

## **Проектирование срезных болтовых соединений элементов самолетных конструкций из титанового сплава ВТ6 с учетом усталостной долговечности**

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»*

В самолетостроении увеличение ресурса проектируемых самолетов должно достигаться неуклонным снижением массы конструкции планера, которая теперь составляет 26...28% от взлетной массы самолета. Основными направлениями обеспечения требуемого ресурса и снижения массы конструкции планера являются: применение крупногабаритных полуфабрикатов с высоким сопротивлением усталости материалов, использование высокоресурсных соединений с высокой массовой эффективностью и разработка технологии создания этих конструкций, обеспечивающей сохранение или минимальное снижение служебных свойств исходных материалов. Применение титановых сплавов в конструкции планера позволяет успешно решать задачи проектирования высокоресурсных соединений минимальной массы [1]. По удельной усталостной прочности титановые сплавы превосходят другие конструкционные материалы, поэтому замена алюминиевых сплавов и сталей титановыми сплавами позволяет значительно повысить удельную усталостную прочность элементов конструкции планера. Прогнозируется [2], что к 2010 году титановые сплавы будут составлять 10% от массы планера.

В настоящее время и в будущем для изготовления конструкций из титановых сплавов все больше используются такие перспективные методы, как порошковая металлургия, сверхпластическое формование, диффузионная сварка, литье, изотермическая штамповка, горячее изостатическое прессование, электронно – лучевая сварка и т. п., которые также дают возможность снизить отходы производства и массу конструкции, повысить характеристики статической и усталостной прочности. Однако механические болтовые и заклепочные соединения, применяемые при сборке узлов и агрегатов самолетных конструкций, остаются опасными зонами с точки зрения обеспечения заданного ресурса летательного аппарата.

Целью данной статьи является разработка методики проектирования срезных болтовых соединений из сплава ВТ6 с учетом усталостной долговечности (рис.1).

Предполагается, что модели поверхности самолета и распределения пространства самолета уже созданы [3]. Необходимо определить конструкцию срезных соединений, имеющих заданную усталостную долговечность и минимальную массу.

Процесс проектирования срезных болтовых соединений самолетных конструкций носит итерационный характер. На первой стадии эскизного проектирования из конструкции планера самолета выделяют зоны соединений силового набора (лонжеронов, стрингеров, обшивок, панелей), усталостная долговечность которых определяет ресурс всей конструкции планера.

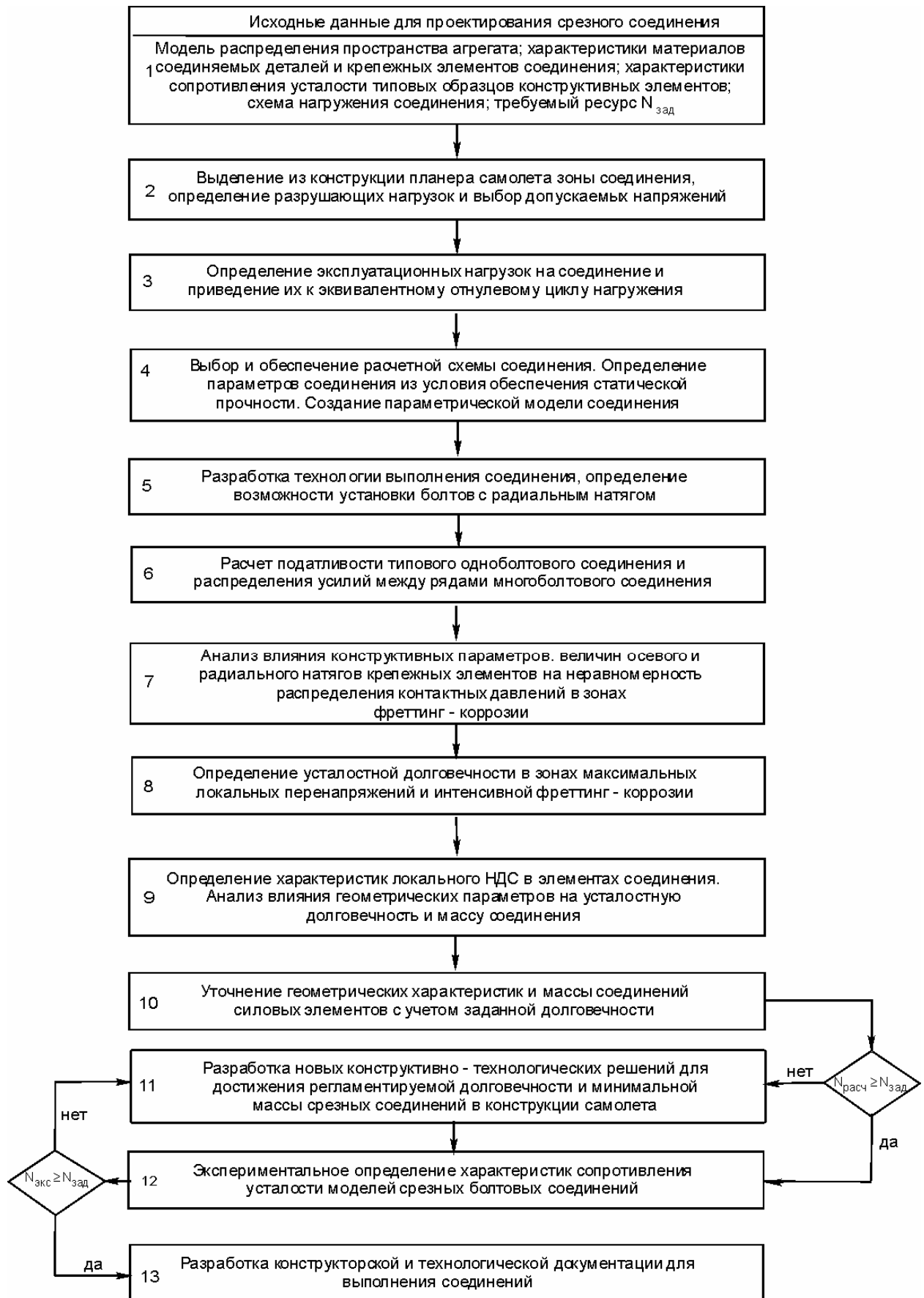


Рис. 1. Методика проектирования срезных болтовых соединений из сплава ВТ6

Для расчета статической прочности задаются максимальные, эксплуатационная и расчетная нагрузки [6], действующие на конструкцию. Выбор геометрических параметров соединения проводят из условий проектирования равнопрочных соединений [4,5].

Как правило, срезные соединения, проектируемые по условиям статической прочности и минимальной массы, имеют недостаточно высокие усталостные характеристики, которые не позволяют получить ресурс самолета 80000...90000 летных часов. Для достижения заданных показателей ресурса необходимо рассмотреть особенности работы срезных соединений в условиях циклических эксплуатационных нагрузок. Существующие методы регламентирования прочности летательных аппаратов позволяют определить несущую способность в регулярных зонах конструкции на основе базовых кривых выносливости для данного конструкционного материала и величины требуемого ресурса с учетом необходимого коэффициента надежности. При детерминистическом подходе считается, что конструкция будет безопасной, если она спроектирована на расчетный спектр нагрузок, который соответствует эксплуатационному спектру.

Проектирование срезных соединений ведут по заданным характеристикам усталостной долговечности в зонах вероятного усталостного разрушения: по оси отверстия, в местах изменения геометрических параметров соединения и зонах действия интенсивной фреттинг-коррозии.

Усталостная долговечность срезного болтового соединения  $N_{сбс}$  должна быть большей или равной усталостной долговечности продольного соединения обшивки со стрингером или с лонжероном  $N_{пс}$ :  $N_{сбс} \geq N_{пс}$ .

Для этого разработана параметрическая модель соединения, позволяющая по заданным характеристикам усталостной долговечности вычислять предельные напряжения в расчетных сечениях  $\sigma_{\max i\delta}$  или, решая обратную задачу, по заданным геометрическим параметрам соединения и расчетным нагрузкам определять усталостную долговечность в зонах вероятного усталостного разрушения (рис. 2).

На рис. 3 показаны расчетные схемы для одно - и двухсрезного соединения. Соединяемые листы рассматривают как балки, работающие на растяжение и изгиб. Болты представлены, как балки на упругом основании [8].

Проведенные исследования показали [9, 10], что в связи с особенностями фрикционных свойств титановых сплавов при проектировании срезных соединений необходимо учитывать технологические ограничения по толщинам соединяемых пакетов, диаметра и материала болтов, величине радиального натяга. Поэтому после выбора геометрических параметров проектируемого соединения из титанового сплава необходимо указать метод установки болта в пакет и определить требуемое усилие для установки по методике, приведенной в работе [11]. Вычисленное значение усилия установки болта должно быть  $P \leq 0,8 P_T$ , где  $P_T$  - значение усилия установки болта, при котором в теле болта возникают напряжения текучести  $\sigma_T$ .

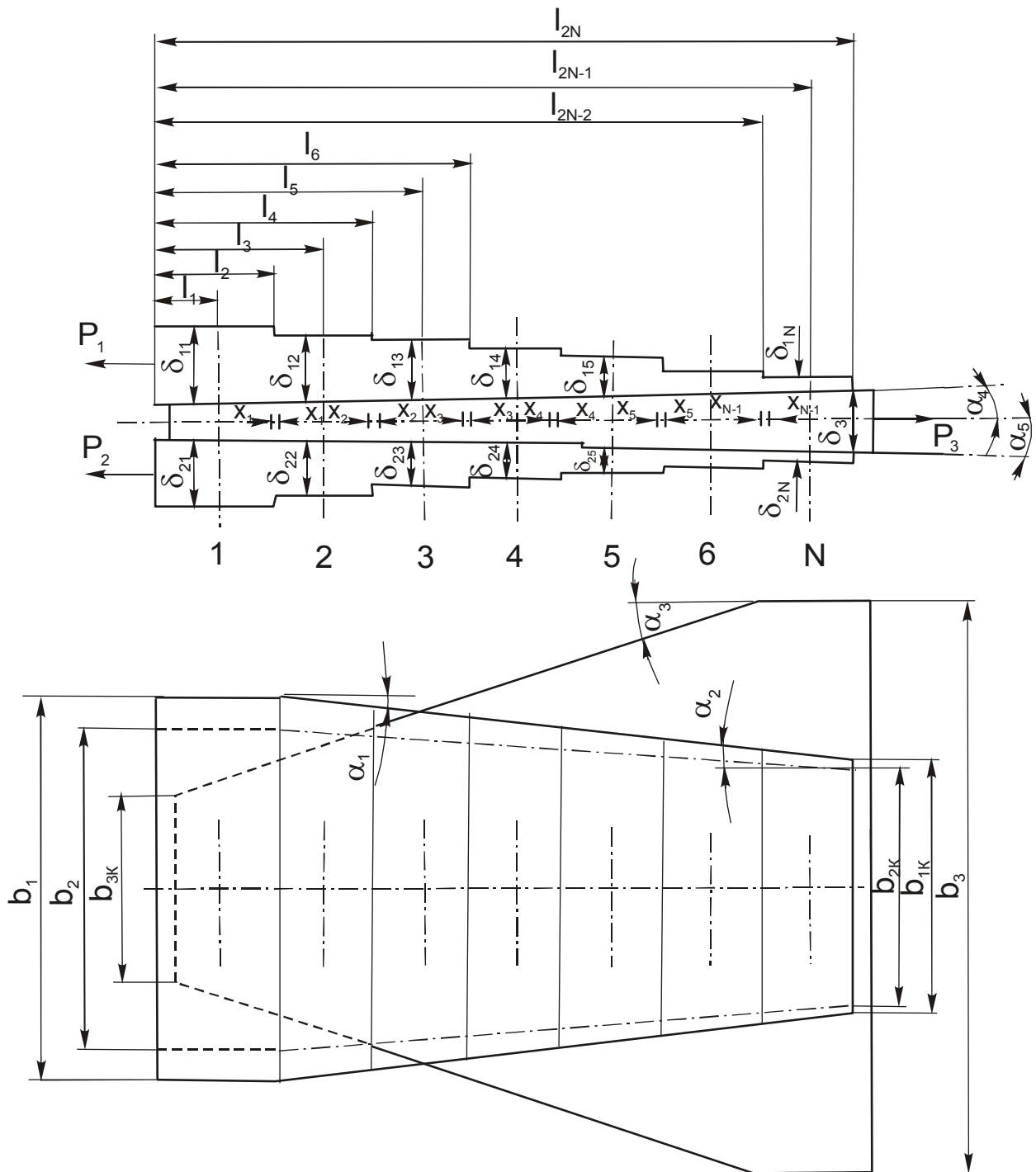


Рис. 2. Параметрическая модель срезных болтовых соединений

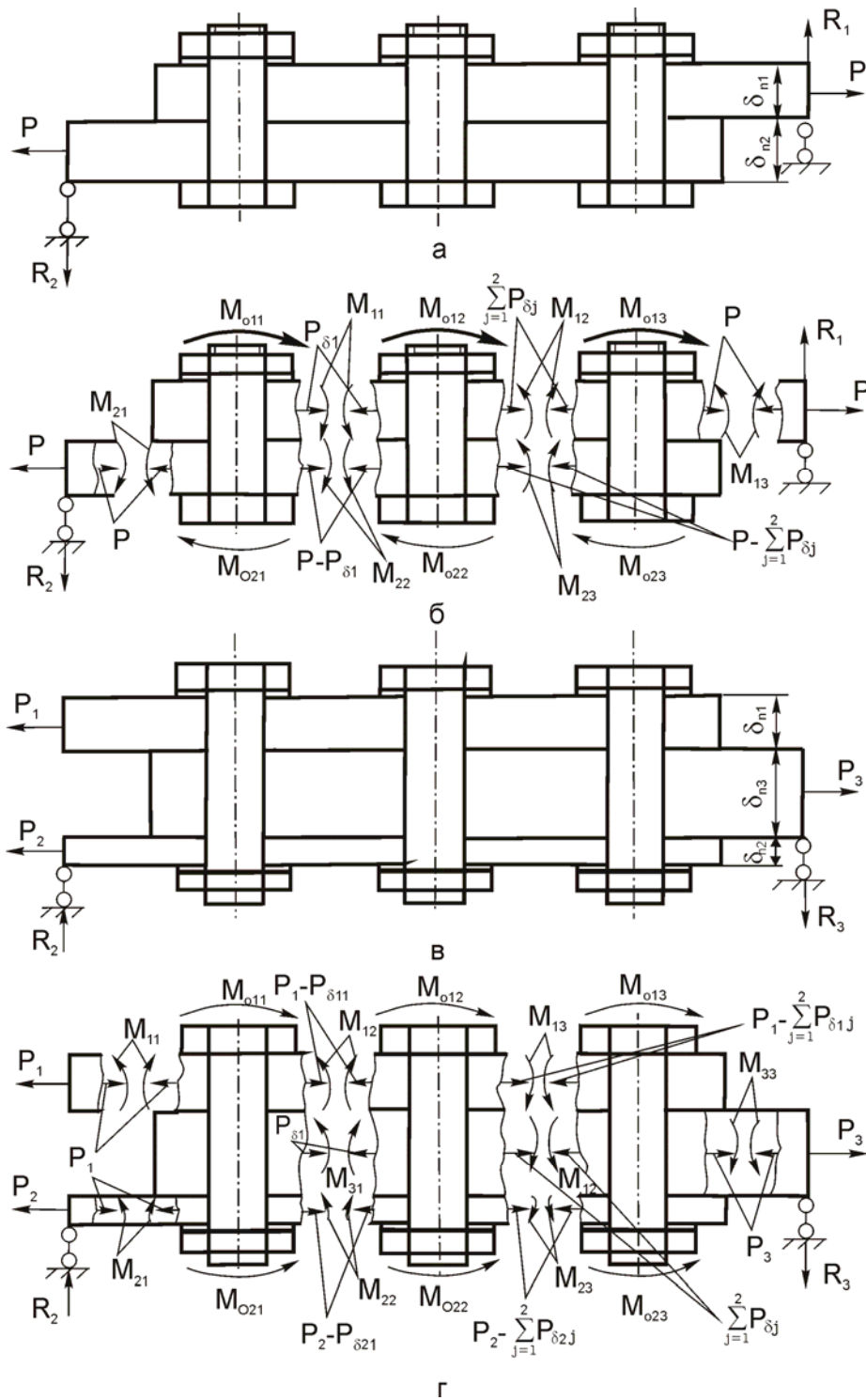


Рис. 3. Расчетные схемы для одно - и двухсрезного соединения:  
 а, б – односрезное соединение; в, г – двухсрезное соединение

Определение распределения усилий между болтами в срезном многорядном соединении из сплава ВТ6 выполняется по методике, приведенной в работе [12]. Предложенная методика позволяет исследовать влияние

геометрических параметров соединения, диаметра болтов, осевой затяжки и радиального натяга на распределение усилий между болтами. Распределение усилий существенно зависит от контактной податливости сопряжения болта и отверстия. Податливость сопряжения «болт - отверстие» определяют по методике, приведенной в работе [12].

После определения нагрузок, передаваемых болтами срезного соединения, анализируют влияние конструктивных параметров, величины радиального натяга и осевой затяжки болтов на неравномерность распределения контактных давлений в вероятных зонах фреттинг-коррозии [8]. Так как процесс проектирования срезных соединений носит итеративный характер, правильно выбранные геометрические параметры соединения, величины радиального натяга и затяжки болтов, обеспечивающие минимально возможные значения коэффициентов неравномерности контактных давлений по толщине соединяемых элементов, под гайкой и головкой болта, значительно облегчают и ускоряют процесс проектирования соединений.

На этапе эскизного проектирования расчет усталостной долговечности соединений при их разрушении в сечении по оси отверстия выполняют по методике [13], согласно которой напряженное состояние анализируемой зоны конструкции приводится к эквивалентному по повреждаемости напряженному состоянию в пластине с отверстием, заполненным крепежным элементом, ненагруженным на срез.

С учетом неравномерности распределения нормальной погонной контактной нагрузки по длине болта формула для вычисления приведенных напряжений в пластине срезного болтового соединения имеет вид

$$\sigma^* = K_{CM} \frac{K_{\theta i}}{K_{\theta b}} \sigma_{CM} + \sigma_L + K_i \sigma_i, \quad (1)$$

где  $\sigma^*$  - номинальные напряжения смятия в пластине с незагруженным отверстием, заполненным крепежным элементом, установленным по той же технологии, что и в проектируемом соединении;

$\sigma_{CM}, \sigma_L, \sigma_i$  - номинальные напряжения в рассматриваемом сечении, вызванные действием нагрузок: передаваемой крепежным элементом, проходящей по листу и изгибающим моментом соответственно.

При расчете усталостной долговечности соединения при отнулевом цикле нагружения номинальные напряжения равны максимальным напряжениям отнулевого цикла:  $\sigma_i = \sigma_{i, \text{брmax0}}, \sigma_L = \sigma_{L, \text{брmax0}}, \sigma_{CM} = \sigma_{CM, \text{max0}}$ .

Приведенные напряжения  $\sigma^* = \sigma_{\text{брmax0}}$  - это максимальные напряжения при отнулевом цикле нагружения в пластине с отверстием, которые связаны с усталостной долговечностью формулой [16]:  $\sigma_{\text{брmax0}} = A_1 N^{\zeta_1}$ . Коэффициент  $K_{CM}$  определяется для пластины одноболтового соединения и связан с усталостной долговечностью формулой  $k_{CM} = A_2 N^{\zeta_2}$ .

Коэффициент  $K_i$  зависит от толщин деталей, усталостной долговечности соединения и определяется формулой  $\sigma_i = A_3 N^{\zeta_3}$ . Изгибные напряжения находим по методике, приведенной в работе [17].

$K_{\theta i}, K_{\theta b}$  - коэффициенты неравномерности нормальной погонной контактной нагрузки по толщине пластины проектируемого соединения и пластины образца,

для которого получены базовые кривые усталостной долговечности. С учетом этого формула (1) примет вид

$$A_1 N^{\zeta_1} = A_2 N^{\zeta_2} \frac{K_{\theta i}}{K_{\theta b}} \sigma_{\text{см max0}} + \sigma_{\text{л бр max0}} + A_3 N^{\zeta_3} \sigma_{\text{и. бр max0}} \quad (2)$$

Значения коэффициентов  $A_1$ ,  $A_2$  и показателей степени  $\zeta_1$ ,  $\zeta_2$  определены по результатам усталостных испытаний полос с отверстиями и срезных соединений из титанового сплава ВТ6, приведенных в работах [14, 15]. В таблице представлены параметры кривых усталости для полос с отверстиями и двухсрезных соединений при различных вариантах установки болта  $\varnothing 10$  мм в отверстие. Кроме того, здесь указаны величины радиального натяга  $\bar{\Psi}$ , момента осевой затяжки болта  $M_3$  и контактных давлений  $\sigma_{\hat{e}}$ , возникающих под гайкой и головкой болта после затяжки.

Параметры кривых усталости полос с отверстиями и двухсрезных соединений

Вариант установки болта в отверстие	Полоса с отверстием			Двухсрезное соединение			
	$A_1$	$\zeta_1$	$\sigma_{\text{бр max0}}$	$A_2$	$\zeta_2$	$K_{\text{см}}$	$\sigma_{\text{бр max0}}$
$\bar{\Psi} = 0; M_3 = 0; \sigma_k = 0$	1207	-0,1364	$1207N^{-0,1364}$	0,18	0,2294	$0,18N^{0,2294}$	$6714N^{-0,3658}$
$\bar{\Psi} = 0,7-1,1\%d_b; M_3 = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}; \sigma_k = 45 \text{ МПа}$	3664	-0,1974	$3664N^{-0,1974}$	1,233	0,0174	$1,233N^{0,174}$	$2972N^{-0,2148}$
$\bar{\Psi} = 0; M_3 = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}; \sigma_k = 45 \text{ МПа}$	4024	-0,2212	$4024N^{-0,2212}$	3,645	-0,081	$3,645N^{-0,081}$	$1104N^{-0,1406}$

На этапе эскизного проектирования срезных соединений расчет усталостной долговечности пластин при заданном цикле нагружения целесообразно провести в зонах их вероятного разрушения от фреттинг-коррозии под гайкой или головкой болта по формулам, полученным после обработки результатов усталостных испытаний гладких образцов в условиях фреттинг-коррозии [16]

$$\sigma_{\text{max0ф}} = \sigma_{\text{max0}} - \Delta\sigma_{\text{max0ф}} \quad (3)$$

где  $\sigma_{\text{max0}}$  - максимальные напряжения гладкой полосы из сплава ВТ6 без фреттинг-коррозии  $\sigma_{\text{max0}} = 1993 N^{-0,101}$ ;

$\Delta\sigma_{\text{max0ф}}$  - уменьшение максимальных напряжений, действующих в гладкой полосе, вызванное фреттинг-коррозией.

$$\Delta\sigma_{\max 0\phi} = 20,8 N^{0,0524K_{\Pi}} (v_i \sigma_{кр})^{0,48} K_{ХП} K_{И}; \quad N > 2 \cdot 10^5, \sigma_{к} \leq 78 \text{ МПа};$$

$$\Delta\sigma_{\max 0\phi} = 2594 N^{0,0481K_{\Pi}} (v_i \sigma_{кр})^{-0,6176} K_{ХП} K_{И}; \quad N > 2 \cdot 10^5, \sigma_{к} > 78 \text{ МПа}.$$

Для конструктивных элементов пластин срезных соединений из титанового сплава ВТ6, нагруженных растяжением с изгибом, формула (3) имеет вид

$$\sigma_{\max 0\phi} = 1993 N^{-0,101} - 20,8 N^{0,0524K_{\Pi}} (\sigma_{к \text{ равн}} v_i)^{0,48} K_{ХП} K_{И}; \quad \sigma_{к \text{ равн}} \cdot v_i \leq 78 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max 0\phi} = 1993 N^{-0,101} - 2594 N^{0,0481K_{\Pi}} (\sigma_{к \text{ равн}} v_i)^{-0,6176} K_{ХП} K_{И}; \quad \sigma_{к \text{ равн}} \cdot v_i > 78 \text{ МПа}, \quad (4)$$

где  $k_{\Pi}$  – коэффициент, учитывающий влияние сочетания материалов в контактной паре ( $k_{\Pi} = 1$ ;  $k_{\Pi} = 0,92$ ;  $k_{\Pi} = 1,14$  соответственно для пар ВТ6 + ВТ6; ВТ6 + Д16АТ; ВТ6+ВТ3 –1);

$k_{ХП}$  – коэффициент, учитывающий влияние радиального натяга,  $k_{ХП} = 0,94$  для соединений с радиальным натягом;  $k_{ХП} = 1$  – для гладких конструктивных элементов;

$k_{И}$  – коэффициент, учитывающий влияние изгиба;

$\sigma_{к \text{ равн}}$  – равномерное распределение контактных давлений под гайкой и головкой болта, возникающих от усилия затяжки;

$v_i$  – коэффициент неравномерности контактных давлений под гайкой или под головкой болта, учитывающий влияние конструктивно-технологических параметров соединения.

Для односрезных соединений  $k_{И} = 1,13$ . Определение массы соединения проводим по формуле

$$m_c = m_{л} + m_{б} - m_{о},$$

где  $m_{л}$ ,  $m_{б}$ ,  $m_{о}$  – соответственно массы листов, крепежных элементов и высверленных участков листов.

После проведения анализа влияния геометрических параметров на усталостную долговечность и массу соединения, используя параметрическую модель соединения (см. рис. 2), уточняем геометрические характеристики и массу срезного соединения, проектируемого на заданную долговечность.

В качестве примера для определения усталостной долговечности рассмотрим односрезное соединение, показанное на рис. 4.

Из условий статической прочности выбраны геометрические параметры соединения из титанового сплава ВТ6: количество болтов –  $n$ , диаметр болтов –  $d$ , шаг –  $t$ ,  $\delta n_1$ ,  $\delta n_2$  – толщина соединяемых элементов и  $B_1$ ,  $B_2$  – ширина. Назначены величины радиального натяга и затяжка болтов. По методике, приведенной в работе [12], определено распределение усилий между болтами. По формуле (2) определены минимальные значения усталостной долговечности верхнего соединяемого элемента в зоне первого болта для двух вариантов его установки.



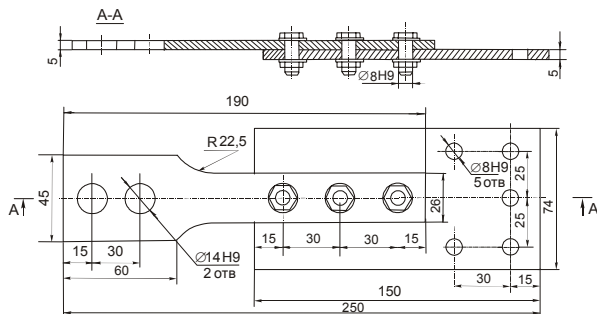


Рис. 4. Образец для исследования усталостной долговечности односрезных болтовых соединений из сплава ВТ6:

$$\delta_{n1} = \delta_{n2} = 5\text{ мм}; B_1 = 26\text{ мм}; B_2 = 74\text{ мм}; t = 30\text{ мм}; d = 8\text{ мм}$$

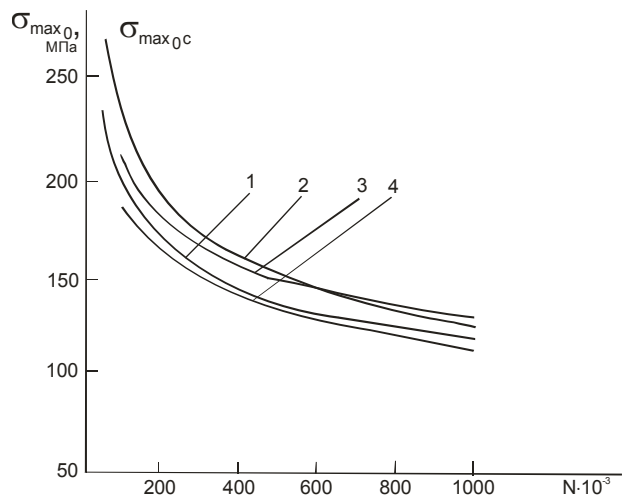


Рис. 5. Кривые усталости образцов односрезных соединений, построенные по результатам испытаний и путем расчета.

Экспериментальные кривые:

1 -  $\bar{\Psi} = 0; M_3 = 10\text{ Н}\cdot\text{м}; \sigma_{\max 0} = 3144,6\text{ Н}^{-0,2407};$

2 -  $\bar{\Psi} = 1,5 - 1,8\% d; M_3 = 10\text{ Н}\cdot\text{м}; \sigma_{\max 0} = 4284\text{ Н}^{-0,2557}.$  Рассчитанные кривые:

3 -  $\bar{\Psi} = 0,7 - 1,1\% d; M_3 = 10\text{ Н}\cdot\text{м};$

4 -  $\bar{\Psi} = 0; M_3 = 10\text{ Н}\cdot\text{м};$

На рис. 5 показаны кривые усталости образцов односрезных соединений. По рекомендациям, данным в работе [13], принято, что значения в зоне первого болта для верхнего элемента  $K_{II} = 0,5$  и  $\sigma_{л} = \sigma_{и}$ . С учетом этого и значений коэффициентов  $A_1, A_2$ , а также показателей степени  $\xi_1, \xi_2$ , приведенных в таблице, формула будет иметь вид

$$3664\text{ Н}^{-0,1974} = [(1,233\text{ Н}^{0,0174} - 1)\bar{P}_1 + 1,5] \sigma_{\max 0 C}; \bar{\Psi} = 1,5 - 1,8\% d; M_3 = 10\text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$4024\text{ Н}^{-0,2212} = [(3,645\text{ Н}^{-0,081} - 1)\bar{P}_1 + 1,5] \sigma_{\max 0 C}; \bar{\Psi} = 0; M_3 = 10\text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $\bar{P}_1 = P_1/P$  - часть внешней нагрузки на соединение  $P$ , передаваемая первым болтом;  $\sigma_{\max 0 C}$  - расчетные максимальные приведенные напряжения отнулевого цикла, обеспечивающие заданную долговечность  $N$ .

Определив величину  $\sigma_{\max 0 C}$ , получим геометрические размеры первого листа в сечении по первому болту.

Из рис. 5 видно удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных кривых усталости для односрезного соединения, показанного на рис. 4.

Расчет усталостной долговечности в зоне второго болта показал, что она более чем в 100 раз выше, чем в зоне первого болта. Поэтому при проектировании соединений, имеющих минимальную массу при заданной усталостной долговечности, необходимо учитывать особенности передачи нагрузки по рядам соединения. Целесообразно выбирать параметры соединения таким образом, чтобы приведенные напряжения в сечениях соединяемых листов по рядам болтов имели более близкие значения. Для этого применяют разгрузку крайнего ряда болтов, уменьшение диаметра болтов крайнего ряда, рациональный выбор величины радиального натяга, упрочнение отверстий и применение переходных посадок болтов.

В целях уменьшения массы соединяемые листы выполняют ступенчатыми и со скосом (см. рис. 2). Параметры ступенек и углы скоса выбирают из условий обеспечения уровня заданной долговечности в сечениях по всем болтам. При этом длину соединения необходимо выбирать как можно меньшей, используя минимально возможное количество рядов болтов.

Использование технологических методов повышения усталостной долговечности соединений, таких, как поверхностное упрочнение, применение покрытий шайб алюминием в соединениях из титанового сплава ВТ6 также способствуют обеспечению заданной долговечности соединений при их минимальной массе.

## **Выводы**

1. Предложенная методика проектирования срезных болтовых соединений из титанового сплава ВТ6 с учетом усталостной долговечности дают возможность выбрать геометрические параметры срезного болтового соединения заданной усталостной долговечности и минимальной массы.
2. Методика позволяет учесть влияние технологических методов повышения усталостной долговечности соединений при их проектировании.

## **Список литературы**

1. Эффективность применения титана и его сплавов в авиастроении /Братухин А. Г., Муравьев В. И., Долотов В. И. и др. //Авиационная промышленность. - 1997. - №3 – 4. - С. 3 – 9.
2. Современные технологии авиастроения /Кол. авторов; Под ред. А. Г. Братухина., Ю. Г. Иванова. – М.: Машиностроение, 1999. – 832 с.
3. Гребеников А. Г. Методология интегрированного проектирования сборных самолетных конструкций регламентируемой долговечности //Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ». – 2003. - Вып. 23. С. 191 – 200.
4. Проектирование конструкций самолетов /Е. С. Войт, А. И. Ендогур, З. А. Мелик-Саркисян, И. М. Авлядин. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
5. Гиммельфорб А. Л. Основы конструирования в самолетостроении. - М.: Машиностроение, 1980. - 367 с.

6. Справочная книга по расчету самолета на прочность /М. Ф. Астахов, А. В. Караваев, С. Я. Макаров, Я. Я. Суздальцев. – М.: Оборонгиз, 1954. – 377 с.
7. Методы регламентирования прочности летательных аппаратов //Обзоры ЦАГИ. – М. 1982. - №609. – 108 с.
8. Клименко В. Н. Метод определения влияния конструктивно – технологических параметров односрезного соединения на распределение контактных давлений в зоне сопряжения его элементов // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2006. – Вып. 33. – С. 178 – 205.
9. Клименко В. Н., Гребеников А. Г. Экспериментальное исследование особенностей установки болтов с радиальным натягом в отверстия в деталях из титанового сплава // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2005. – Вып. 26. – С. 62 – 72.
10. Гребеников А. Г., Клименко В. Н. Определение возможности выполнения соединений из титанового сплава ВТ6 в зависимости от диаметра, материала болта, величины радиального натяга и толщины соединяемого пакета // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2005. – Вып. 28. – С. 76 – 84.
11. Клименко В. Н. Методика определения усилий, необходимых для установки болтов с радиальным натягом в пакет из титанового сплава // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2005. – Вып. 27. – С. 78 – 94.
12. Гребеников А. Г., Клименко В. Н., Ефремов А. Ю. Анализ влияния осевого и радиального натягов на податливость одноболтового односрезного соединения и распределение усилия между рядами многоболтового соединения из сплава ВТ6 // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2006. – Вып. 32. – С. 55 – 64.
13. Стебенев В. Н. Методика оценки сопротивления усталости соединений //Сопротивление усталости элементов авиаконструкций. – М.: ЦАГИ. – 1981. – Вып. 2117. - С. 42 – 54.
14. Гребеников А. Г., Клименко В. Н. Сопротивление усталости полосы с отверстием из титанового сплава ВТ6 в условиях фреттинг-коррозии //Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2006. – Вып. 30. – С. 80 – 89.
15. Гребеников А. Г., Клименко В. Н. Исследование влияния затяжки и радиального натяга болтов, поверхностного упрочнения на выносливость срезных соединений из сплава ВТ6 //Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2006. – Вып. 31. – С. 41 – 54
16. Гребеников А. Г., Клименко В. Н. Методика определения влияния фреттинг-коррозии на усталостную долговечность гладких конструктивных элементов из титанового сплава ВТ6 // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2005. – Вып. 29. – С. 57 – 68.
17. Гребеников А. Г., Трубаев С. В. Оценка изгибных напряжений в накладках односрезного соединения //Вопросы механики деформируемого твердого тела. – Х.: Харьк. авиац. ин –т, 1982. - Вып. 3. – С. 78 – 85.