

## **ВЛИЯНИЕ ОСЕВОГО НАТЯГА НА ЛОКАЛЬНОЕ НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ В ОДНОСРЕЗНЫХ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ**

Источниками усталостного разрушения планера самолета в большинстве случаев являются соединения [1 – 3]. Проблемы, связанные с этим элементом конструкции, возникают и по сей день, приводя к разрушениям авиационной техники.

Процесс формирования разнообразных методов расчета прочности и долговечности соединений имеет многолетнюю историю [1, 4, 5], что связано с наличием существенного количества конструктивно-технологических факторов, влияющих на напряженно-деформированное состояние (НДС) и долговечность наиболее опасной зоны [1, 2, 6].

Одним из таких факторов является осевой натяг как технологический способ повышения усталостной долговечности соединений [1, 2]. При наличии осевой затяжки болтов в соединении увеличиваются силы трения по контактным поверхностям и возникают сжимающие напряжения от стяжки пакета, что приводит к уменьшению концентрации напряжений около отверстий [2]. Следует отметить, что в 1970 – 1980-е годы задача о напряженном состоянии на контуре отверстия соединения зачастую решалась с помощью принципа суперпозиции, который предусматривал рассмотрение нескольких более простых задач: полосы со свободным отверстием; полосы с нагруженным отверстием, передающим всю нагрузку соединения; сектора соединения под действием удельного сжимающего давления от осевой затяжки [2, 4, 7]. Такой подход дает лишь качественную оценку напряженного состояния в соединении.

В настоящее время существует ряд методик расчета долговечности соединений с учетом осевой затяжки, однако все они сформированы в рамках метода расчета долговечности элементов конструкции по номинальным напряжениям, основанном на использовании эмпирических коэффициентов [6, 8]. Например, в работе [6] предложена методика оценки напряженного состояния соединений с помощью так называемого «рейтинга усталости» и соответствующих коэффициентов коррекции, один из которых и учитывает влияние осевой затяжки. Значения этих коэффициентов определяются с помощью банка данных экспериментальных результатов испытаний на усталость различных образцов и натуральных конструкций.

Влияние осевого натяга на напряженное состояние в соединении связано с локальными эффектами, оценить влияние которых с точки зрения расчета долговечности по номинальным напряжениям можно

исключительно с помощью коэффициентов, полученных опытным путем, что приводит к дополнительным испытаниям.

В то же время интенсивно развивается метод расчета долговечности по локальному напряженному состоянию, основанный на свойствах материала и параметрах локального цикла деформирования [9 – 11]. Учитывая изменение локального напряженного состояния в зависимости от различных факторов, можно исключительно расчетным путем предсказать долговечность соединений. В рамках данного подхода сформирована методика расчета долговечности соединений, однако в ней не учтены конструктивно-технологические факторы [12].

Характерной особенностью напряженного состояния соединений с осевой затяжкой является область сжимающих напряжений, создаваемая по толщине листа в зоне отверстия. В работах Баха, Бобарыкова и Ретшера эта область имеет форму усеченного конуса, начинающегося от опорной поверхности гайки, другими авторами высказано предположение о форме полого цилиндра [2, 13]. В зависимости от выбранной формы формулы для расчета радиальных и тангенциальных напряжений имеют различный вид. Во избежание неточностей, привносимых различными гипотезами и допущениями, расчет НДС соединений на сегодняшний день выполняют с помощью метода конечных элементов (МКЭ), позволяющего учесть всю сложность и многокомпонентность исследуемого объекта. Большое количество работ, связанных с расчетом НДС в конечно-элементных пакетах, посвящено двухсрезным соединениям как наиболее распространенным в авиационной конструкции [13, 14]. Однако достаточно интересными являются наблюдения авторов работы [2], которые основаны на анализе экспериментальных результатов. Отмечено, что положительный эффект от осевой затяжки в случае односрезных соединений меньше, чем для двухсрезных. Именно поэтому данная работа направлена на исследование влияния величины осевого натяга на локальное напряженное состояние болтовых соединений листов внахлест.

В качестве исследуемых объектов рассмотрены модели образцов однорядного и трехрядного болтовых соединений с наиболее типовыми для авиационных конструкций основными геометрическими размерами. На рис. 1 показана геометрия листов соединений, выполненных из алюминиевого сплава Д16.

Посадка крепежного элемента в отверстие соединения смоделирована без зазора и радиального натяга, при этом усилие осевой затяжки имитировалось специальными конечными элементами. Рассмотрен весь возможный диапазон изменения усилия осевого натяга  $Q = 1000...2200$  Н для стального болта диаметром 5 мм [15].

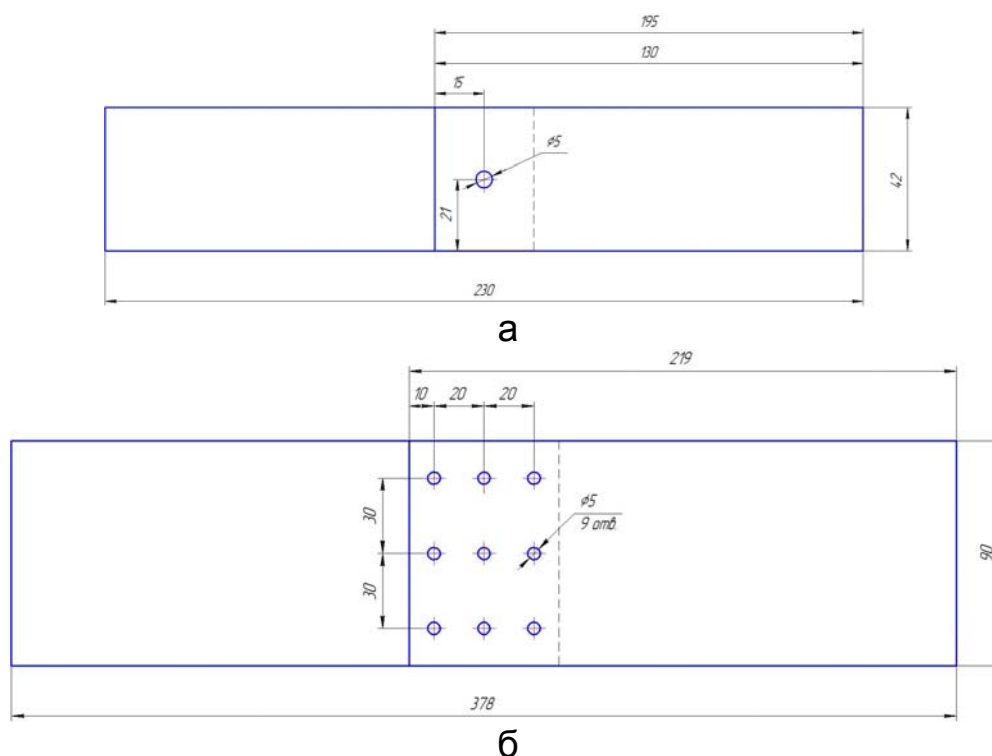


Рисунок 1 – Геометрия листов:

а – однорядное соединение; б – трехрядное соединение

Трехмерные твердотельные модели соединений показаны на рис. 2. Ввиду симметрии образцов относительно продольной оси рассмотрены половины моделей.

Условия закрепления и нагружения соединений соответствуют таковым для образцов в захватах испытательной машины: по грани А модель жестко закреплена, а на поверхности В, С наложен запрет на вертикальные перемещения (см. рис. 2). К плоскости рассечения моделей применено условие симметрии. Расчеты выполнены для диапазона номинальных напряжений в сечении «брутто» 15...80 МПа для однорядных соединений и 40...160 МПа – для трехрядных.

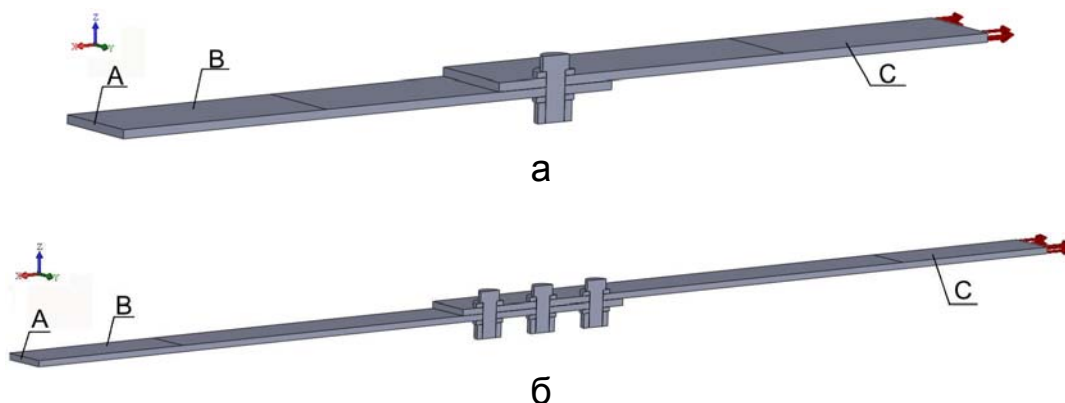


Рисунок 2 – Трехмерные модели болтовых соединений с принятыми граничными условиями:

а – однорядное соединение; б – трехрядное соединение

Анализ локального НДС выполнен на основе результатов решения задачи о контактном взаимодействии деталей стыка в геометрически нелинейной упругой постановке с помощью МКЭ. Выбор линейного физического закона объясняется исследованием изменений теоретических коэффициентов концентрации напряжений ( $K_T$ ) в зависимости от усилия осевой затяжки. Значения  $K_T$  необходимы при расчете величин упругопластических напряжений и деформаций на основе приближенных зависимостей (формулы Нейбера, Биргера, Глинки и др.), которые традиционно используются в методах расчета по локальному НДС.

Конечно-элементная модель создана с использованием двадцатиузловых элементов, размеры которых в зоне отверстия определены с помощью анализа сходимости результатов расчета напряженного состояния. Следует отметить, что в зоне концентратора напряжений обеспечена регулярная сетка элементов, что крайне важно для равномерного распределения контактных давлений. Контактные пары созданы по всем соприкасающимся плоскостям с учетом коэффициентов граничного трения для пар «алюминий – алюминий» и «алюминий – сталь», равных 0,05 и 0,15 соответственно [16].

Пример распределения первых главных и эквивалентных напряжений, вычисленных согласно теории Хуберта – Мизеса [17], в соединениях при номинальных напряжениях в сечении «брутто» 60 МПа и усилие затяжки  $Q = 1600$  Н показан на рис. 3, 4.

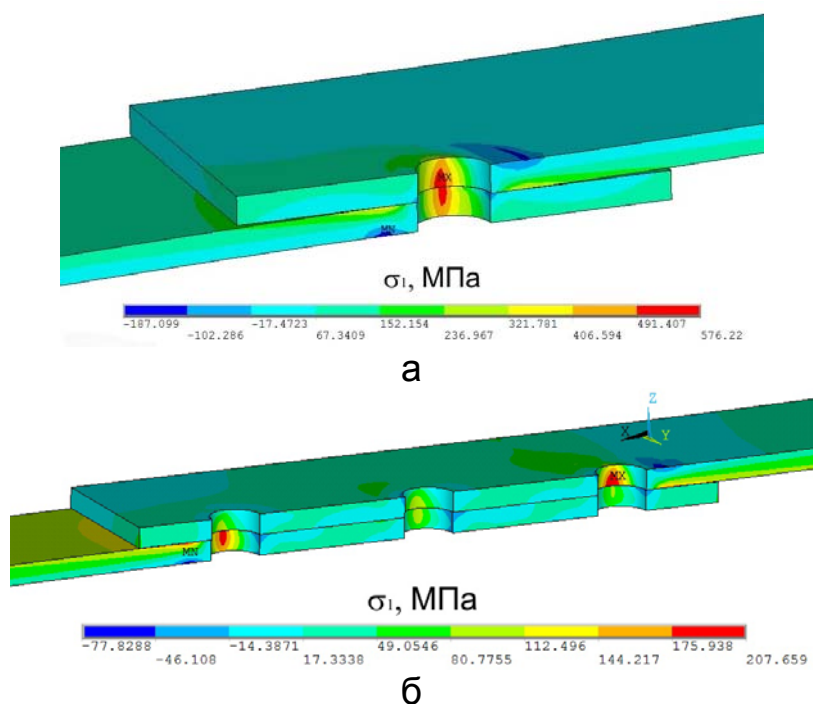


Рисунок 3 – Распределение первых главных напряжений:  
а – однорядное соединение; б – трехрядное соединение

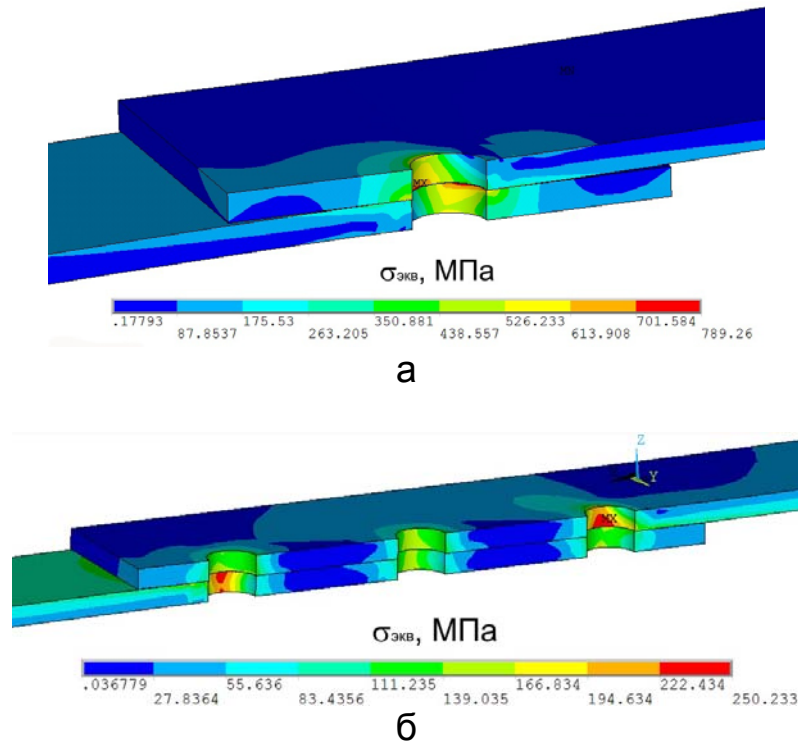


Рисунок 4 – Распределение эквивалентных напряжений Мизеса:  
а – однорядное соединение; б – трехрядное соединение

Известно, что в зоне отверстия под крепежный элемент реализуется сложное поле напряжений. В трехрядном соединении зона максимальной концентрации эквивалентных напряжений находится на поперечном диаметре со стороны сопрягаемых поверхностей листов, при этом первые главные напряжения существенно больше вторых и третьих. В однорядном соединении зоны максимальной концентрации первых главных и эквивалентных напряжений не совпадают, а отстоят друг от друга примерно на  $45^\circ$  (см. рис. 5). Смещение зоны максимальных эквивалентных напряжений от поперечного диаметра обусловлено появлением больших отрицательных третьих главных напряжений. Однако, как показывают экспериментальные исследования, усталостная трещина в основном развивается от поперечного диаметра отверстия [2, 13].

Для пояснения этого интересного факта рассмотрим напряженное состояние на контуре отверстия в цилиндрической системе координат, помещенной в его центре. Схема отсчета угла  $\theta$  показана на рис. 5.

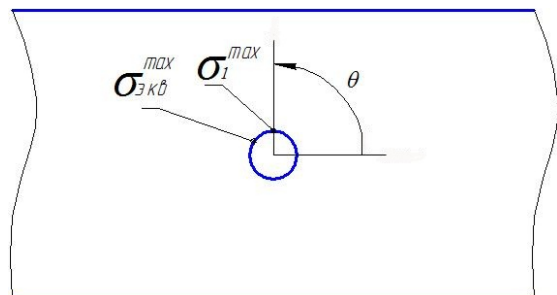


Рисунок 5 – Схема отсчета угла  $\theta$

Пример распределения радиальных напряжений по кромке отверстия верхнего листа в зоне контактного взаимодействия с нижним

листом показан на рис. 6. Для трехрядного соединения результаты приведены по наиболее нагруженному отверстию первого ряда.

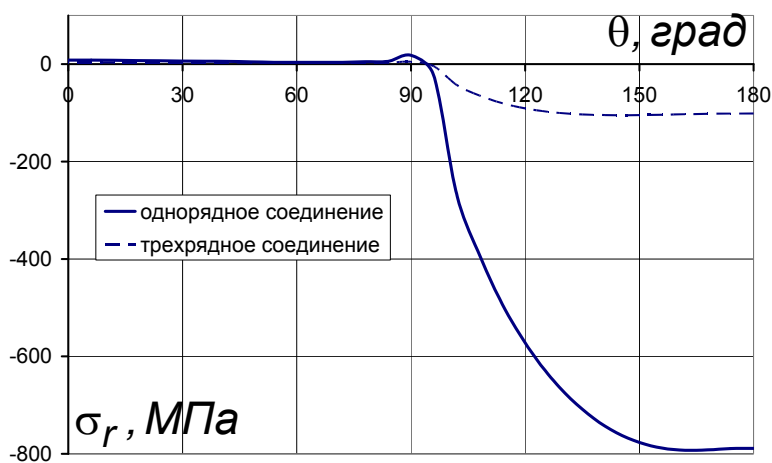


Рисунок 6 – Распределение радиальных напряжений по кромке отверстия верхнего листа соединения при  $\sigma_{бр} = 60$  МПа,  $Q = 1600$  Н

Ввиду высокой нагруженности в однорядных соединениях реализуются большие напряжения смятия, которые и приводят к появлению существенных сжимающих напряжений на контуре отверстия. Это, в свою очередь, влечет за собой смещение максимальных эквивалентных напряжений от поперечного диаметра отверстия к продольному. Однако, вполне очевидно, что в объеме материала, находящегося в условиях сжатия, не будут развиваться усталостные трещины. Следует отметить, что вопрос, связанный с правомерностью оценки усталостной прочности по эквивалентным напряжениям Мизеса в случае сложного напряженного состояния с большими отрицательными третьими главными напряжениями, требует более детальной проработки. В рамках поставленной задачи будем считать наиболее опасной точку, в которой реализуются наибольшие главные напряжения. Поскольку  $\sigma_1$  достигают своих максимальных значений в районе поперечного диаметра, то и эквивалентные напряжения, принятые в расчете, взяты в этой же зоне.

Таким образом, наиболее опасная зона в соединениях внахлест находится в районе поперечного диаметра со стороны поверхностного контакта листов. Распределение продольных нормальных напряжений ( $\sigma_x$ ) по толщине листа, как и в случае соединений без затяжки, неравномерно, что объясняется наличием локальных напряжений от изгиба, которые возникают в результате наличия эксцентриситета при передаче нагрузки крепежным элементом. На рис. 7 показан пример распределения напряжений  $\sigma_x$  по толщине листа для ряда значений осевого натяга.

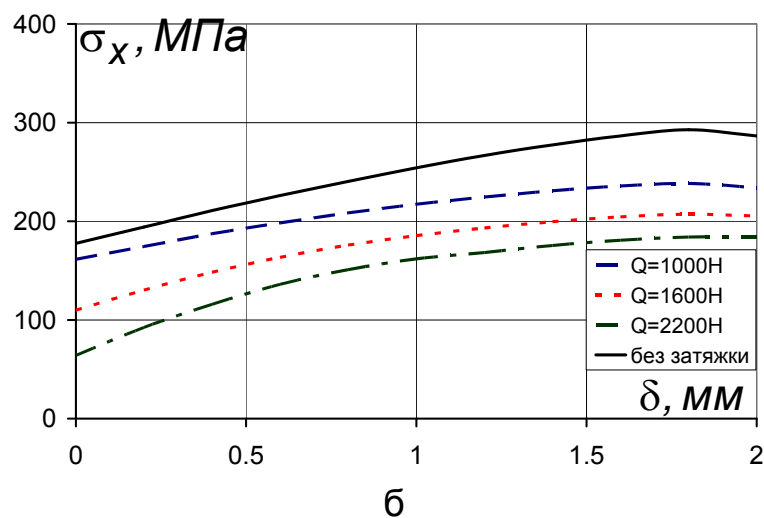
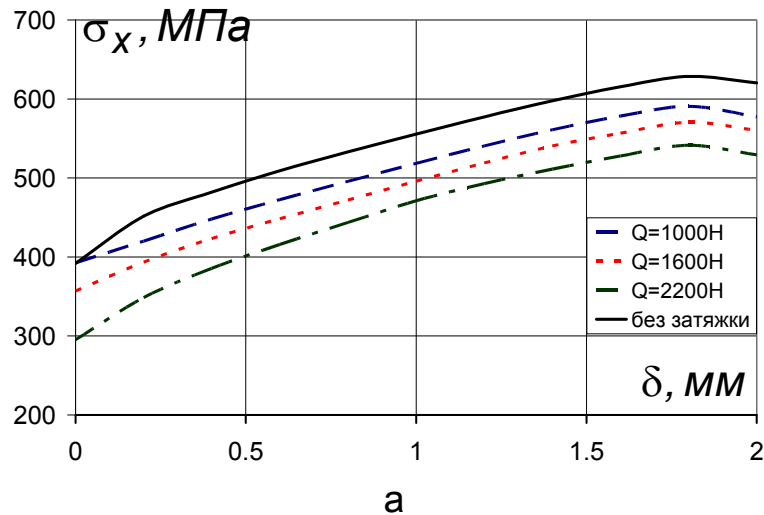


Рисунок 7 – Распределение продольных нормальных напряжений по толщине листа ( $\sigma_H = 60$  МПа):

а – однорядное соединение; б – трехрядное соединение

Оценить значение напряжений от изгиба можно с помощью коэффициента изгиба [11]

$$K_u = \frac{\sigma_u}{\sigma_o};$$

$$\sigma_u = \frac{\sigma_v - \sigma_H}{2}; \quad \sigma_o = \frac{\sigma_v + \sigma_H}{2},$$

где  $\sigma_u$  – локальные напряжения от изгиба;

$\sigma_o$  – осевые (продольные) напряжения от растяжения-сжатия;

$\sigma_v, \sigma_H$  – максимальные продольные нормальные напряжения на верхней и нижней поверхностях листа в зоне поперечного диаметра, вычисленные с помощью МКЭ.

На рис. 8 показано изменение  $K_u$  в зависимости от номинальных напряжений для ряда значений усилий осевой затяжки.

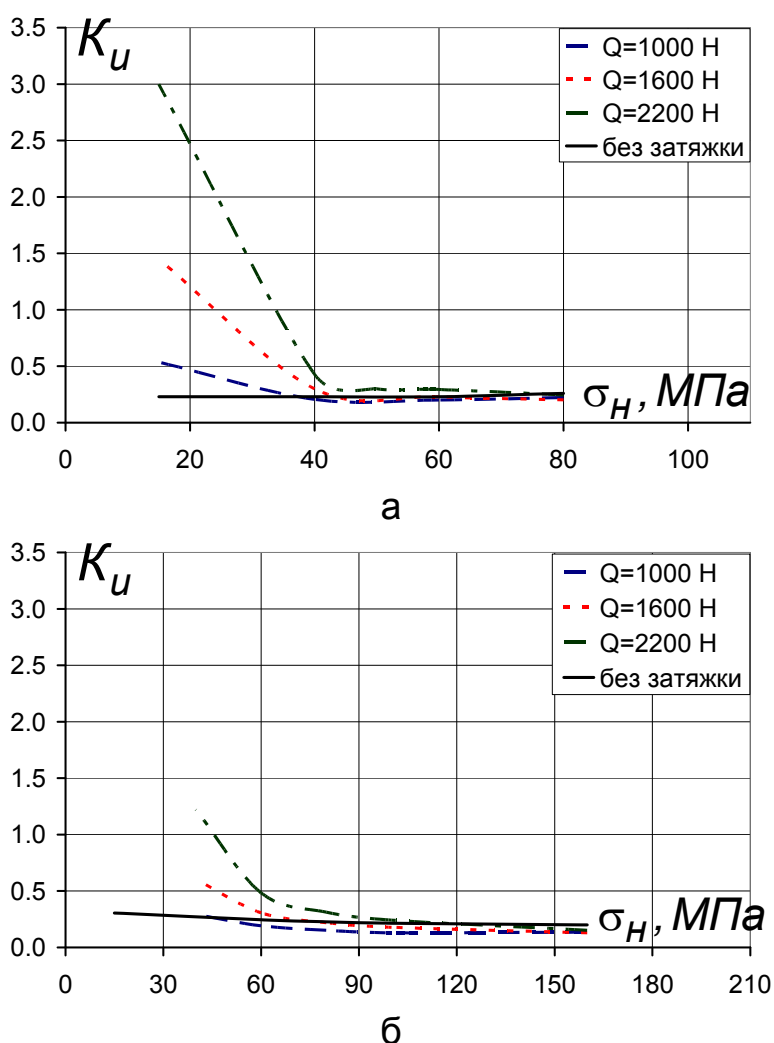


Рисунок 8 – Зависимость коэффициента изгиба от номинальных напряжений:

а – однорядное соединение; б – трехрядное соединение

Как и в случае болтовых соединений листов внахлест без затяжки крепежного элемента [18], коэффициент изгиба нелинейно увеличивается с уменьшением номинальных напряжений. Следует отметить, что наибольших значений этот коэффициент достигает при локальных упругих напряжениях, не превышающих предел текучести материала. Более того напряжения от изгиба зависят и от уровня осевого натяга: с увеличением  $Q$  от 1000 до 2200 Н коэффициент изгиба увеличивается в несколько раз: до 6 раз в однорядном соединении и до 4 раз – в трехрядном (см. рис. 8).

Наличие локальных напряжений от изгиба существенно влияет на общую нагруженность соединения, оценить которую можно с помощью обобщенного коэффициента концентрации напряжений [19]



$$K_{Ta} = \frac{\sigma_y}{\sigma_H},$$

где  $\sigma_y$  – упругие эквивалентные напряжения, вычисленные с помощью МКЭ;

$\sigma_H$  – номинальные напряжения.

Значения этого коэффициента непосредственно зависят от того, какие эквивалентные напряжения будут приняты в расчете. Именно поэтому в работе приведены значения обобщенного коэффициента концентрации напряжений, вычисленные как с использованием первой теории прочности (теории наибольших нормальных напряжений), так и четвертой (теории энергии формоизменения) [17]

$$K_{Ta}^{(1)} = \frac{\sigma_y^{(1)}}{\sigma_H},$$

где  $\sigma_y^{(1)}$  – эквивалентные напряжения, вычисленные по теории наибольших нормальных напряжений.

$$K_{Ta}^{(4)} = \frac{\sigma_y^{(4)}}{\sigma_H},$$

где  $\sigma_y^{(4)}$  – эквивалентные напряжения, вычисленные по теории энергии формоизменения.

Уменьшение максимальных эквивалентных напряжений происходит в основном за счет понижения первых главных напряжений, что подтверждает предположение, выдвинутое в работе [2]. Передача части нагрузки соединения через граничное трение (с учетом покрытия, герметика или смазки) невелико. Однако в случае сухого трения алюминия по алюминию ( $K_{mp} = 0,94$ ) обобщенный коэффициент концентрации напряжений может существенно уменьшаться (до двух раз). Исследование влияния состояния контактирующих поверхностей на величину коэффициента трения и, следовательно, на долю нагрузки, передаваемую трением, не являлось целью данной работы и требует отдельного детального рассмотрения.

На рис. 9 показана зависимость обобщенного коэффициента концентрации напряжений болтовых соединений от уровня осевой затяжки. Значения  $K_{Ta}$  отличаются в зависимости от принятых эквивалентных напряжений. При этом на высоких уровнях нагрузок этого отличия практически нет, в то время как при низких номинальных напряжениях наблюдается как качественное, так и количественное отличие полученных зависимостей.

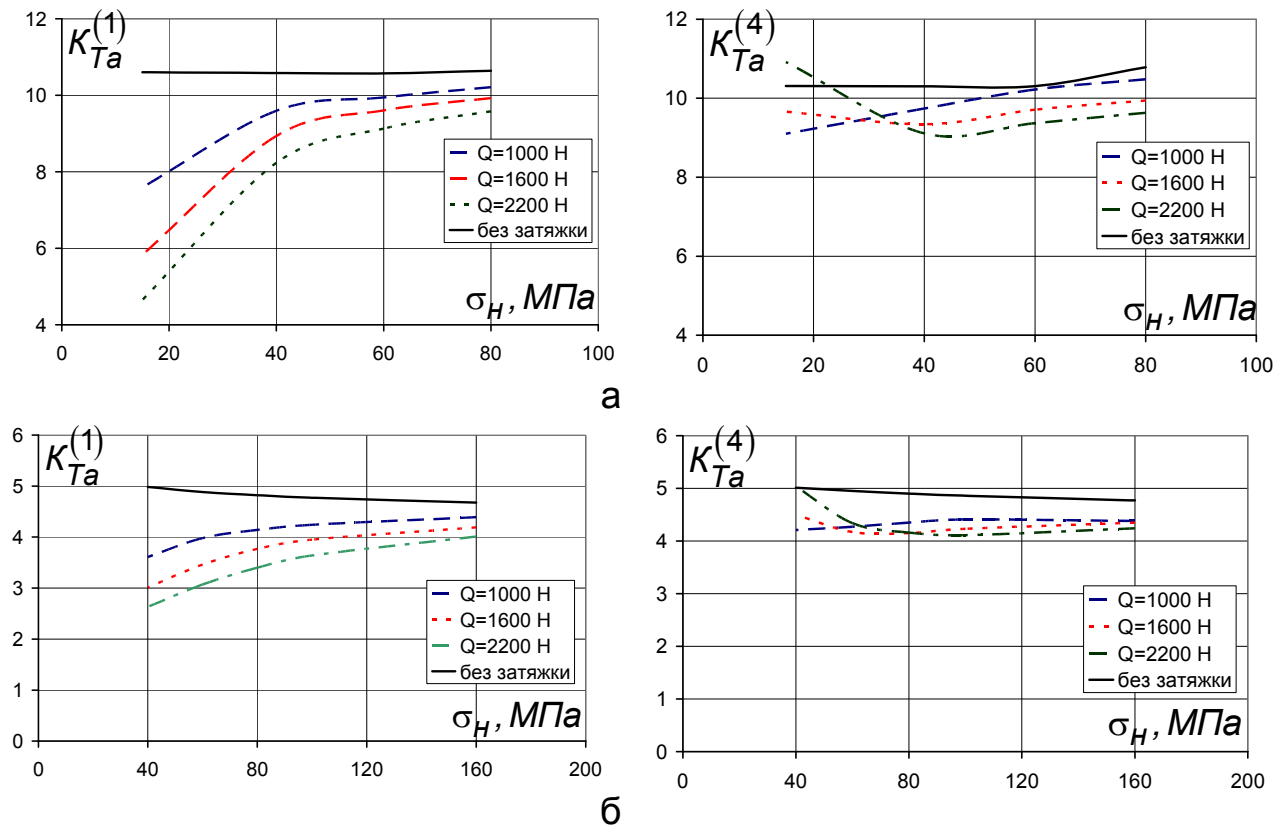


Рисунок 9 – Зависимость обобщенного коэффициента концентрации напряжений от уровня осевой затяжки:  
а – однорядное соединение; б – трехрядное соединение

Если оценивать напряженное состояние в соединениях с осевой затяжкой крепёжных элементов по сравнению с соединениями без нее по теории наибольших нормальных напряжений, то заметно существенное снижение нагруженности наиболее опасной зоны во всем диапазоне номинальных напряжений. При этом наибольшее понижение напряжений происходит при  $Q = 2200$  Н как в однорядном (до 1.8 раз), так и в трехрядном (до 2.3 раза) соединениях.

В случае использования  $K_{Ta}^{(4)}$  при оценке нагруженности соединений максимальные напряжения в концентраторе при наличии осевой затяжки понижаются, но не во всем диапазоне прикладываемой нагрузки. Для низких значений номинальных напряжений, при которых начинается существенное повышение коэффициента изгиба, положительный эффект от осевого натяга уменьшается. Для минимальных значений рассмотренного диапазона нагрузки и при  $Q = 2200$  Н обобщенные коэффициенты концентрации напряжений в соединениях с затяжкой и без нее практически не отличаются. Этот факт заслуживает особого внимания при анализе повреждения, наносимого длительными ступенями с малой амплитудой при нерегулярном нагружении.

Таким образом, вопрос, связанный с выбором теории прочности, определяющей опасное состояние в наиболее нагруженной зоне, требует дополнительных экспериментальных исследований.

### Выводы

1. В болтовых соединениях внахлест с учетом осевой затяжки крепежных элементов реализуется неравномерное поле напряжений по высоте отверстия, что объясняется наличием локальных напряжений от изгиба. Так же, как и в соединениях без осевой затяжки, коэффициент изгиба зависит от внешней нагрузки нелинейно. Чем выше уровень затяжки и меньше внешнее усилие, тем более значительны коэффициенты изгиба (0,5...3 – однорядное соединение; 0,4...1,2 – трехрядное соединение).

2. Оценка влияния осевой затяжки на напряженное состояние в соединении зависит от принятой теории прочности. На высоких уровнях нагрузки отличие по максимальным напряжениям в зависимости от выбранной теории прочности невелико (не превышает 3%), в то время как при низких уровнях нагрузки это отличие может достигать двух раз.

### Список использованных источников

1. Сопротивление усталости элементов конструкций [Текст] / А.З. Воробьев, Б.И. Олькин, В.Н. Стебенев и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.

2. Ярковец, А.И. Технология выполнения высокоресурсных заклепочных и болтовых соединений в конструкциях самолетов [Текст] / А.И. Ярковец. – М.: Машиностроение, 1987. – 191 с.

3. Галкин, С.И. Классификация локальных зон элементов конструктивных нерегулярностей нижней поверхности центроплана и крыла пассажирских самолетов [Текст] / С.И. Галкин, В.Д. Ремнев, В.М. Син // Местная прочность конструктивных нерегулярностей планера самолета: сб. работ, Труды ЦАГИ. – Вып. 2018. – М.: Изд. отдел ЦАГИ, 1979. – С. 21 – 34.

4. Прочность болтовых и заклепочных соединений элементов авиационных конструкций. Обзор по материалам зарубежной печати. – М.: ОНТИ ЦАГИ. – 1987. – № 673. – 63 с.

5. Прочность элементов авиационных конструкций с концентраторами напряжений. Обзор по материалам зарубежной печати. – М.: ОНТИ ЦАГИ. – 1983. – №620. – 76 с.

6. Стрижиус, В.Е. Методика расчетов на усталость элементов авиационных конструкций с использованием рейтингов усталости [Текст] / В.Е. Стрижиус // Научный Вестник МГТУ ГА. Сер. Аэромеханика,

прочность, поддержание летной годности ВС. – М., 2008. – № 130. – С. 47 – 58.

7. Airframe Structural Design [Text]: practical design information and data on aircraft structures by Michael Chun-Yung Niu. – Technical book company, Los Angeles, California, 1988. – 615 p.

8. Гребеников, А.Г. Исследование влияния радиального натяга, осевой затяжки болтов и поверхностного упрочнения элементов срезного соединения из титанового сплава ВТ6 на их усталостную долговечность [Текст] / А.Г. Гребеников, В.Н. Клименко // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Вып. 31. – Х., 2006. – С. 41 – 54.

9. Фомичев, П.А. Прогнозирование долговечности по локальному напряженно-деформированному состоянию. Сообщение 1. Определение напряжений и деформаций в надрезах при циклическом упругопластическом деформировании [Текст] / П.А. Фомичев, В.В. Звягинцев // Проблемы прочности: междунар. науч.-техн. журнал. – 2000. – № 3. – С. 37 – 45.

10. Фомичев, П.А. Прогнозирование долговечности тел с надрезами по локальному напряженно-деформированному состоянию. Сообщение 2. Определение параметра, характеризующего долговечность тел с концентраторами напряжений [Текст] / П.А. Фомичев // Проблемы прочности: междунар. науч.-техн. журнал. – 2000. – № 3. – С. 46 – 55.

11. Фомичев, П.А. Прогнозирование долговечности тел с надрезами по локальному напряженно-деформированному состоянию. Сообщение 3. Учет градиентов напряжений и деформаций [Текст] / П.А. Фомичев // Проблемы прочности: междунар. науч.-техн. журнал. – 2000. – № 4. – С. 12 – 21.

12. Гонтаренко, А.П. Методика расчета долговечности болтовых и заклепочных соединений элементов авиационных конструкций по локальному напряженно-деформированному состоянию: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.03; защищена 03.11.2000; утв. 05.04.2001 / Гонтаренко Андрей Петрович. – Х., 2000. – 128 с.

13. Oskouei, R.H. A finite element stress analysis of aircraft bolted joints loaded in tension [Text] / R.H. Oskouei, M. Keikhosavy, C. Soutis / The Aeronautical Journal. – Volume 114, No 1156. – 2010. – P. 50 – 56.

14. Гребеников, А.Г. Исследование влияния осевого и радиального натяга на напряженное состояние пластины с цилиндрическим отверстием, заполненным болтом, при растяжении [Текст] / А.Г. Гребеников, И.П. Палади // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Вып. 2. – Х., 1998. – С. 63 – 78.

15. Выбор величин предварительной затяжки болтов: Методика CAE K002 MT014/01. – 2000. – 40 с.

16. Авиационный технический справочник [Текст] / Эксплуатация, обслуживание, ремонт, надежность; под общ. ред. В.Г. Александрова. – М., 1975. – 412 с.

17. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов [Текст] / Н.М. Беляев. – М.: Гостехтеориздат. –1958. – 846 с.

18. Решетникова, Р.Ю. Анализ напряженного состояния болтовых соединений, нагруженных растяжением-сжатием и местным изгибом [Текст] / Р.Ю. Решетникова // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Вып. 3 (71). – Х.: ХАИ, 2012. – С. 50 – 61.

19. Фомичев, П.А. Методика определения локальных упругопластических напряжений и деформаций в условиях совместного циклического растяжения-сжатия и изгиба [Текст] / П.А. Фомичев, А.С. Третьяков // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Вып. 3 (59). Х., 2009. – С. 33 – 43.

*Поступила в редакцию 22.02.2013.*

*Рецензент: д-р техн. наук, проф. П.А. Фомичев,  
Национальный аэрокосмический университет  
им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков.*