

УДК 629.7.023: 66/67

МЕТОД РАСЧЕТА НА УСТАЛОСТЬ СРЕЗНЫХ БОЛТОВ В МЕТАЛЛО-КОМПОЗИТНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ЭЛЕМЕНТОВ АВИАКОНСТРУКЦИЙ

В.Е. СТРИЖИУС

По заказу редакционной коллегии

По результатам обзора, анализа и использования данных работ [1-8] сформулированы и представлены основные положения метода расчета на усталость срезных болтов в металло-композитных соединениях элементов авиаконструкций. Отмечено, что основная цель разработки и применения представленного метода – поиск ошибочных конструктивно-технологических решений, дающих неудовлетворительные расчетные и экспериментальные результаты по усталостной прочности срезных болтовых соединений в смешанных пакетах.

Ключевые слова: усталостная долговечность, срезные болтовые соединения в смешанных (металло-композитных) пакетах.

1. Введение

Известно, что срезные болтовые соединения элементов из полимерных композиционных материалов (ПКМ) имеют, как правило, значительно лучшие характеристики сопротивления усталости, чем аналогичные соединения металлических элементов. Тем не менее нельзя утверждать, что подобные соединения не имеют абсолютно никаких проблем с усталостной прочностью. Как показывают результаты усталостных испытаний, такие соединения достаточно часто разрушаются при больших наработках и в случае явных конструктивно-технологических ошибок выполнения соединения. Более того, в срезных болтовых соединениях элементов из ПКМ и в смешанных металло-композитных пакетах можно отметить новый вид усталостного повреждения, практически не встречающийся в срезных болтовых соединениях металлических элементов. К такому виду повреждения относится искривление крепежного элемента при сдвиге и изгибе.

В работе [1] отмечается, что стальные болты с потайной головкой в подобных соединениях разрушались также в режиме растяжения по границе головка/стержень примерно в половине испытаний, при использовании болтов из титана их разрушение наблюдалось в каждом образце.

С целью прогнозирования и исключения подобных ситуаций необходимость разработки специального метода, позволяющего выполнять *расчетные* оценки усталостной долговечности крепежных элементов в срезных болтовых соединениях элементов из ПКМ и в смешанных пакетах, представляется очевидной.

Основная цель такого метода – возможность выполнения расчетной оценки усталостной долговечности и поиск ошибочных конструктивно-технологических решений, дающих неудовлетворительные результаты по усталостной прочности срезных болтовых соединений в смешанных пакетах.

2. Основные факторы и закономерности процесса накопления усталости в срезных болтах смешанных пакетов

По результатам обзора и анализа данных, представленных в работах [1-7], можно выделить следующие основные факторы и закономерности процесса накопления усталости в срезных болтах смешанных металло-композитных пакетов.

1. Основным видом напряжений, приводящих к усталостным повреждениям срезных болтов в смешанных металло-композитных пакетах (искривление болтов, разрушение по границе головка/стержень), можно считать напряжения от *сдвига* и *изгиба*.

2. Известно [2-7], что базовая кривая усталости срезных болтовых соединений элементов из ПКМ может быть представлена уравнением

$$\sigma_{a\text{см}} = c_1 + m_1 \lg N, \quad (1)$$

где $\sigma_{a\text{см}}$ – амплитуда напряжений смятия в опорной поверхности рассматриваемого элемента в зоне наиболее нагруженной крепежной точки соединения *при регулярном нагружении симметричным циклом*; c_1 и m_1 – константы уравнения.

Как отмечалось выше, одним из видов усталостных повреждений при испытаниях на усталость соединений является искривление и разрушение срезных болтов от сдвига и изгиба. Достаточно часто повреждения от смятия в опорной поверхности и повреждения срезных болтов происходят практически одновременно, поэтому на основе известной кривой усталости (1) может быть получена кривая усталости для болтов в виде

$$\sigma_{a\text{экв}} = c + m \lg N, \quad (1a)$$

где $\sigma_{a\text{экв}}$ – амплитуда *эквивалентных* напряжений в гладкой части рассматриваемых болтов для *симметричного цикла нагружения*; c и m – константы уравнения (1a).

Очевидно, что кривая усталости (1a) может быть также получена "прямым" путем, т.е. по результатам обработки известных экспериментальных данных по усталостной прочности рассматриваемых болтов.

Амплитуда *эквивалентных* напряжений в гладкой части рассматриваемых болтов определяется с использованием энергетического критерия разрушения как

$$\sigma_{a\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{a\text{изг}}^2 + 3 \cdot \tau_a^2}, \quad (2)$$

где $\sigma_{a\text{изг}}$ – амплитуда нормальных напряжений от *изгиба* в гладкой части рассматриваемых болтов;

τ_a – амплитуда касательных напряжений от *сдвига* в гладкой части рассматриваемых болтов.

3. На основании анализа данных, представленных в работах [5-6], можно допустить, что условие равной усталостной долговечности для разных уровней асимметрии циклического нагружения элементов из ПКМ определяется известной зависимостью Гербера

$$\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\text{eqvi}}} + \left(\frac{\sigma_{mi}}{\sigma_{CU}} \right)^2 = 1, \quad (3)$$

где σ_{ai} – амплитуда напряжений i -го цикла с коэффициентом асимметрии цикла R_i ; σ_{mi} – среднее напряжение i -го цикла с коэффициентом асимметрии цикла R_i ; $\sigma_{a\text{eqvi}}$ – эквивалентная амплитуда напряжений i -го цикла (амплитуда эквивалентного симметричного цикла с коэффициентом асимметрии $R=-1,0$); σ_{CU} – предел прочности при сжатии образца.

Зависимость (3) для срезных соединений можно представить в виде

$$\frac{\sigma_{a\text{см}i}}{\sigma_{a\text{eqв см}i}} + \left(\frac{\sigma_{m\text{см}i}}{\sigma_{CM}} \right)^2 = 1,$$

где $\sigma_{a\text{см}i}$ – амплитуда напряжений смятия в опорной поверхности рассматриваемого элемента для i -го цикла с коэффициентом асимметрии цикла R_i ; $\sigma_{m\text{см}i}$ – среднее напряжение смятия для i -го цикла с коэффициентом асимметрии цикла R_i ; $\sigma_{a\text{eqв см}i}$ – эквивалентная амплитуда напряжений смятия для i -го цикла (амплитуда эквивалентного симметричного цикла с коэффициентом асимметрии $R=-1,0$).

том асимметрии $R=-1,0$); σ_{CM} – сопротивление смятию (напряжение смятия при относительной овализации отверстия 6%).

Отсюда

$$\sigma_{a\,eqv\,cm\,i} = \frac{\sigma_{a\,cm\,i}}{1 - (\sigma_{m\,cm\,i} / \sigma_{CM})^2}.$$

В случае, если для цикла «ЗВЗ» и так называемых «главных» циклов (циклов, вносящих наибольшую повреждаемость) спектра усталостных напряжений типового полета $R \approx -1$ и $|\sigma_{m\,cm\,i}| \approx 0$ для практических инженерных расчетов на усталость можно допустить

$$\sigma_{a\,eqv\,cm\,i} \approx \sigma_{a\,cm\,i}.$$

Изгиб и сдвиг срезных болтов в соединении вызывается теми же нагрузками, что и смятие в опорных поверхностях соединяемых элементов в зоне крепежных точек, поэтому в подобных случаях можно также допустить

$$\sigma_{a\,eqv\,изг\,i} \approx \sigma_{a\,изг\,i};$$

$$\tau_{a\,eqv\,i} \approx \tau_{a\,i}.$$

4. Известно [5-6], что при расчетных оценках усталостной долговечности элементов из ПКМ считается справедливой гипотеза линейного суммирования усталостных повреждений (гипотеза Пальмгрена-Майнера)

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1.$$

Аналогичное допущение можно сделать и для процесса накопления усталости в срезных болтах смешанных пакетов.

5. Известно, что значительное влияние на усталостную прочность срезных болтов в смешанных пакетах оказывают:

- различие в значениях модулей упругости ПКМ и материала болта (может выражаться отношением E_t / E_b);

- отношение толщины соединяемого элемента из ПКМ к диаметру болта (отношение t/d).

Ввиду этого расчет нормальных напряжений в гладкой части срезных болтов *от изгиба* целесообразно выполнять с оценкой и использованием *эффективной* толщины смешанного пакета L_{eff} , зависящей от значений перечисленных выше параметров.

6. При расчетах на усталость срезных болтов в смешанных пакетах необходимо также учитывать влияние следующих факторов:

- эксплуатационной влажности и температуры;
- уменьшения (ослабления) в процессе циклического нагружения осевой затяжки болтов;
- наличие или отсутствие в болтовых соединениях *герметиков или заполнителей*.

3. Основные положения метода расчета на усталость срезных болтов в смешанных пакетах

На основании учета и анализа изложенных выше факторов и закономерностей основные положения предлагаемого в настоящей статье метода расчета усталостной долговечности срезных болтов в смешанных металло-композитных пакетах можно представить следующим образом.

1. При расчетах на усталость срезных болтов в смешанных пакетах считается справедливой гипотеза линейного суммирования усталостных повреждений (гипотеза Пальмгрена-Майнера)

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1.$$

2. Основным видом напряжений, приводящих к усталостным повреждениям срезных болтов в смешанных металло-композитных пакетах (искривление болтов, разрушение по границе головка/стержень), считаются напряжения от *сдвига* и *изгиба*.

3. Процедура определения амплитудных значений *эквивалентных* напряжений, используемых в расчете на усталость срезных болтов, устанавливается следующей:

- формируется спектр (циклограмма) результирующих усталостных нагрузок, передаваемых наиболее нагруженной крепежной точкой рассматриваемого соединения в типовом полете;
- выполняется обработка циклограммы результирующих усталостных нагрузок в наиболее нагруженной крепежной точке рассматриваемого соединения методом «дождевого потока» и представление циклограммы нагрузок в виде последовательности циклов нагрузок различного уровня;
- для каждого i -го цикла нагружения определяются амплитудное и средние значения нагрузки;
- для каждого i -го цикла нагружения определяются амплитудные и средние значения напряжений $\sigma_{a\text{изг}i}$, $\tau_{\dot{a}i}$ и $\sigma_{m\text{изг}i}$, τ_{mi} ;
- для каждого i -го цикла нагружения с использованием соотношения Гербера определяются значения *эквивалентных амплитуд* $\sigma_{a\text{eqvизг}i}$ и $\tau_{a\text{eqv}i}$;
- для каждого i -го цикла нагружения с использованием соотношения (2) определяется *амплитуда эквивалентных напряжений*

$$\sigma_{a\text{экс}i} = \sqrt{\sigma_{a\text{eqvизг}i}^2 + 3 \cdot \tau_{a\text{eqv}i}^2}.$$

4. Расчет напряжений от изгиба выполняется с использованием *эффективной* толщины смешанного пакета L_{eff} . В общем случае *эффективная* толщина должна определяться как

$$L_{\text{eff}} = \sum t_{Ai} \times k_{\text{eff}i} + \sum t_{Bi} + \sum \delta_i,$$

где t_{Ai} – толщина i -го соединяемого элемента из ПКМ; $k_{\text{eff}i}$ – коэффициент эффективной толщины i -го элемента из ПКМ; t_{Bi} – толщина i -го соединяемого металлического элемента; δ_i – толщина i -й прокладки между соединяемыми элементами.

5. Коэффициенты эффективной толщины элементов из ПКМ $k_{\text{eff}i}$ должны определяться с использованием специальных *эмпирических* зависимостей

$$k_{\text{eff}i} = f(t_{Ai} / d; E_{Ai} / E_b), \quad (4)$$

где t_{Ai} – толщина i -го соединяемого элемента из ПКМ; d – диаметр болта; E_{Ai} – модуль упругости при растяжении i -го элемента из ПКМ; E_b – модуль упругости при растяжении материала болта.

6. Учет влияния на усталость срезных болтов "эксплуатационной" влажности и температуры, а также уменьшения (ослабления) в процессе циклического нагружения осевой затяжки болтов должен выполняться коррекцией амплитудных значений *эквивалентных* напряжений и использованием вместо них *приведенных* амплитуд $\sigma_{a\text{прив}i}$, определяемых как

$$\sigma_{a\text{прив}i} = \sigma_{a\text{экс}i} \times K_{OC} \times K_{OO3},$$

где K_{OC} – коэффициент влияния окружающей среды ($K_{OC} \geq 1,0$) должен определяться по результатам специально проведенного эксперимента; K_{OO3} – коэффициент влияния на усталость срезного болтового соединения уменьшения (ослабления) в процессе циклического нагружения осевой затяжки болтов должен также определяться по результатам специально проведенного эксперимента, $K_{OO3} > 1$.

7. В качестве базовой кривой усталости срезных титановых и стальных болтов в смешанных пакетах используется кривая усталости (1а).

8. В качестве расчетной кривой усталости срезных болтов в смешанных пакетах принимается кривая усталости (1а) в виде

$$\sigma_{a \text{ прив } i} = c + m \lg N_i, \quad (5)$$

где $\sigma_{a \text{ прив } i}$ – амплитуда приведенных напряжений в гладкой части рассматриваемых болтов; c и m – константы уравнений (1а) и (5).

9. С использованием уравнения (5) выполняется расчет относительной усталостной повреждаемости рассматриваемых болтов от нагружения циклами с амплитудами $\sigma_{a \text{ прив } i}$

$$D_i = n_i / N_i,$$

где n_i – количество циклов с амплитудой $\sigma_{a \text{ прив } i}$.

10. Далее выполняются:

- определение суммарной усталостной повреждаемости рассматриваемых болтов за типовой полет

$$D = \sum n_i / N_i ;$$

- расчет усталостной долговечности рассматриваемых болтов

$$N = 1/D.$$

4. Процедура расчета усталостной долговечности срезных болтов в смешанных пакетах

Собственно предлагаемую процедуру расчета усталостной долговечности срезных болтов в смешанных пакетах можно условно представить в виде последовательности 13-и "шагов".

4.1. Идентификация деталей (элементов) соединения. Определение наиболее нагруженной крепежной точки соединения

На этом шаге должен быть подготовлен эскиз или схема соединения.

С помощью аналитических зависимостей, общих или локальных КЭ моделей рассматриваемого соединения должна быть определена наиболее нагруженная крепежная точка соединения, для которой и должна выполняться оценка усталостной долговечности.

4.2. Расчет эффективной толщины смешанного пакета

На этом шаге должна быть определена эффективная толщина смешанного пакета L_{eff} . Как отмечалось выше, в общем случае она определяется как

$$L_{eff} = \sum t_{Ai} \times k_{eff i} + \sum t_{Bi} + \sum \delta_i .$$

В случае односрезного соединения одного элемента из ПКМ и одного металлического элемента эффективная толщина смешанного пакета определяется как

$$L_{eff} = t_A \times k_{eff} + t_B + \delta .$$

Как отмечалось выше, коэффициенты эффективной толщины элементов из ПКМ $k_{eff i}$ должны определяться с использованием специальных эмпирических зависимостей (4)

$$k_{eff i} = f(t_{Ai} / d; E_{Ai} / E_b) .$$

Пример зависимости (4), построенной с использованием отечественных экспертных данных для срезного болтового соединения в смешанном пакете (болты с потайной головкой), представлен на рис. 1.

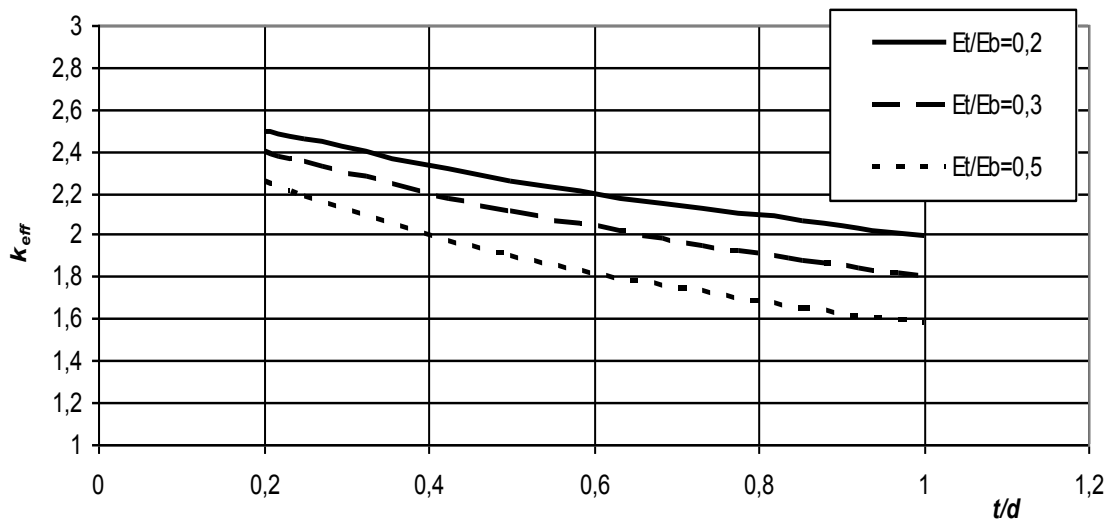


Рис. 1. Значения коэффициентов эффективной толщины из ПКМ в срезных болтовых соединениях (болты с потайной головкой)

4.3. Формирование циклограммы усталостных нагрузок типового полета

На этом шаге, прежде всего, должна быть сформирована циклограмма внешних нагрузок типового полета для рассматриваемого агрегата самолета.

Циклограмма усталостных нагрузок, передаваемых наиболее нагруженной крепежной точкой рассматриваемого соединения, формируется на основе циклограммы внешних нагрузок на агрегат самолета с использованием соотношения

$$P_{x(y),i} = (P_{x(y)КЭМ} / P_{расч}) \times P_i,$$

где $P_{расч}$ – расчетная нагрузка на агрегат; $P_{x(y)КЭМ}$ – нагрузки P_x и P_y , передаваемые наиболее нагруженной крепежной точкой, "снятые" с КЭ модели и соответствующие расчетной нагрузке на агрегат; P_i – нагрузка i -го экстремума спектра (циклограммы) усталостных нагрузок на агрегат в типовом полете.

Спектр (циклограмма) *результатирующих* усталостных нагрузок, передаваемых наиболее нагруженной крепежной точкой рассматриваемого соединения, определяется как

$$P_i = \sqrt{P_{x,i}^2 + P_{y,i}^2}.$$

4.4. Обработка циклограммы результирующих нагрузок методом "дождевого потока" и представление циклограммы в виде последовательности циклов нагрузок различного уровня

На этом шаге должна быть выполнена обработка циклограммы результирующих усталостных нагрузок в наиболее нагруженной крепежной точке рассматриваемого соединения методом «дождевого потока» и представление циклограммы нагрузок в виде последовательности циклов нагрузок различного уровня.

4.5. Определение для каждого выделенного полного цикла амплитудного и среднего значения нагрузки

На этом шаге для каждого i -го полного цикла нагрузки, передаваемой наиболее нагруженной крепежной точкой соединения, определяется амплитудное и среднее значения нагрузки

$$P_{ai} = \left| \frac{P_{maxi} - P_{mini}}{2} \right| \text{ и } P_{mi} = \frac{P_{maxi} + P_{mini}}{2}.$$

4.6. Определение для каждого выделенного полного цикла нагрузки амплитуд и средних значений изгибающих и касательных напряжений

На этом шаге для каждого i -го полного цикла нагрузки, передаваемой наиболее нагруженной крепежной точкой соединения, определяются амплитуды и средние значения нормальных напряжений от изгиба и касательных напряжений от сдвига в гладкой части рассматриваемого болта.

Для односрезных соединений:

$$\sigma_{a_{usz i}} = \frac{M_{a_{usz i}}}{W} = \frac{32 \cdot P_{ai} \cdot L_{eff}}{\pi \cdot d^3}; \quad \sigma_{m_{usz i}} = \frac{M_{m_{usz i}}}{W} = \frac{32 \cdot P_{mi} \cdot L_{eff}}{\pi \cdot d^3};$$

$$\tau_{ai} = \frac{4 \cdot P_{ai}}{\pi \cdot d^2}; \quad \tau_{mi} = \frac{4 \cdot P_{mi}}{\pi \cdot d^2}.$$

Для двухсрезных соединений аналогичные зависимости определяются с использованием рекомендаций работы [8] по расчету проушин и подобных соединений:

$$\sigma_{a_{usz i}} = \frac{M_{a_{usz i}}}{W} = \frac{32 \cdot (P_{ai} / 2) \cdot (L_{eff} / 2)}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot P_{ai} \cdot L_{eff}}{\pi \cdot d^3};$$

$$\sigma_{m_{usz i}} = \frac{M_{m_{usz i}}}{W} = \frac{8 \cdot P_{mi} \cdot L_{eff}}{\pi \cdot d^3}; \quad \tau_{ai} = \frac{2 \cdot P_{ai}}{\pi \cdot d^2}; \quad \tau_{mi} = \frac{2 \cdot P_{mi}}{\pi \cdot d^2}.$$

4.7. Определение для каждого выделенного полного цикла нагрузки эквивалентных амплитуд и амплитуды эквивалентных напряжений

На этом шаге для каждого i -го полного цикла нагрузки:

- с использованием соотношения Герберга определяются значения *эквивалентных амплитуд* $\sigma_{a_{eqvusz i}}$ и $\tau_{a_{eqvi}}$;
- с использованием соотношения (2) определяется *амплитуда эквивалентных напряжений*

$$\sigma_{a_{эв i}} = \sqrt{\sigma_{a_{eqvusz i}}^2 + 3 \cdot \tau_{a_{eqvi}}^2}.$$

4.8. Определение параметров расчетного уравнения усталости

На этом шаге на основе обработки известных экспериментальных данных по усталостной прочности рассматриваемых болтов или путем перестроения кривой усталости (1) должны быть определены значения параметров s и m уравнений (1а) и (5).

4.9. Определение значений коэффициентов коррекции и амплитуд приведенных напряжений

На этом шаге должны быть определены значения коэффициентов коррекции K_{OC} ; K_{OO3} и значения амплитуд приведенных напряжений

$$\sigma_{a_{прив i}} = \sigma_{a_{эв i}} \times K_{OC} \times K_{OO3}.$$

4.10. Расчет относительной и суммарной усталостной повреждаемости рассматриваемых болтов

На этом шаге выполняются:

- с использованием уравнения (5) определение относительной усталостной повреждаемости рассматриваемых болтов от нагружения циклами с амплитудами приведенных напряжений $\sigma_{a\text{прив}i}$

$$D_i = n_i / N_i ,$$

где n_i – количество циклов с амплитудой $\sigma_{a\text{прив}i}$;

- определение суммарной усталостной повреждаемости рассматриваемых болтов за типовой полет

$$D = \sum n_i / N_i .$$

4.11. Определение значения коэффициента надежности

На этом шаге с учетом рекомендаций работы [7] и раздела 5 настоящей статьи определяется значение коэффициента надежности η для рассматриваемых болтов.

4.12. Расчет усталостной долговечности и безопасного ресурса рассматриваемых болтов

На этом шаге выполняются:

- расчет усталостной долговечности рассматриваемых болтов

$$N = 1/D;$$

- расчет безопасного ресурса рассматриваемых болтов

$$T_{BP} = \frac{N}{\eta} .$$

4.13. Оценка запаса усталостной долговечности

Оценка запаса усталостной долговечности (который можно обозначить как FLM – Fatigue Life Margin) производится с использованием соотношения

$$FLM = T_{BP} / T ,$$

где T – проектный ресурс самолета (в полетах).

5. Оценка потребных значений коэффициентов надежности при расчетах на усталость срезных болтов в смешанных пакетах

Для оценки потребных значений суммарных коэффициентов надежности η_Σ при расчетах на усталость элементов авиаконструкций из ПКМ в работе [7] предложено следующее соотношение

$$\eta_\Sigma = \eta_0 \times \eta_1 \times \eta_2 ,$$

где η_0 – значение «базового» эмпирического коэффициента надежности, учитывающего разброс характеристик сопротивления усталости элементов из ПКМ; η_1 – дополнительный коэффициент надежности, учитывающий возможность возникновения более ранних повреждений в элементах из ПКМ, чем возникновение повреждений в образцах, на базе результатов испытаний которых строятся кривые усталости типа (1), (1а) и (5); η_2 – дополнительный коэффициент надежности для срезных болтовых соединений, учитывающий возможность возникновения более ранних повреждений в соединениях с использованием герметиков или заполнителей.

В табл. 1 приведены значения коэффициентов надежности, которые рекомендованы в работе [7] при инженерных расчетах на усталость срезных болтовых соединений. Эти же значения коэффициентов надежности могут быть рекомендованы и при расчетах на усталость срезных болтов в смешанных пакетах.

Таблица 1

Значения коэффициентов надежности, рекомендуемые при расчетах на усталость срезных болтовых соединений элементов из ПКМ

Тип элемента из ПКМ	η_0	η_1	η_2	η_Σ
Срезные болтовые соединения	10,0	1,5	2,0	30,0

6. Заключение

1. По результатам обзора, анализа и использования данных работ [1-8] сформулированы и представлены основные положения метода расчета на усталость срезных болтов в смешанных металло-композитных соединениях.

2. Как показали результаты апробации представленного метода, расчеты на усталость с его использованием позволяют получать достаточно консервативные результаты, в целом *не противоречащие* экспериментальным данным.

3. Как правило, несмотря на консервативность подобных расчетов, результаты расчетов показывают достаточно большие запасы по усталостной прочности рассматриваемых соединений, тем не менее следует особо отметить, что основная цель представленного метода – это возможность поиска ошибочных конструктивно-технологических решений, дающих неудовлетворительные результаты по усталостной прочности срезных болтовых соединений в смешанных пакетах.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Composite Materials**, Military Handbook 17, *Materials Usage Design and Analysis*, Vol 3, Department of Defense, Philadelphia, PA.
2. **Rouchon J.** Fatigue and Damage Tolerance Aspects for Composite Aircraft Structures, Delft, March 1995.
3. **Michael Chun-Yung Niu.** Composite Airframe Structures. First Edition. Hong Kong Conmilit Press Ltd. 1992. P. 664.
4. **Reifsnider K.** Durability and Damage Tolerance of Fibrous Composite Systems. Handbook of Composites. Edited by S.T. Peters. Published in 1998 by Chapman & Hall, London.
5. **ASM Handbook. Volume 19.** Fatigue and Fracture. The Volume was prepared under the direction of the ASM International Handbook Committee. 1996.
6. **ASM Handbook. Volume 21.** Composites. The Volume was prepared under the direction of the ASM International Handbook Committee. 2001.
7. **Стрижиус В.Е.** О некоторых гипотезах и допущениях при расчете усталостной долговечности элементов авиаконструкций из ПКМ // Научный Вестник МГТУ ГА. - 2011. - № 163. - С. 96-102.
8. **Michael Chun-Yung Niu.** Airframe Structural Design. Hong Kong Conmilit Press Ltd. 1988. P. 612.

METHOD FOR FATIGUE LIFE ANALYSIS OF SHEAR JOINT FASTENERS IN METAL-COMPOSIT JOINTS OF AIRCRAFT STRUCTURAL ELEMENTS

Strizhius V.E.

By results of the review, the analysis and use of data of activities [1-8] substantive provisions of a method for fatigue life analysis of shear joint fasteners in metal-composit joints of aircraft structural elements are formulated and presented. It is noticed, that a main objective of working out and application of the presented method – search of the

erroneous is constructive-technological decisions yielding unsatisfactory settlement and experimental results on fatigue durability of shear joints in mixed packages.

Key words: fatigue life, metal-composit joints of aircraft structural elements.

Сведения об авторе

Стрижиус Виталий Ефимович, 1951 г.р., окончил ХАИ (1974), заместитель главного инженера ООО «Прогрестех», доктор технических наук, автор более 40 научных работ, область научных интересов – методы расчета на усталость элементов авиаконструкций.