx 0,5 \cdot \delta_{нр} \quad (5)$$

3. Площадь сечения плоской сжатой панели шириной B можно определить по формуле

$$F_{пан} = \frac{g \cdot B}{\sigma_{кр}^{обш}} + B \cdot \delta_{обш} \left(1 - \frac{30 \cdot \delta_{обш}}{b}\right) \quad (6)$$

В качестве упрощения принимаются следующие условия: $c=30 \cdot \delta_{обш}$; панель работает в зоне, а критическое напряжение общей потери устойчивости стрингера с присоединенной обшивкой равно

$\sigma_{кр}^{обш} \approx \sigma_{02}$ - предел текучести

4. Вычтя из $F_{пан}$ площадь обшивки ($F_{обш} = B \cdot \delta_{обш}$) и разделив на число стрингеров $n_{стр} = B/(b-1)$, определяется необходимая площадь одного стрингера:

$$f_{стр} = \frac{g \cdot b}{\sigma_{02}} - 30 \cdot \delta_{обш}^2 \quad (7)$$

По каталогу прессованных профилей подбирают конкретный профиль. При этом необходимо обеспечить чтобы $\delta_1 > \delta_{обш}$, иначе обшивка, теряя устойчивость, может подсечь стрингер.

5. Определяется радиус инерции этого профиля с присоединенной обшивкой - i и коэффициент формы сечения k_ϕ по формуле:

$$k_\phi = \frac{i_{стр}}{\delta_{обш} \left(1 + \frac{f_{стр}}{30 \cdot \delta_{обш}^2}\right)} \quad (8)$$

6. Из условия оптимальности шага стрингеров

$$\left(\frac{b}{30 \cdot \delta_{обш}}\right) = \frac{1 - \mu^2}{\pi \cdot k_\phi} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{02}^3}{E} \cdot \frac{L}{q}} \quad (9)$$

определяется его значение

$$b = 30 \cdot \delta_{обш} \cdot \frac{1 - \mu^2}{\pi \cdot k_\phi} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{02}^3}{E} \cdot \frac{L}{q}} \quad (10)$$

(μ - коэффициент Пуассона, для металлов $\mu \approx 0,3$)

7. Определив ширину соединений обшивки "с" - по формуле (2) проверяется условие (1).

Ключевые слова и выражения.

Работа панели на растяжение, работа панели на сжатие, параметры стрингера, параметры обшивки, необходимая площадь одного стрингера.

Контрольные вопросы.

- § 20.1. Как определяются разрушающие напряжения при работе панели на растяжение?
- § 20.2. Как выбираются параметры стрингеров при работе панели на сжатие?
- § 20.3. Как определяются параметры обшивки?
- § 20.4. По какой формуле рассчитывается величина критических напряжений местной потери устойчивости плоских участков обшивки и стенки стрингера?
- § 20.5. По какому алгоритму ведется проектирование сжатой стрингерной панели?

Литература.

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. стр. .

Лекция №24

тема: Выбор рациональных параметров монолитных панелей.

План

§ 24.1. Основные параметры монолитных панелей.

§ 24.2. Применение монолитных панелей.

§ 24.3. Выбор параметров монолитных панелей.

§ 24.1. Основные параметры монолитных панелей

Основными параметрами монолитных панелей являются: шаг ребер b , толщина обшивки $\delta_{об}$, высота ребер h_p и толщина ребер δ_p (рис. 24.1).

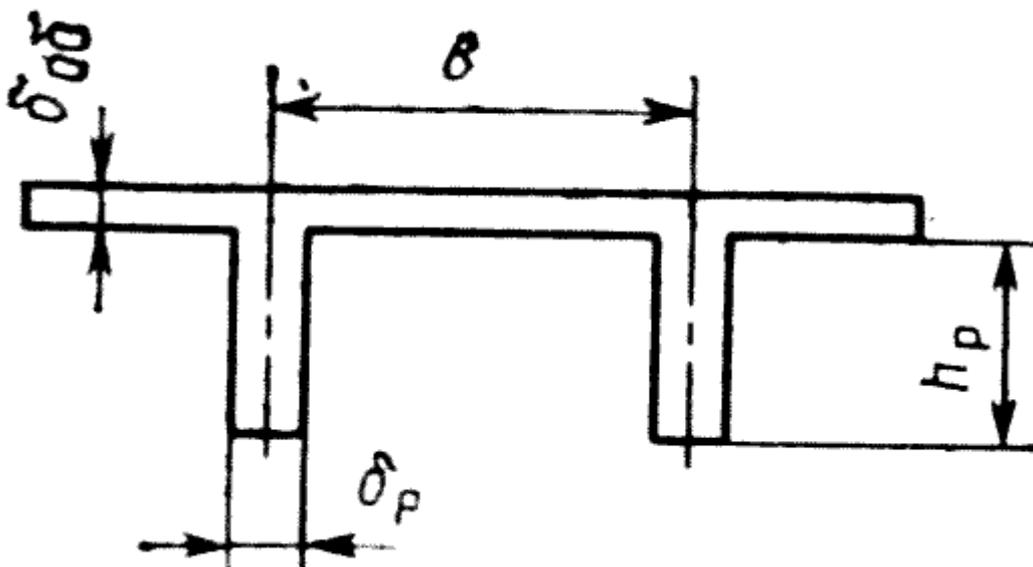


Рис. 24.1. Параметры сечения монолитных панелей.

§ 24.2. Применение монолитных панелей.

Монолитные панели применяются в панелях с высокими уровнями напряженностей q/L , например, в зонах крыла с максимальными изгибающими моментами, и имеют обшивку толще, чем у стрингерных сборных панелей, поскольку условием выбора толщины обшивки для них является не только действие крутящего момента в контуре агрегата, но и необходимость работать совместно с ребрами жесткости (стрингерами) на сжатие с высокими уровнями разрушающих (критических) напряжений, обеспечивающими минимальную массу панели.

§ 24.3. Выбор параметров монолитных панелей.

Для упрощения расчетов примем, что коэффициент закрепления нагруженных кромок для сжатой пластины-обшивки между ребрами в формуле (22.3) $k_{об}=4$, а для ребра со свободным краем $k_{об}=0,4$ (меньший размер сжатой пластины равен h_p , см. рис. 24.1), а оптимальное значение критических напряжений равно $\sigma_{0,2}$.

В работе [17] получено, что у оптимальных монолитных панелей отношение $b/h_p = 1,5$, а толщина обшивки панели может быть определена из

формулы:

$$\delta_{об} = \frac{q}{\sigma_{кр}} \frac{1}{\left(1 + \frac{h_p^2}{b^2} \sqrt{\frac{k_{об}}{k_p}}\right)} \quad (24.1)$$

тогда с учетом принятых допущений:

$$\delta_{об} = \frac{q}{\sigma_{0,2}} 0,416.$$

Следует учесть, что значение $\delta_{об}$, подсчитанное по формуле (24.1), должно быть больше требуемого из условия работы обшивки на сдвиг при кручении агрегата.

Шаг ребер жесткости b получим из формулы:

$$b = \delta_{об} \pi \sqrt{\frac{k_{об} E}{12 \sigma_{0,2} (1 - \mu^2)}} \cong 0,755 \frac{q}{\sigma_{0,2}} \sqrt{\frac{E}{\sigma_{0,2} (1 - \mu^2)}} \quad (24.2)$$

Тогда высоту ребер можно определить так:

$$h_p = \frac{b}{1,5}, \quad (24.3)$$

а толщину ребер – из соотношения:

$$\frac{\delta_{об}}{\delta_p} = \frac{b}{h_p} \sqrt{\frac{k_{об}}{k_p}} \quad \text{или} \quad \delta \cong 2,1 \delta_{об}. \quad (24.4)$$

Ключевые слова и выражение

Монолитные панели, коэффициент закрепления нагруженных кромок для, ребра жесткости, высокий уровень напряжений.

Контрольные вопросы

7. Где применяются монолитные панели?
8. Как рассчитывается толщина обшивки панели?
9. Как определяются параметры ребер жесткости?

Литература

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 161-165.

ТЕМА 6. «Проектирование основных элементов поперечного набора»

Лекция №25

тема: Проектирование нормальных (типовых) и силовых нервюр кессонных крыльев.

План

§ 24.4. Нагрузка на нервюру.

§ 24.5. Проектровочный расчет нервюры.

§ 24.6. Проектирование усиленных нервюр.

§ 25.1. Нагрузка на нервюру.

Нормальные нервюры сохраняют аэродинамическую форму профиля крыла и снимают с панели обшивки аэродинамическую нагрузку, передавая ее на стенки лонжеронов. Каждая нервюра принимает нагрузку от полосы шириной Δz (рис. 25.1). Суммарная сила, действующая на нервюру, будет следующая:

$$P_n = \frac{nmg}{S} b_i \Delta z,$$

где nmg/S – удельная нагрузка на крыло; S – площадь крыла; b_i – текущая хорда крыла.

При расчете на прочность нервюра рассматривается как балка, упруго опертая на стенки и обшивку (рис. 25.2). Практически эта задача статически неопределимая. При проектровочном расчете нервюры принимаем, что равнодействующая нагрузка P_n уравнивается реакциями в стенках лонжерона пропорционально жесткостям лонжерона на изгиб:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{E_1 J_1 l_2^3}{E_2 J_2 l_1^3}; R_1 + R_2 = P_n,$$

где R_1 и R_2 – реакции в стенках лонжерона; E и J – соответственно модуль упругости и момент инерции лонжерона; l – длина лонжерона.

При равных длинах и одинаковых материалах стенок лонжерона получаем:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{J_1}{J_2} = \frac{F_1 H_1^2}{F_2 H_2^2} \cong \frac{H_1^2}{H_2^2},$$

где F – площадь пояса лонжерона; H – расстояние между центрами масс верхнего и нижнего поясов.

Если P_n не приложена в центре жесткости сечения, то возникает момент M_n , стремящийся повернуть нервюру. Этот момент в сечении уравнивается реакциями S_1 и S_2 , вызывающими поток касательных сил в обшивке и стенках лонжерона. Для крыла этот момент является крутящим, для нервюры – изгибающим. Значения потока касательных сил определяется

выражением

$$q_{кр} = \frac{M_H}{2\omega},$$

где ω - площадь контура.

По точной (т.е. применяемой в курсе «Сопротивление материалов») формуле момент между контурами распределяется в соответствии с выражением

$$M_{H_i} = M_H \frac{C_i}{\sum C},$$

где

$$C = \frac{4\omega^2}{\int \frac{dl}{G\delta}}.$$

При проектировочном расчете принимаем

$$M_1 = \frac{M_H \omega_1^2}{\omega_1^2 \omega_2^2 \omega_3^2}; \quad M_1 + M_2 + M_3 = M,$$

где M_1 - момент, действующий по первому контуру; ω_1 – площадь первого контура.

При проектировочном расчете нервюры сечения пояса можно подбирать по наибольшему моменту, действующему на нервюру (рис.25.5). При этом

$$S_{ni} = \frac{M_i}{H_{cp}}; \quad F_{ni} = \frac{S_{ni}}{\sigma_s},$$

где S_{ni} – осевое усилие в поясе нервюры; M_i – наибольший изгибающий момент в i -й нервюре; $F_{ni} = F_{п.н} + F_0$ - площадь пояса нервюры и полоски обшивки шириной, равной поясу.

Изгибающий момент, действующий по нормальной нервюре, как правило, незначительный. Поэтому можно не делать на нервюре отдельный пояс, а получать всю нервюру из материала одной толщины (для стенки и пояса) путем холодной штамповки из листового дюралевого сплава. Обычно в нормальных нервюрах производится просечки для прохождения стрингеров (рис. 25.6). Просечки выполняются по ГОСТу.

В месте, где прорезан пояс нервюры, изгибающий момент воспринимается пояском обшивки. Поэтому желательно утолщать обшивку в местах крепления нервюры, учитывая при этом ослабление обшивки отверстиями под заклепки крепления пояса нервюры.

Толщина стенки нервюры выбирается по наибольшей перерезывающей силе Q , действующей в плоскости нервюры, т.е.

$$\delta_{ст} = \frac{Q_{max}}{H_{cp} \tau_s}$$

где H_{cp} – среднее значение высоты стенки.

Так как перерезывающая сила по стенке нервюры – величина переменная, а толщина нервюры $\delta_{ст}$ – постоянная, то для облегчения конструкции можно

убрать лишний материал, сделав отверстия облегчения (рис.25.7). Для повышения жесткости стенки отверстия облегчения выполняют с отбортовками. Из условий технологии отбортовку выполняют в ту же сторону, что и пояс. При установке нервюры в крыле ее положение выбирается так, чтобы ее пояс имел положительную или нулевую малку. Выполнение нервюр с отрицательной малкой представляет значительную технологическую сложность. Крепление нервюры к стенке осуществляется уголком, прикрепленным к стенке нервюры (рис.25, а, б). Расчет заклепок крепления нервюры к стенке лонжерона проводится с учетом передачи на стенку реакций R_i и касательных сил от потока $q_i H_i$. Так, для крепления нервюры к стенке первого лонжерона сила на заклепку определяется как

$$P_3 = \frac{R_i \pm (q_1 - q_2)H_1}{n}$$

где n – число заклепок.

§ 25.2. Проектирование усиленной нервюры

Усиленные нервюры помимо сохранения аэродинамического контура и восприятия воздушной нагрузки предназначены для восприятия больших сосредоточенных нагрузок от шасси, двигательных установок, баков, узлов подвески элеронов и закрылков и т.д. Кроме того, усиленные нервюры применяются для восприятия касательных сил с контура обшивки и передачи их или на другой контур, или в виде сосредоточенных сил в месте крепления нервюры. Так как воздушная нагрузка значительно меньше действующих на нервюры сосредоточенных сил, то при проектировочном расчете ею обычно пренебрегают. Рассмотрим на примерах основные функции, выполняемые усиленными нервюрами.

Пример. Рассмотрим сечение крыла по узлу подвески элерона (рис.25.1). Нагрузка P_3 с кронштейна подвески элерона через стенку нервюры распределяется между стенками лонжерона пропорционально жесткости последних на изгиб:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{E_1 J_1}{E_2 J_2} \quad (\text{считаем длины лонжерона одинаковыми}).$$

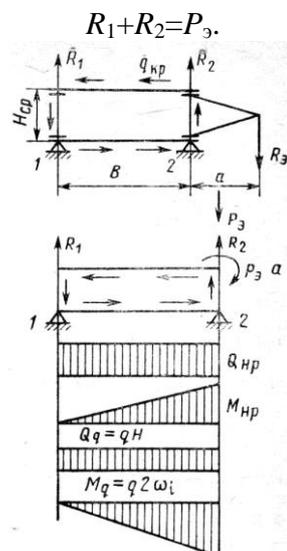


Рис.25.1. Эпюры по усиленной нервюре.

Изгибающий момент кронштейна P_3a добавляется к моменту R_1B , воспринимается поясами нервюр и передается на обшивку в виде потока распределенных касательных сил, трансформируясь в крутящий момент для крыла:

$$M_{кр} = P_3a + R_1B.$$

Поток распределенных касательных сил определится выражением

$$q_{кр} = \frac{M_{кр}}{2\omega} \cong \frac{M_{кр}}{2BH_{ср}},$$

где $H_{ср}$ – средняя высота контура.

Перерезывающую силу в сечении x стенки нервюры можно рассчитать по формуле:

$$Q_x = R_1 \pm q_{кр}H_x,$$

где H_x – высота стенки в сечении x .

Выражение для изгибающего момента будет следующее:

$$M_x = R_1x \pm 2H_{x,ср}x,$$

где $H_{x,ср}$ – средняя высота контура до сечения x .

Эпюры Q и M строим отдельно от действия внешних сил и от потока $q_{кр}$. Для эпюры Q_p от внешних сил в опоре 2 получаем

$$Q_{p2} = R_1 + R_2 - P_3.$$

Для эпюры M_p в опоре 2 момент равен $M_{p2} = P_3a + R_1B$, где P_3a – момент в опоре 2 от действия силы P_3 на плече a . Эпюра Q_q от потока повторяет конфигурацию нервюры, так как $Q_q = q_{кр}H_i$.

Эпюра M_q в опоре 2 имеет ординату

$$M_q = q_{кр} \cdot 2\omega = -R_1B + R_3 \cdot a.$$

Суммарный момент в опоре 2 от внешних сил и потока равен нулю, т.е.

$$M_{p2} + M_{q2} = 0.$$

При проектировании необходимо в зоне крепления кронштейна установить фитинги, которые будут передавать нагрузку P_3 на пояса и стенку нервюры.

Конструктивно усиленные нервюры, так же как и нормальные, могут быть балочной, ферменной и рамной конструкции. В отличие от нормальных нервюр, пояса усиленных нервюр обычно выполняют в виде отдельного профиля, соединяемого со стенкой заклепками или точечной сваркой. Сечения поясов нервюр постоянные и при проектировочном расчете их можно определить по наибольшему изгибающему моменту, действующему в плоскости нервюры.

Нервюры, несущие большие нагрузки, желательно выполнять без просечек для стрингеров, разрезая и перестыковывая стрингеры у нервюры или при помощи накладки между обшивкой и нервюрой (рис.25.2, а), или при помощи фитингов (рис.25.2, б).

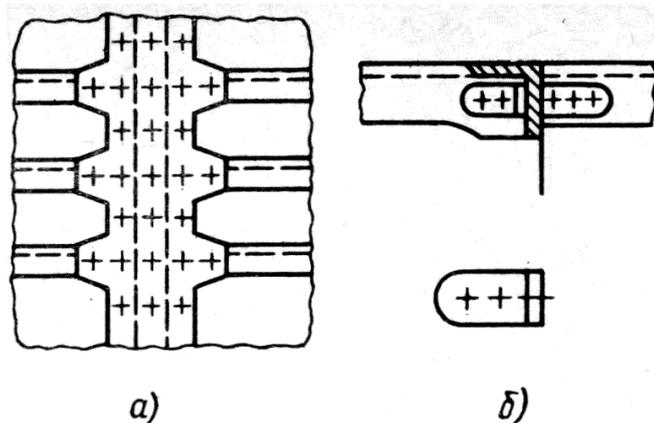


Рис.25.2. Стык стрингеров у усиленной нервюры: *а* – с помощью накладок; *б* – уголками.

Если по условиям работы конструкции или из технологических соображений пояс усиленной нервюры прорезается отверстиями под стрингеры, то для компенсации вырезов место просечки усиливается (рис.25.3). Усиление может осуществляться в виде дополнительного пояса-уголка (рис 25.3, *а, б*), устанавливаемого параллельно основному. Возможно применение усиливающих накладок (рис 25.3, *а*), устанавливаемых на поясе нервюры в зоне просечки.

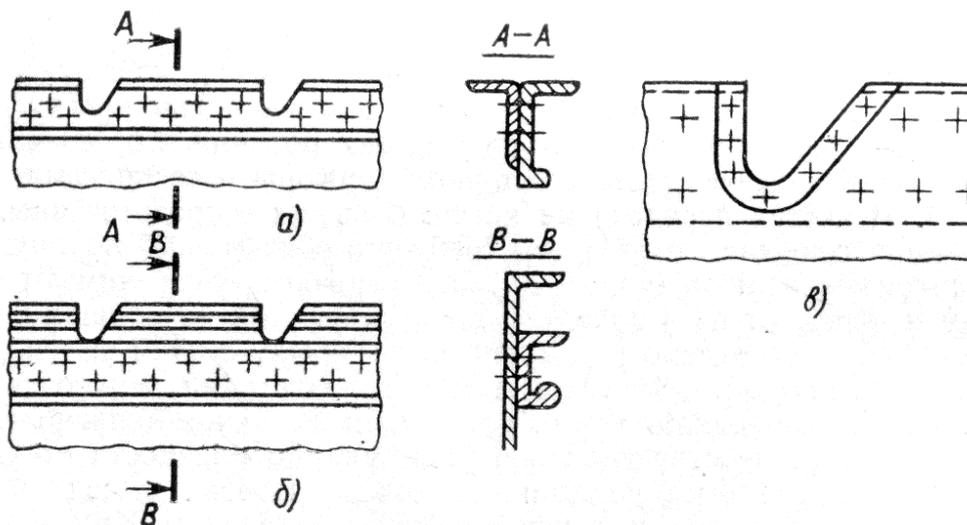


Рис. 25.3. Усиление поясов нервюры в зоне вырезов под стрингеры: *а* – вторым поясом; *б* – дополнительным поясом, расположенным ниже вырезов; *в* – места выреза накладкой.

Стенки усиленных нервюр воспринимают большие поперечные силы, и поэтому их обычно приходится выполнять без отверстий облегчения. Для повышения устойчивости стенки при работе на сдвиг на ее поверхности наносят рифты, или приклепывают дополнительные уголковые профили-стойки (рис.25.12). Расстояние между стойками выбирается примерно равным их высоте. Более точно это расстояние можно определить из условия потери устойчивости стенкой. При проектировании крыла необходимо устанавливать нервюры так, чтобы их пояса были с открытой малкой (т.е. пояс должен быть повернуть в сторону к бортовой нервюре). В стреловидном крыле нервюры обычно устанавливают перпендикулярно одному из лонжеронов, чаще заднему. Это удобнее из технологических соображений. По направлению потока нервюры устанавливают редко, так как они будут длиннее, а следовательно работая на изгиб, обладать большей массой. Кроме того, при такой установке удлиняется полоска обшивки между нервюрами, что неблагоприятно

сказывается на ее работе на сдвиг и также приводит к увеличению массы. Расстояние между нервюрами целесообразно выбирать из условия обеспечения устойчивости панели обшивки, подкрепленной стрингерами. Для получения панели минимальной массы при проектировочном расчете необходимо обеспечить условие

$$\sigma_{кр} = \sigma_m,$$

где $\sigma_{кр} = \frac{c\pi^2 E}{\left(\frac{\Delta z}{i}\right)^2}$; Δz – расстояние между нервюрами; $i = \sqrt{\frac{J_{стр+общ}}{F_{стр}}}$ – радиус

инерции; $J_{стр+общ}$ – момент инерции стрингера с присоединенной обшивкой;

$\sigma_m = \frac{0,9kE}{\left(\frac{b}{\delta}\right)^2}$, где b – наибольшее значения (рис.25.13.); k – коэффициент,

учитывающий опорные условия; для стенки со свободным краем $k = 0,45$; δ – толщина лапки стрингера. Окончательно для прикидочных расчетов

$$\Delta z = \pi i \sqrt{\frac{cE}{\sigma_m}}.$$

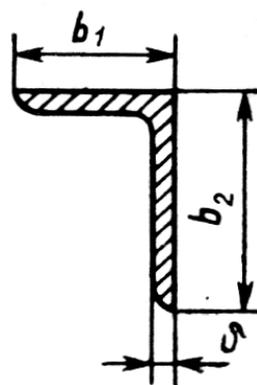
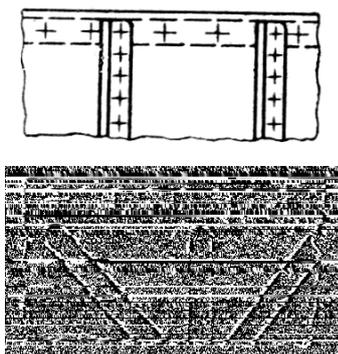


Рис.25.4. Нервюра, ограничивающая бак-кессон. Рис.25.5. Местная потеря устойчивости стрингером

Как правило, расстояние между стрингерами крыла принимается равным 100...150 мм, где наименьшая величина соответствует кессонному и моноблочному крыльям.

Ключевые слова и выражение

Нервюра, силовая нервюра, типовая нервюра, аэродинамическая форма, пояс, стенка, просечки, изгибающий момент, перезывающая сила.

Контрольные вопросы

1. Для чего служат нормальные нервюры?
2. Для чего служат силовые нервюры?
3. Какие нагрузки воспринимаются нервюрами?
4. Как определяются размеры поясов нервюры?
5. Как определяются размеры стенки нервюры?

Литература

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 161-165.

Лекция №26

тема: Проектирование нормальных (типовых) шпангоутов.

План

§ 24.7. Общие понятия по проектированию шпангоутов.

§ 24.8. Назначение и формы нормальных шпангоутов.

§ 24.9. Расчет и выбор параметров шпангоутов.

§ 24.10. Рациональные принципы проектирования нормальных шпангоутов.

§ 26.1. Общие понятия по проектированию шпангоутов.

Поперечный набор каркаса фюзеляжа составляют шпангоуты – нормальные и усиленные. Они представляют собой замкнутые рамы кольцевой или близкой к ней формы. На стадии предварительной разработки приведенные формы шпангоутов к традиционной круглой или овальной позволяет упростить их проектирование и расчет.

В общем случае внешние силы, нагружающие шпангоуты, уравниваются на обшивке потоком распределенных касательных усилий. В сечениях самих шпангоутов при этом возникают внутренние изгибающий момент, поперечная и осевая силы (рис.26.1), величину которых находят по классической методике для кольцевых рам. По известным моменту и силам можно определить нормальные напряжения в поясах и касательные – в стенках шпангоута

$$\sigma = \frac{M_{изб} \cdot y}{J} + \frac{N}{F_{сеч}} \quad (26.1)$$

$$\tau = \frac{Q}{h_{ин} \delta} \quad (26.2)$$

δ - толщина стенки шпангоута; h – высота сечения шпангоута.

Прочность шпангоутов и их параметры, как правило, определяют из условия нагружения их изгибающим моментом.

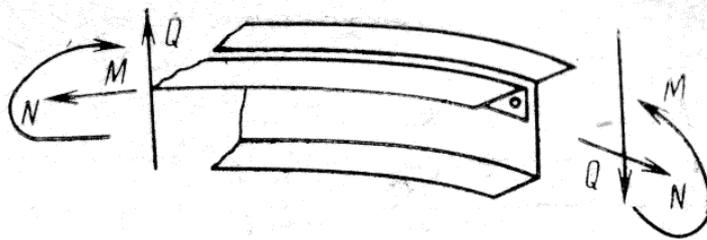


Рис.26.1(10.28). Внутренние усилия, возникающие в шпангоуте.

Совместно со шпангоутами всегда работает и обшивка, жесткость которой на изгиб по сравнению со шпангоутами близка к нулю. Это обстоятельство требует от конструктора особого подхода при выборе параметров соединения из условия равнопрочности. Чем меньше жесткость шпангоутов, тем тщательнее следует выбирать их параметры тем меньшей массы можно получить конструкцию соединения с обшивкой.

§ 26.2. Назначение и формы нормальных шпангоутов.

Нормальные шпангоуты предназначены для восприятия местной аэродинамической нагрузки и обеспечении соответствующей опоры для стрингеров и обшивки. Внешняя нагрузка, действующая на шпангоут, невелика, поэтому строительная высота шпангоута получается небольшой – достаточной, чтобы воспринять приходящиеся на него нагрузки, и вместе с тем не препятствовать свободному использованию внутреннего объема фюзеляжа. Кроме того, под действием аэродинамических нагрузок (для дозвуковых самолетов практически равномерно распределенных по ободу) шпангоуты оказываются самоуравновешенными и в основном работающими на разрыв. Поэтому в большинстве случаев для нескоростных, небольших самолетов нормальные шпангоуты детально не рассчитываются, а выбираются по конструктивным соображениям из условия равножесткости с панелями. Однако для крупных самолетов ($D_{\phi} > 3,5$ м) (по соображениям сохранения удовлетворительных весовых характеристик) и для фюзеляжей больших удлинений ($\lambda_{\phi} > 8$) (из-за возрастания нагрузок в плоскости шпангоутов необходимо рассчитывать).

Рассчитывают также шпангоуты фюзеляжей сложной формы, например, образованные дугами пересекающихся окружностей или имеющие в плоскости одну (или две) распорку – ригель (как элемент пола кабины). Наличие узловых точек у таких шпангоутов приводит к скачкообразному изменению напряжений в этих местах (рис. 26.2). А это, в свою очередь, требует местного усиления зон соединения или специальных мер по закреплению балок пола.

В большинстве конструкций пассажирских и грузовых самолетов рассчитывается значительное число таких шпангоутов, и все они находятся примерно одинаковых условиях нагружения. Упрощенная схема их расчета строится в предположении, что уравнивание шпангоута происходит на боковинах на длине контура $l=R$, где сосредоточено примерно 75% всех распределенных сил q . Внутренние усилия в шпангоуте благодаря наличию балок-ригелей перераспределяются таким образом, что верхний полусвод оказывается нагруженным очень мало. Нормальные напряжения от $M_{изг}$ в поясах составляют 0,7...0,75 от σ_{max} , возникающих непосредственно сверху или снизу около ригелей. Конструктивно нижний полусвод из-за малой строительной высоты оформляется в виде балки, зашитой стенкой до обода шпангоута включительно, или ригельно-стоечной стержневой системой.

Рис.26.2. Нормальные шпангоуты сложной формы.

При действии внутреннего избыточного давления напряжения в шпангоутах не превышают, как правило, напряжений от внешних сил и только значительно возрастают в наружных поясах на самом нижнем участке вследствие одновременного воздействия изгибных и радиальных нагрузок от обшивки.

§ 26.3. Расчет и выбор параметров шпангоутов.

Параметры нормальных шпангоутов наиболее распространенных сечений – z-образных, швеллерных и двутавровых – можно выбирать исходя из

установившихся в практике проектирования следующих рекомендаций:

- высота стенки шпангоута для небольших фюзеляжей ($D_{\phi} \approx 1,5$ м) принимается $h_{ст} = 0,02 D_{\phi}$, а для фюзеляжей $D_{\phi} > 2$ м $h_{ст} = (0,025 \dots 0,03) D_{\phi}$;
- ширина полок шпангоутов $b_{п} \leq 0,5 h_{ст}$. В составных шпангоутах, имеющих обод и компенсатор, ширина полок уменьшается до $0,3 h_{ст}$;
- толщину полки $\delta_{п}$ выбирают с учетом типа панели и вида соединения ее со шпангоутом. Так, если обшивка выполнена из листа $\delta_{обш} < 2,5$ мм, то желательно, не увеличивая чрезмерно жесткость поясов, сохранять отношение $\delta_{п} / \delta_{обш} = 1,0 \dots 1,3$.

Если необходимо определить параметры расчетным путем, то прежде всего надо знать действующие в рассматриваемых сечениях нагрузки. При изгибе внешние нагрузки определяются известными методами [9] по формуле:

$$M_{\max} = 0,23 q_{\max} R^2 \quad (26.3)$$

где
$$q_{\max} = \frac{\delta_{обш} a R M^2}{EJ} \quad (26.4)$$

R – радиус фюзеляжа; q_{\max} максимальная распределенная нагрузка; $\delta_{обш}$ – толщина обшивки; a – шаг шпангоутов; M_{\max} – максимальный изгибающий момент; E – модуль упругости материала; J – момент инерции шпангоута с присоединенной обшивкой.

Вид нагружения, типовая эпюра изгибающего момента и расчетные сечения показаны на рис. 26.2.

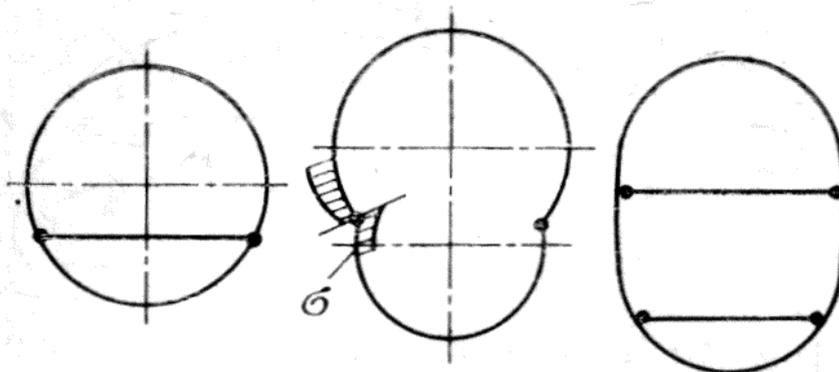


Рис. 26.3. Нагружение и эпюра изгибающего момента нормального шпангоута.

В общем случае по имеющимся величинам $M_{изг}$, Q и N для шпангоута по формулам (26.1) и (26.2) можно определить нормальные напряжения в поясах и касательные напряжения в стенке.

Дополнительно по величине M_{\max} можно приближенно определить радиальные напряжения σ_r в стенке шпангоута, которые возникают в ней в результате работы на изгиб шпангоута как кривой балки

$$\sigma_r = N_{п} / (R \delta), \quad (26.5)$$

где

$$N_{п} = M / h_{шп}; \quad (26.6)$$

$N_{п}$ – осевое усилие в поясе.

Величину допустимых напряжений в стенке следует уточнить из условия недопущения потери ею устойчивости

$$\tau_{кр} = 8,6 \tau_0, \quad (26.7)$$

где

$$\tau_0 = 0,95E/(b/\delta)^2; \quad (26.8)$$

b – расстояние по стенке между осями стрингеров (если на стенке предполагаются ребра или подкрепляющие стойки, то за b принимается расстояние между ними).

Зная осевое усилие $N_{\text{п}}$, можно подобрать соответствующие параметры поясов шпангоутов.

В тех случаях, когда определяющими являются возрастающие воздушные нагрузки, как следствие увеличивающегося расстояния между шпангоутами, параметры нормальных шпангоутов симметрично по всему обводу и расчетная величина поверхностного давления $p^{\text{расч}} = p^{\text{экс}} \cdot f \cdot 0,3 \cdot 10^5 \cdot 1,5 = 0,45 \cdot 10^5$ Па. Тогда на шпангоут будет действовать нагрузка

$$q_{\text{min}} = p^{\text{расч}} a, \quad (26.9)$$

а напряжения определяется по формуле

$$\sigma = \frac{q_{\text{min}} R}{F_{\text{сеч}}}, \quad (26.10)$$

где $F_{\text{сеч}}$ – площадь сечения шпангоута.

В проектировочных расчетах не следует опасаться некоторого увеличения высоты стенки шпангоута, поскольку на предварительном этапе, как правило, не учитываются ослабления стенки и потери ее площади за счет вырезов – просечек под стрингеры. Принимая во внимание только технологические ограничения на размеры и форму вырезов, можно убедиться, что их площадь составляет 8...11% полной площади стенки.

Стандартами предусмотрены разнообразные формы вырезов, соответствующие размерам и типу стрингеров. На рис.26.4 представлены некоторые типовые вырезы.

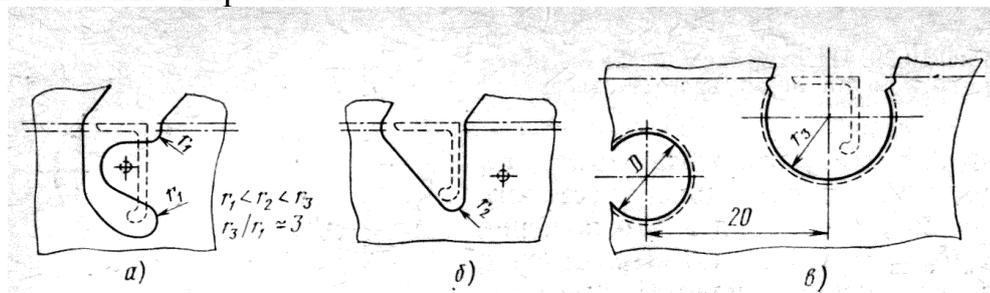


Рис.26.4. Типовые вырезы в стенках шпангоутов.

Для повышения выносливости и предотвращения раннего образования трещин в вырезах всех типов надо делать возможно большие радиусы вершин просечек или выполнять их в виде полукруга (см. рис.26.4, в) с отбортовкой. Применение отогнутых лапок, так называемых компенсаторов (см. рис.26.4, а) можно рекомендовать в малонагруженных соединениях для компенсации возможных внесенных при клепке монтажных напряжений и даже местных повреждений. Если позволяет конструкция, их лучше заменить отдельным уголком, особенно для нагруженных шпангоутов, например в зоне гермокабин.

Шпангоуты необходимо соединять с обшивкой через компенсаторы, в промежутках между которыми пропускаются стрингеры (рис. 26.5).

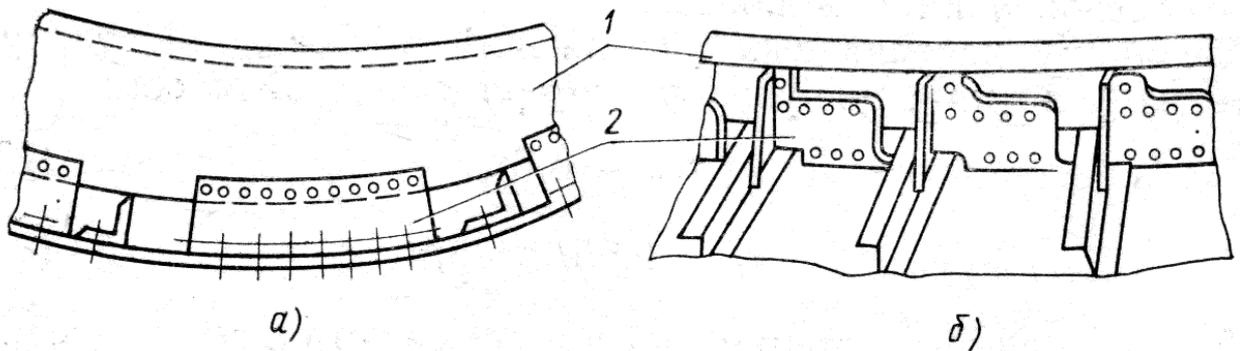


Рис.26.5. Соединение шпангоутов с обшивкой через компенсаторы: 1 – обод шпангоута; 2 – компенсатор.

По мере увеличения размеров фюзеляжей растут и размеры отдельных его элементов, в том числе высоты стенок шпангоутов. При высоте стенки 120....150 мм и выше шпангоуты целесообразнее делать составными: из обода и компенсатора – это проще в технологическом (легче обеспечить точную форму элементов и скомпенсировать сборочные погрешности) и в конструктивном отношениях (возможно более гибкое варьирование толщинами, формой элементов, их жесткостями и т.п.) (рис.26.6).

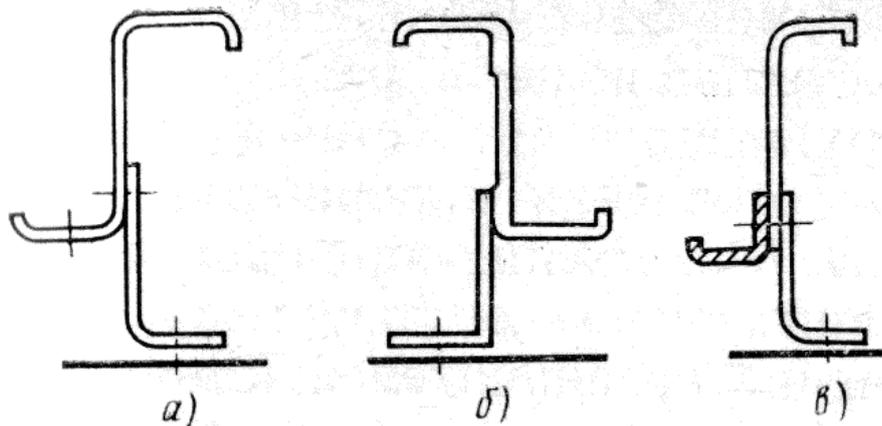


Рис. 26.6. Примеры составных шпангоутов.

На рис. 26.7 показаны схемы сечений четырех шпангоутов. Сравнение результатов усталостных испытаний шпангоутов этих схем показывает, что ограничители (см. рис. 26.7, б, в) и особенно симметричные (см. рис. 26.7, г)

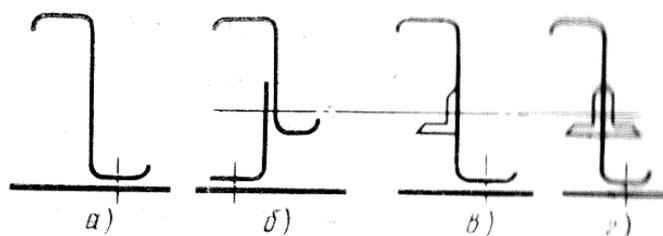


Рис. 26.7. Схемы сечений шпангоутов повышенной долговечности.

значительно увеличивают долговечность шпангоута при незначительном увеличении его массы. Ослабления просечками могут вызвать нежелательный эффект складкообразования в верхней части стенки, пружинение ее и волнообразование в обшивке около шпангоутов. Все это вместе взятое приводит к снижению ресурса конструкции. Чтобы избежать этого, целесообразно не превышать допусковые критические

напряжения в ослабленных вырезами элементах при выборе параметров панели и шпангоутов. График на рис. 26.8 позволяет выбрать параметры просечек по допускаемым напряжениям для случаев двустороннего подкрепления стенки профилем и для составной стенки. Применение ловушек в виде фасонных накладок также можно считать эффективным средством борьбы с трещинами, но при условии правильного определения вероятного направления их распространения (рис.26.9).

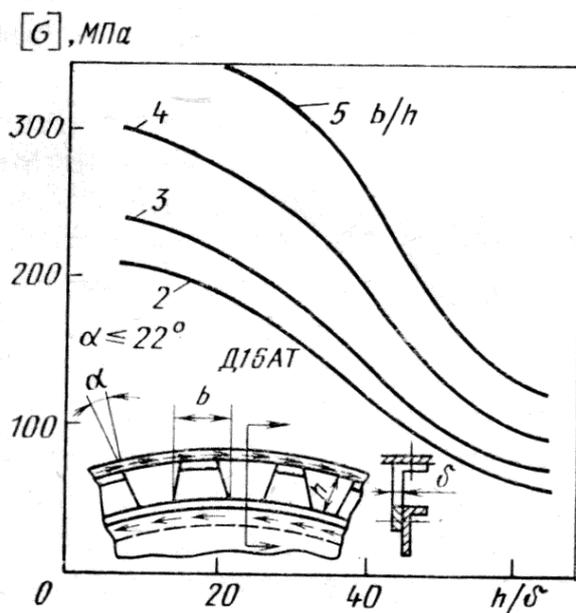


Рис. 26.8. График для выбора параметров просечек в шпангоутах по допускаемым напряжениям.

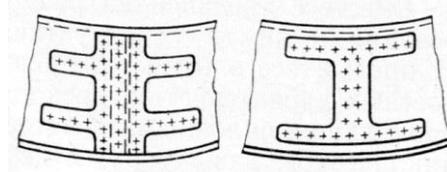


Рис. 26.9. Фасонные накладки – ловушки трещин

Рациональные принципы проектирования нормальных шпангоутов.

Улучшение усталостных характеристик влечет за собой увеличение массы и усложнение технологии изготовления, и это прежде всего относится к составным шпангоутам. Поэтому чрезвычайно важно при разработках конструкции этого типа реализовать наиболее полно рациональные принципы проектирования. Перечислим ряд мер, полезность которых подтверждается практикой:

а) напряжения по сечению распределяются равномерно, если обод выполнять из профиля, а компенсатор – из листового материала примерно одинаковой толщины с обшивкой. В этом случае компенсатор выполняет не только технологическую функцию, но и, являясь упругим элементом, сдерживает чрезмерное увеличение жесткости;

б) отверстия облегчения в ободе лучше не делать, так как трещина, возникающая в компенсаторе, всегда выходит на отверстие облегчения. Кроме, того получение отверстий с одновременным гнутьем по R_f и отбортовкой чрезвычайно затруднительно с технологической точки зрения. Вместе с тем просечка отверстия при гнутье полотна стенки по R_f вызывает неравномерное растяжение материала в верхней (к ободу) и нижней (внутренней) частях стенки;

в) радиус при вершине вырезов под стрингеры желательно делать не меньше 8 мм (рис.26.10). Малые радиусы всегда являются

потенциальными источниками образования трещин;

г) заклепки должны устанавливаться на расстоянии $0,5t$ от оси выреза (см. рис.26.10). Это предохраняет от направленного распространения трещин;

д) излишняя высота компенсатора требует дополнительных мер обеспечения его жесткости, приводит к нерациональному использованию материала, поэтому целесообразно ограничиваться $h_k \approx (0,3...0,4) h_{ст}$. Вполне вероятно предположить, что большая высота компенсатора снижает устойчивость стенки;

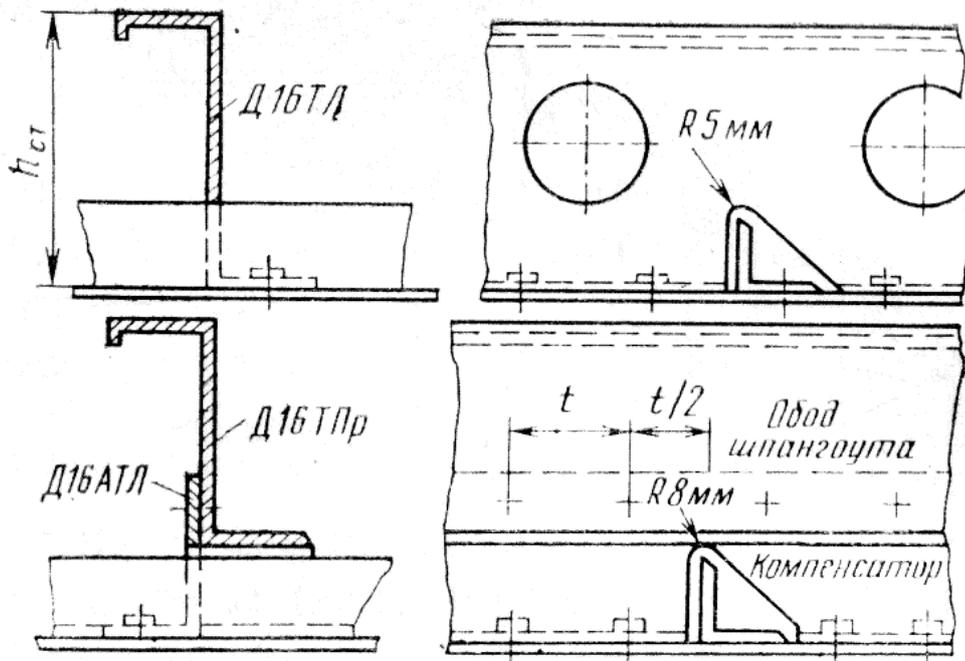


Рис. 26.10. Оформление вырезов в шпангоутах.

е) если необходимо уменьшить массу шпангоута, изменить его жесткость, то это следует проводить на ободах; естественно, если и компенсатор выполнен из профиля, то после всесторонней оценки результата с учетом шага стрингеров, типа панелей и других факторов можно также дорабатывать и компенсатор.

Шпангоуты можно также усилить при помощи подкладочных лент (рис. 26.11). Их применяют, если необходимо увеличить прочность пояса шпангоута (без компенсатора) или пояса компенсатора, повысить их значение как опор стрингеров, увеличить жесткость торцов панелей, ограничить или воспрепятствовать образованию трещин в обшивке, которые в дальнейшем могут развиваться внутрь по элементам.

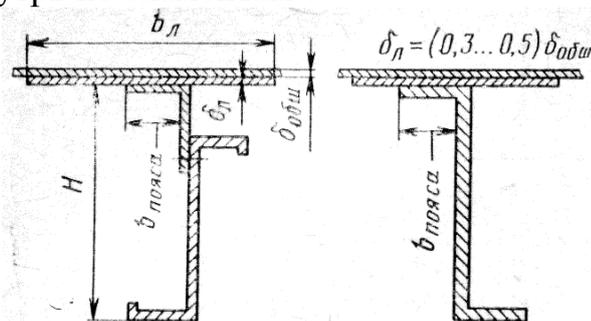


Рис. 26. 11. Усиливающие подкладки.

Ленты-подкладки устанавливают под обшивку (часто на клею),

соблюдая при этом определенные соотношения параметров. Если лента, обшивка и шпангоут изготовливаются из одного материала, т.е. $E_{\text{общ}}=E_{\text{л}}=E_{\text{шп}}$, то толщина ленты $\delta_{\text{л}} \geq \delta_{\text{общ}}$ и при этом $b_{\text{л}}/b_{\text{п}} \approx 4 \dots 5$. Стрингеры в этом случае подсекаются или фрезеруются. При $\delta_{\text{л}} \leq 1$ мм эту операцию выполнять не обязательно. Если $E_{\text{л}} > E_{\text{шп}}$, то $\delta_{\text{л}} < \delta_{\text{общ}}$ (в 2..3 раза) и $b_{\text{л}}/b_{\text{п}} \approx 3 \dots 4$. В некоторых случаях ленту делают фигурной, с фестонами, выступы которых приходится против заклепок, что значительно уменьшает концентрацию напряжений. Интересно отметить, что установка лент-прокладок позволяет существенно снизить местный уровень напряжений, например, с 80...90 МПа в середине пролета между шпангоутами до 40...45 МПа непосредственно у ленты и до 30 МПа на самом шпангоуте. Зная такое распределение напряжений, можно упростить подход к обнаружению слабых мест и повысить прочность конструкции.

Ключевые слова и выражение

Шпангоут, типовой шпангоут, усиленный шпангоут, силовой шпангоут, герметизация, сосредоточенные нагрузки, сборные конструкции, просечки.

Контрольные вопросы

1. Для чего служат типовые шпангоуты?
2. Для чего служат силовые шпангоуты?
3. Для чего служат гермо-шпангоуты?
4. Какие бывают формы шпангоутов?
5. Для чего служат просечки в шпангоутах?

Литература

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 161-165.

Лекция №27

тема: Основные направления развития методов оптимального проектирования элементов авиационных конструкций.

План

§ 27.1. Основные тенденция развития гражданской авиации.

§ 27.2. Безопасно повреждаемая конструкция каркаса самолета с большим ресурсом.

§ 27.3. Проектирование конструкции крыла.

§ 27.4. Проектирование элементов конструкции крыла:

- a) продольный набор;**
- b) поперечный стык;**
- c) крепление нервюр к обшивке и стрингерам;**
- d) конструкция вырезов;**
- e) законцовки панелей и стрингеров.**

§ 27.1. Основные тенденция развития гражданской авиации

В настоящее время накоплен большой опыт проектирования конструкций пассажирских и транспортных самолетов. Главные критерии оценки конструкции таких самолетов вытекают из основных тенденций развития отечественной и зарубежной гражданской авиации. Эти тенденции определяются главным образом быстрым ростом объема пассажирских и транспортных перевозок. Потребовалось увеличение размеров самолетов, совершенствование аэродинамики, конструкции всех систем с целью повышения летных данных, безопасности полетов и комфорта пассажиров. Резко возросла стоимость самолетов и стоимость эксплуатации. Поэтому в настоящее время главным, общепризнанным критерием оценки для гражданских самолетов является стоимость перевозок и обеспечение безопасности полетов.

Перед конструкторами, проектирующими каркас планера самолета, достижение высоких показателей сводится:

- к задаче снижения массы конструкции, как главного фактора, снижающего прямые эксплуатационные расходы путем увеличения платной нагрузки;
- к задаче увеличения срока службы конструкции и ресурса при обеспечении надежности и безопасности полетов как факторов, снижающих эксплуатационные расходы на амортизацию, обслуживание и ремонт.

Эти задачи нашли свое отражение и в современных нормах прочности по усталости и ресурсу. В основу этих норм заложен принцип безопасного повреждения конструкции, когда в процессе эксплуатации допускается появление усталостных повреждений, гарантируется возможность их обнаружения до достижения допустимых критических размеров (критериев живучести) и сохраняется при этом достаточная остаточная прочность конструкции. Следовательно, создание безопасно повреждаемой конструкции – это требование норм прочности, а проектирование на заданный ресурс при минимальной массе – требование экономики. Таким образом можно

сделать вывод, что главным критерием в основе современных методов оптимального проектирования каркасных конструкций гражданских самолетов является требование создания надежной, безопасно повреждаемой конструкции минимальной массы с заданным ресурсом.

Новые методы проектирования на основе поиска современных технических решений позволяют обеспечивать повышение безопасности и снижение массы конструкции каркаса самолета.

Статистические данные показывают, что каждое следующее поколение пассажирских самолетов за счет применения более совершенных методов проектирования, эксплуатации, а также применения новых материалов и конструктивных решений существенно повышает свои экономические характеристики.

§ 27.2. Безопасно повреждаемая конструкция каркаса самолета с большим ресурсом

Силовая конструкция (обшивка, продольный и поперечный набор) является основной конструкцией, определяющей прочностные, весовые, технологические характеристики, а также характеристики надежности, безопасности, усталостной долговечности и ресурса. До недавнего времени при проектировании конструкции на заданный ресурс предпочтительным выглядело проектирование на безопасный срок службы, когда конструкция не должна иметь усталостных повреждений в течение всего заданного срока службы самолетов, так как появление трещин может привести к разрушению конструкции.

Проектирование безопасно повреждаемой конструкции – это требование норм прочности по обеспечению безопасности полетов (разумеется, со стороны конструкции).

Этап до возникновения (зарождения) трещины в силовых элементах определяется их долговечностью.

Этап, при котором возможны усталостные повреждения в силовых элементах при сохранении безопасности эксплуатации в течение назначенного ресурса, определяется эксплуатационной живучестью. Появление усталостной трещины у безопасно повреждаемой конструкции не приводит к опасному разрушению.

Безопасно повреждаемая конструкция – это такая конструкция, которая, с одной стороны, должна иметь достаточно большой безопасный срок службы без усталостных повреждений, с другой – обладать живучестью. Максимальные размеры повреждений, при которых конструкция сохраняет остаточную прочность, называются критическими. Допускаемые критические размеры повреждений зависят от типа конструкции и от возможности осмотра ее в эксплуатации – контролепригодности.

§ 27.3. Проектирование конструкции крыла

Силовые конструкции крыльев современных самолетов имеют кессонную конструкцию, которая по признакам безопасного разрушения может быть

многоэлементная или подкрепленная. В настоящее время сложились два основных типа кессонных конструкций крыльев: клепанные кессонные; монолитные кессонные.

Клепанные конструкции состоят из катаных листов обшивки и прикрепленных к ним стрингеров из профилированных полуфабрикатов. Обшивка и стрингеры требуют минимум механической обработки. Такие конструкции обладают хорошей живучестью и ремонтпригодностью. Однако их применение ограничивается относительно легкими, малоскоростными самолетами, на которых распределенная нагрузка в силовых панелях крыла по ширине кессона невелика, порядка 20000...30000 Н/см. Требуемая толщина обшивки не более 4...5 мм.

Современные тяжелые пассажирские самолеты с большими дозвуковыми скоростями полета с крыльями большого удлинения и малой относительной толщиной профиля обусловили очень высокие погонные нагрузки в силовых панелях кессона крыла порядка 60000...70000 Н/см. При таких нагрузках требуемая толщина полотна обшивки достигает 10...12 мм. Решать задачи обеспечения статической прочности сопротивления усталости такой конструкции в зонах местных усилений (поперечные стыки, вырезы, крепление двигателей, шасси и т.д.) путем крепления дополнительных усиливающих деталей практически невозможно. Такие задачи можно решать лишь в монолитных панелях за счет местных утолщений полотна путем механической обработки.

Монолитные конструкции бывают двух типов:

1. Монолитнооребранные конструкции - когда панели обшивки и монолитные с ними ребра жесткости (стрингеры) изготовляют из прессованных заготовок или толстых плит путем механической обработки.

Такая конструкция по признакам обеспечения безопасного повреждения относится к типу многоэлементных конструкций. По этому типу сделана, например, конструкция крыла Ан-124 (Руслан), у которого в корневом сечении консоли крыла от переднего до заднего лонжерона по хорде имеется 11 панелей.

2. Сборномонолитные конструкции – состоящие из панелей обшивки переменной по хорде и по размаху толщины, изготовленных путем механической обработки из катаных плит, и прикрепленных к ним стрингеров переменного по длине сечения, изготовленных путем механической обработки из прессованных заготовок. По признаку обеспечения безопасного повреждения такая конструкция относится к типу подкрепленных конструкций. Сборномонолитная конструкция выглядит предпочтительнее монолитнооребрной. Из-за большей расчлененности она обладает большей живучестью, позволяет варьировать разными материалами обшивки и стрингеров и при той же массе позволяет рассчитывать на больший ресурс.

Процесс проектирования можно разбить на три основных этапа:

1. Выбор типа конструкции, силовой схемы и материалов.
2. Проектирование элементов конструкции (рабочее проектирование).
3. Доводка конструкции по результатам статических, ресурсных и эксплуатационных испытаний.

Выбор типа конструкции крыла – наиболее ответственный этап проектирования. Рассмотрим подробное решение задач выбора типа конструкции, материалов, силовой схемы на примере проектирования крыла дальнего магистрального самолета с большой пассажироместимостью и ресурсом порядка 15000 полетов. С целью повышения аэродинамического качества крыло имеет большое удлинение, малую относительную толщину профиля и вертикальные законцовки, что с учетом большой взлетной массы самолета создает высокую нагруженность крыла. Распределенные нагрузки на силовые панели кессона крыла при этом могут составить 60000...70000 Н/см.

Высокие распределенные нагрузки и большой заданный ресурс – 15000 полетов определяют выбор сборномонолитного типа конструкции крыла. Для выбранного типа конструкции на основании предварительных расчетов и испытаний образцов на усталостную долговечность и ресурс с учетом безопасного разрушения вырабатываются исходные положения по проектированию крыла, в которых определяются:

материалы заготовок плит и пресованных профилей для верхних и нижних панелей крыла;

максимально допустимые расчетные напряжения в верхних и нижних панелях по размаху крыла;

форма и шаги стрингеров для верхних и нижних панелей и оптимальные соотношения между площадями обшивки и стрингеров;

система крепежа по стрингерам, продольным стыкам панелей и поясам лонжеронов.

На основании исходных положений проводится конкретизация основной силовой схемы кессона крыла, а именно:

уточняется положение и количество лонжеронов;

определяется схема раскроя панелей обшивки и разбивка стрингеров;

производится разбивка нервюр.

Шаги нервюр, принятие за основу, определяются из расчетов по минимизации массы верхнего сжатого продольного набора в сумме с массой оптимум* (т.е. зависимость массы от шага нервюр). Для рассматриваемого самолета оптимальные шаги нервюр находятся в пределах 600...800 мм.

Совместно с прочнистами по предварительным расчетам определяются приведенная толщина панелей в нескольких базовых сечениях с целью предварительной оценки массы силового набора для сравнения его с массой по заданному лимиту.

§ 27. 4. Проектирование элементов конструкции крыла

Проектирование элементов конструкции крыла (рабочее проектирование) – основной этап создания конструкции.

Методология проектирования с учетом сопротивления усталости сводится к определению основных типовых критических зон конструкции, где наиболее вероятны усталостные повреждения. К таким зонам в первую очередь относятся поперечные стыки, всевозможные вырезы, законцовки стрингеров, место креплений различных агрегатов и узлов с наличием сильно напряженного крепежа, зоны местных усилений в виде окантовок и накладок и т.д.

При проведении конструктивных проработок необходимо стремиться к уменьшению количества критических зон конструкции и по возможности избежать их в наиболее нагруженных по усталостной повреждаемости зонах крыла.

Рассмотрим примеры проектирования отдельных элементов силовой конструкции крыла.

Продольный набор.

Проектирование продольного набора начинается с уточнения схемы раскроя панелей обшивки и разбивки стрингеров. Число продольных стыков определяется из условия выполнения критерия живучести – обеспечения остаточной прочности крыла при полном разрушении одной панели. Из этих соображений на верхней поверхности крыла имеется 3 панели, на нижней – 4 панели. Для верхних панелей оптимальный шаг стрингеров z-образного сечения по расчету составляет 130 мм. Практически четыре стрингера имеют корытообразное сечение шириной 110 мм. Эти стрингеры одновременно используются как трубопроводы дренажной системы топливных баков.

Два стрингера, полками крепящиеся к обшивке, развернуты в разные стороны, и шаг между ними увеличен до 170 мм. Между этими стрингерами размещены датчики топливомеров и заливные горловины топливных баков. По нижним панелям основной шаг стрингеров составляет 200 мм, но один пролет, где устанавливаются передние узлы крепления рельс закрылка, увеличен до 230 мм. Направление стрингеров по размаху выбрано вдоль оси жесткости крыла, а нервюры установлены перпендикулярно стрингерам. В этом случае нервюры работают без изгиба и упрощаются детали крепления нервюр со стрингерами. После уточнения схемы раскроя панелей и разбивки стрингеров определяются конкретные геометрические параметры продольного набора по размаху крыла, изменение толщин обшивки панелей и размеров стрингеров. Из расчета на прочность определяются требуемые площади сечения для верхнего и нижнего продольного набора в каждом поперечном сечении по размаху крыла.

Поперечный стык панелей. Поперечный стык ответственный по усталости элемент конструкции. В регулярной конструкции крыла усталостные повреждения могут появиться по кромкам отверстий крепления стрингеров, по кромкам отверстий продольных стыков панелей между собой и по поясам лонжеронов. Вероятность одновременного появления нескольких таких трещин в одном поперечном сечении крыла практически равна нулю. Возможность одновременного появления усталостных повреждений в элементах стыка недопустима, так как это привело бы к потере остаточной прочности конструкции и ее разрушению. Поэтому конструкция стыка должна выполняться по принципу безопасного срока службы с большим коэффициентом надежности. С этой целью расчетные напряжения должны быть снижены. На рис. 27.4 показано сечение поперечного стыка нижних панелей крыла. Основные критические сечения и элементы конструкции в них следующие:

стыковой профиль по первому ряду болтов от оси стыка;

панель обшивки по третьему от оси стыка ряду болтов;

стрингер по последним от оси стыка болтам крепления фитингов.

Для обеспечения требуемых запасов по долговечности расчетные напряжения в указанных элементах снижены в 2 ...2,5 раза по сравнению с напряжениями в регулярном продольном наборе. Важно также следить за тем, чтобы изменение толщины обшивки и стрингеров и определение положения стыкового профиля и фитингов проводились таким образом, чтобы центры тяжести элементов, передающих нагрузку, в критических сечениях оставались на одной линии с центром тяжести подходящего регулярного сечения.

Крепление нервюр к обшивке и стрингерам.

Полки стрингеров в местах крепления устанавливаются с натягом. Панели обшивки в местах крепления фестонов силовых нервюр также имеют утолщения, и крепеж по ним устанавливается с натягом. На нервюрах, служащих границей топливных баков, для герметизации межстрингерного пространства могут устанавливаться дополнительные детали, крепящиеся к ножкам стрингеров. Ножки стрингеров в этих местах также должны иметь местные утолщения, а крепеж устанавливаться с натягом. Как правило, рядом с герметичной нервюрой в ножках стрингеров в нижних панелях делаются отверстия для перетекания топлива. Усталостная долговечность таких незаполненных отверстий ниже, чем у отверстий, заполненных крепежом с натягом. Поэтому такие отверстия должны иметь высокое качество поверхности и эффективное упрочнение.

Конструкция вырезов.

Наличие вырезов в панелях крыла неизбежно и связано с необходимостью размещения топливной арматуры: топливных насосов, сливных кранов, заправочных горловин, датчиков топливомеров и т.д. Кроме этого, в конструкции крыльев большинства современных самолетов имеются достаточно крупные вырезы – люки-лазы. Они необходимы для осуществления доступа внутрь кессона при сборке, при обслуживании в эксплуатации и для проведения осмотра и ремонта конструкции. На многих самолетах для этих же целей имеются технологические панели шириной 500...600 мм, расположенные на верхней поверхности крыла. Эксплуатационным недостатком съемных панелей являются трудности при их снятии. Требуется отвернуть большое число болтов. Крыло при этом необходимо с помощью специальных ложементов выставлять в нейтральное положение для снятия нагрузок на болты от его веса. Имеются трудности и с обеспечением герметизации съемных панелей. Крышки люков-лазов (рис.27.5) не имеет технологических и эксплуатационных недостатков съемных панелей. Крышки люков-лазов не имеют болтового соединения с силовой панелью, а лишь прижимаются к ней стяжным кольцом. Такое «плавающее» крепление обеспечивает усталостную долговечность панели в зоне отверстия под лаз и не требует разгрузки крыла для снятия крышки люка-лаза.

Законцовки панелей и стрингеров

Законцовки являются достаточно увязимыми по усталости элементами конструкции. Законцовка продольного стыка панелей по переднему лонжерону показана на рис. 27.7. Конструктивно здесь требуется обеспечить передачу сдвигающих усилий по продольному стыку панелей с пояса лонжерона на панель, а также обеспечить герметичность. Принципиально эти

задачи решаются несложно – установкой накладки изнутри кессона. Накладка перекрывает пути возможной течи топлива и обеспечивает дополнительный канал для передачи сдвигающей нагрузки с пояса лонжерона на панель. Можно выделить три места, критических по усталости. Это пояс лонжерона, стыковой стрингер по началу включения стыковой накладки и панель по окончанию стыкового стрингера. Для уменьшения концентрации напряжений необходимо снижать напряжения смятия по крепежным точкам в критических сечениях. С этой целью толщина накладки и стыкового стрингера в критических сечениях должна быть по возможности небольшой, а толщина критических элементов – пояса лонжерона, стыкового стрингера и панели – наоборот, увеличенной.

Законцовка типового стрингера приведена на рис. 27.8. При выборе длины среза конца стрингера необходимо проследить, чтобы количество заклепок на длине среза было бы способно передать расчетное усилие по полному сечению стрингера.

Ключевые слова и выражение

Тенденция развития гражданской авиации, безопасно повреждаемая конструкция, продольный силовой набор, поперечный силовой набор,

Контрольные вопросы

10. Основные тенденции развития гражданской авиации.
11. Основные принципы создания безопасно повреждаемой конструкции.
12. На какие этапы делится процесс проектирования?

Литература

1. Войт Е.С., Ендогур А.И., Мелик-Саркисян З.А., Алявдин И.М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. Стр. 161-165.