

УДК 629.735.33.001.63:681.3.01

А. С. ДАНОВ

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОРЕСУРСНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВЫСОКОПРОЧНЫМИ ЗАКЛЁПКАМИ С КОМПЕНСАТОРАМИ И ОГРАНИЧИТЕЛЬНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Предложены алгоритм и теоретико-экспериментальная методика выбора параметров соединений на основе высокопрочного заклёпочного крепежа с компенсаторами и ограничительными элементами, с учётом осевых циклических нагрузок и конкретной технологии их выполнения. Введены критерии обеспечения высокого качества соединений с учетом микро- и макроструктуры материала деталей пакета и заклепок, осевая долговечность и радиальный натяг в соединении, позволяющие формировать заданные свойства крепежной точки путем комплексного анализа всей конструкторско-технологической цепочки проектирования. Определено влияние технологических отклонений по усилию клёпки на качество соединений. Разработаны рекомендации по снижению чрезмерной раздачи соединений предложенными высокопрочными заклёпками.

Ключевые слова: высокопрочные заклёпки, компенсаторы, ограничительные элементы, осевая циклическая нагрузка, долговечность, запрессовка, раздача, стеснённая осадка.

Введение

При создании современных самолетов, в том числе большой грузоподъемности, применяются высокопрочные заклепочные и комбинированные крепежные соединения диаметром (4,0 – 8,0 мм).

Клепка подобных высокопрочных заклепок большого (>4 мм) диаметра из алюминиевых (В 65, В 95), высокопрочных титановых (ВТ 16, ВТ 30, ВТ 3-1) сплавов и сталей (12Х18Н19Т, 20Г2) является сложным нестационарным процессом, зависящим от ряда исходных параметров, включая технологию получения деталей пакета и изготовления крепежа, а также физико-механические, конструкторско-технологические, энергосиловые параметры процесса [1- 6].

Одной из проблем является неравномерная и недостаточная раздача в районе закладной, а также чрезмерная – под замыкающей головкой крепежа.

1. Описание аналитической модели

Для образования соединения высокого качества и заданной долговечности предложено создание предварительно напряженных зон деформирования пакета, в т. ч. в районе закладной и замыкающей головок, а также в средней его части и управление заданным уровнем напряжённо-деформированного состояния (НДС) за счёт применения специальных конструктивно-технологических приемов в процессе клёпки, например, выбор формы компенсаторов на

закладной головке, подбор и установка ограничительных элементов, формы пунсона для клёпки и т. п.

При этом одной из проблем является обеспечение радиального натяга в средней части пакета, контроль уровня максимальных деформаций пакета и заклепки, чтобы они не превышали предельных значений, а также создание заданной величины остаточных напряжений.

В связи с этим, подобные вопросы надо начать решать комплексно, уже на этапе проектирования заклепочного крепежа, начиная от структурных свойств материала, из которого будет изготавливаться заклепка и детали пакета, учитывать технологию изготовления как заклепок, так и деталей пакета, саму технологию клёпки, вводя промежуточные контрольные параметры проверки качества проектируемых соединений.

Накопленный опыт проектирования, исследования, а затем и внедрения в опытное и серийное производство заклепок с кольцевыми компенсаторами [5], позволил сформулировать некоторые критерии проектирования заклепочного крепежа с учетом новейших тенденций отечественного авиационного производства. В настоящее время невозможно решить задачи обеспечения высокого качества соединений без учета микро- и макроструктуры материала деталей пакета и заклепок, и формирования заданных свойств крепежной точки путем комплексного анализа всей конструкторско-технологической цепочки проектирования.

В качестве основного критерия, обеспечивающего приемлемые конструктивно-технологические и эксплуатационные характеристики самолетных конструкций, использующих соединения с разработанным крепежом, принята заданная долговечность. Эта величина является комплексным фактором, позволяющим интегрально учесть особенности конкретного производства. Также автором предлагается ввести промежуточный этап уточнения физико-механических характеристик применяемых материалов и полуфабрикатов, самого крепежа, с учётом конкретного производителя, а также предложена теоретико-экспериментальная методика оценки долговечности крепежа и соединений на осевые нагрузки, с учетом конкретной технологии их выполнения.

Оценка качества проектных решений на данном этапе осуществлялась при помощи экспериментально-теоретических методов осадки моделей образцов и оценки выносливости крепежа при действии осевых циклических нагрузок.

Заклепку и пакет считаем деформируемыми твердыми телами, ориентированными в произвольной криволинейной системе координат x_i , ($i = 1, 2, 3, 0$, например, $i = x$ или $i = r$; $0 = T$) отнесенной к произвольному риманову (т.е. без учета кручения) многообразию. Процесс деформирования описывается предложенной автором модернизированной системой уравнений Эйнштейна-Максвелла [4].

В данной статье рассмотрено упрощённое решение данной системы уравнений при следующих предположениях.

Нагружение и само тело (пакет + заклепка) будем считать осесимметричными, тело – однородным, изотропным, до и после нагружения находящимся евклидовом (псевдоевклидовом) пространстве в правой ортогональной цилиндрической системе координат (r, φ, z) при простом, монотонном нагружении без учёта тепловых процессов и заданных на поверхности данного тела перемещениях и нагрузках.

Для указанных допущений замкнутая система уравнений, описывающих деформирование сплошной среды, параметрически зависящее от времени t :

1. Уравнения равновесия:

$$\partial \sigma_r / \partial r + (\sigma_r - \sigma_\varphi) / r + (\partial \tau_{rz} / \partial z) = 0; \quad (1)$$

$$(\partial \sigma_z / \partial z) + (\tau_{rz} / r) + (\partial \tau_{rz} / \partial r) = 0. \quad (2)$$

2. Уравнение неразрывности:

$$d \ln(\rho / \rho_0) / dt + (\partial u / \partial r + u / r + \partial w / \partial z). \quad (3)$$

3. Физический закон:

$$\sigma_r = (3\mu / 1 + \mu) \cdot \sigma + (2 / 3) \cdot \sigma_i / \varepsilon_i \cdot \varepsilon_r; \quad (4)$$

$$\sigma_\varphi = (3\mu / 1 + \mu) \cdot \sigma + (2 / 3) \cdot \sigma_i / \varepsilon_i \cdot \varepsilon_\varphi; \quad (5)$$

$$\sigma_z = (3\mu / 1 + \mu) \cdot \sigma + (2 / 3) \cdot \sigma_i / \varepsilon_i \cdot \varepsilon_z; \quad (6)$$

$$\tau_{rz} = 1 / 3 \cdot \sigma_i / \varepsilon_i \cdot \gamma_{rz}, \quad (7)$$

где $\sigma_r, \sigma_\varphi, \sigma_z, \tau_{rz}$ – компоненты осесимметричного тензора напряжений;

$\varepsilon_r, \varepsilon_\varphi, \varepsilon_z, \gamma_{rz}$ – компоненты тензора деформаций;

U, W – радиальное ($U_r = U$), осевое ($U_z = W$) перемещения;

ρ – плотность частиц среды, $\rho_0 = \rho(t = t_0)$ – начальная плотность среды;

$\sigma = 1/3 \cdot (\sigma_r + \sigma_\varphi + \sigma_z)$ – среднее напряжение;

σ_i, ε_i – интенсивность тензоров напряжений и деформаций;

μ – коэффициент Пуассона;

$1/3 \cdot \sigma_i / \varepsilon_i = G$ – модуль сдвига.

Система физических соотношений (4) – (7) удобна тем, что позволяет описать упругое и пластическое состояние одними уравнениями, и вместе с тем, эквивалентно обычно принятой форме записи обобщенного закона Гука и физических соотношений деформационной теории пластичности. Физические соотношения, записанные в виде (4) – (7), содержат в себе тождества $\sigma = \sigma$ и $\sigma_i^2 = \sigma_i^2$, поэтому для полного рассмотрения решения общей системы уравнений необходимо рассмотреть два дополнительных физических условия.

4. Дополнительные физические условия:

а) Адиабату (ударную адиабату для больших скоростей деформации) сжатия для данного материала

$$\sigma^* = \sigma(\rho, T^\circ), \quad (8)$$

где $\rho^* = \rho_0 / \rho$.

В упругой области, а также для малых упруго-пластических деформаций имеет место соотношение:

$$\sigma = 1/3(K \cdot \theta) = K/3 \ln \cdot \rho, \quad (9)$$

где K – модуль объёмного сжатия;

$\theta = \varepsilon_r + \varepsilon_\varphi + \varepsilon_z$ – объёмное расширение.

Будем также пренебрегать зависимостью от температуры, т.к. в рассматриваемом диапазоне нагружений и скоростей деформаций,

($\sigma < 6000$ Мпа, $\varepsilon < 10$ 1/сек) приращение температуры невелико.

б) Закон упрочнения:

$$\sigma = \sigma(\varepsilon_i, \varepsilon_i', \varepsilon_i''). \quad (10)$$

5. Геометрические соотношения (Коши):

$$\bar{\sigma}_{z2} = 1/\sqrt{3} \times (\bar{\varepsilon}_{z2} \times \sqrt{3} + \sqrt{1 - \bar{\varepsilon}_{z2}^2} \times \bar{\tau}_{z2}^2 / \bar{b}^2), \\ \varepsilon_r = \partial u / \partial r; \varepsilon_z = \partial w / \partial z; \tau_{rz} = \partial u / \partial z + \partial w / \partial r, \quad (11)$$

из которых тождественно вытекают условия совместности деформаций.

Таким образом, получена полная система из 7 линейно независимых уравнений для нахождения 7 неизвестных: σ_r , σ_φ , σ_z , τ_{rz} , U , W , ρ .

2. Базовое решение и критериальные параметры

Ранее было получено базовое решение об определении НДС при упруго-пластическом контакте толстостенных цилиндров при простом монотонном нагружении, пренебрегая касательными напряжениями и считая постоянной осевую деформацию: $\tau_{rz} = 0$, $\varepsilon_z = \text{const}$, $\Pi \neq 0$, с использованием метода Ильюшина А.А. [6].

В качестве интегральных параметров, оценивающих качество конструкции и сборки соединения, выбраны величины остаточных радиальных натягов $\Delta_{\text{ост}}$, и усилия осевой стяжки $Q_{\text{ост}}$ в соединении. В качестве исходных данных для проектирования использовалась геометрическая схема соединения, спектр нагружения, расчетные случаи нагружения, а также статистические данные о конструктивно-технологических отклонениях и основных параметрах сборки базового варианта соединения подлежащего модификации. На основе схемы нагружения и банка данных проведены предварительные испытания на моделях и получены диаграммы упрочнения $\sigma_i(\varepsilon_i)$ для различных вариантов крепежа и соединений, которые позволили определить и уточнить физико-механические характеристики деталей стыка: предел прочности, модуль (или показатель) упрочнения, предельную деформацию разрушения при образовании замыкающей головки. По критерию разрушения и технологическим возможностям выбраны различные варианты крепежа, а также проведено их сравнительное исследование на опытных образцах при действии осевых циклических нагрузок, которые позволяют оценить наиболее эффективные конструкции.

3. Экспериментально-теоретическая методика определения параметров высокопрочного заклёпочного крепежа и соединений на его основе

После отбора вариантов крепежа выполнено несколько типов реальных соединений, на которых исследованы конструктивно-силовые характеристики технологических операций запрессовки и клепки, а также получены зависимости усилия запрессовки и клепки $P_{\text{зап}}(S_{\Pi}/d; \Delta_{\text{зап}})$; $P_{\text{кл}}(\Delta_{\text{кл}}; \Delta_{\text{ост}})$ от основных геометрических и конструктивно-технологических параметров соединений: относительной толщины пакета, радиального натяга при запрессовке, клепке, остаточного радиального натяга $S_{\Pi}/d; \Delta_{\text{зап}}; \Delta_{\text{кл}}; \Delta_{\text{ост}}$.

На основе разработанной экспериментально-теоретической методики получены зависимости числа циклов от разрушения $N_p(\Delta_{\text{ост}}, Q_{\text{ост}})$, от критериальных параметров качества, $K_{\text{кач}}(\Delta_{\text{ост}}, Q_{\text{ост}})$: остаточного радиального натяга $\Delta_{\text{ост}}$ и остаточного усилия стяжки пакета заклепкой $Q_{\text{заг}}$.

Для заданного диапазона значений параметров $K_{\text{кач}}$, соответствующих заданной долговечности соединений, подсчитана масса стыка $m_{\text{ст}}$, определяется минимум данного функционала $m_{\text{ст}, \text{min}}$ и проведен анализ экономической эффективности и соответствия заданным производственно-техническим требованиям.

В частности для задачи ограничения радиальных деформаций пакета по высоте в пределах $0.8\% \leq \bar{\Delta} \leq 1.2\%$, в случае применения предложенных высокопрочных заклепок диаметром 8мм, из титанового сплава ВТ16, с ограничительной шайбой под замыкающей головкой заклёпки, соответствующие относительные радиусы текучести изменяются в пределах $1,0 \leq \bar{r} \leq 1,2\bar{r}$, а контактные давления, которые при этом возникают, лежат в диапазоне $0,35 \cdot \bar{P}_a \cdot \bar{r} \leq 0,5$, что соответствует точности регулирования клепки в пределах $\Delta P_{\text{кл}} \cong 14 \div 20 \text{ kN}$, составляя до 10...20 % энергии клепки на деформирование заклёпки и раздачи шайбы, соответственно, ограничивая радиальную раздачу пакета до требуемых значений.

Выводы

Создан алгоритм и методика проектирования геометрических параметров соединений и высокопрочного заклёпочного крепежа с ограничительными

ми элементами и компенсаторами, позволяющие корректировать конструкции крепежа и соединений на стадии предварительных исследований и моделирования, что сокращает срок сертификации крепежа и соединений на его основе.

Литература

1. Данов, А. С. О континуальной теории дефектов [Текст] / А. С. Данов // Вопросы механики деформируемого твёрдого тела. – 1984. – Вып. 2. – С. 33-37.

2. Губкин, С. И. Пластическая деформация металлов [Текст] / С. И. Губкин. – М. : Металлургия, 1960. – Т. 3. – 306 с.

3. Колмогоров, В. Л. Механика обработки металлов давлением [Текст] / В. Л. Колмогоров. – М. : Металлургия, 1986. – 688 с.

4. Данов, А. С. Физический смысл координатных условий в механике сплошных сред. [Текст] / А. С. Данов // Самолётостроение. Техника воздушного флота. – X., 1978. – Вып. 44. – С. 98–100.

5. Данов, А. С. К вопросу применения высоко-ресурсного заклёпочного крепежа для соединения элементов обшивки и каркаса больших толщин [Текст] / А. С. Данов, А. Г. Лебединский, Е. Т. Василевский // Вопросы проектирования самолётных конструкций : сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та ХАИ. – X., 1982. – Вып. 3 – С. 238-244.

6. Ильюшин, А. А. Уруго-пластические деформации полых цилиндров [Текст] / А. А. Ильюшин, П. М. Огибалов. – М. : МГУ, 1960. – 228 с.

Поступила в редакцию 7.06.2015, рассмотрена на редколлегии 23.06.2015

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. каф. технологии производства ЛА С. И. Планковский, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ВИСОКОРЕСУРСНИХ З'ЄДНАНЬ ВИСОКОМІЦНИМИ ЗАКЛЕПКАМИ З ОБМЕЖУВАЛЬНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ ТА КОМПЕНСАТОРАМИ

О. С. Данов

Запропоновано алгоритм і теоретико-експериментальна методика вибору параметрів сполук на основі високоміцного заклепувального кріплення з компенсаторами і обмежувальними елементами, з урахуванням осьових циклічних навантажень і конкретної технології їх виконання. Введено критерії забезпечення високої якості з'єднань з урахуванням мікро- і макроструктури матеріалу деталей пакету і заклепок, осьова довговічність і радіальний натяг в з'єднанні, що дозволяють формувати задані властивості кріпильної точки шляхом комплексного аналізу всієї конструкторсько-технологічного ланцюжка проектування. Визначено вплив технологічних відхилень по зусиллю клепки на якість з'єднань. Розроблено рекомендації щодо зниження надмірної роздачі з'єднань запропонованими високоміцними заклепками.

Ключові слова: високоміцні заклепки, компенсатори, обмежувальні елементи, осьове циклічне навантаження, довговічність, запресовування, роздача, обмежена осада.

SETTING THE PARAMETERS OF HIGH RESOURCE JOINTS BY HIGHLY DURABLE RIVETS WITH COMPENSATORS AND RESTRICTIVE ELEMENTS

A. S. Danov

An algorithm of theoretical and experimental methods of selecting the parameters of the compounds based on high-strength fasteners with rivet joints and restrictive elements, taking into account the cyclic axial loads and specific technology implementation. Criteria by providing high quality joints with the micro- and macrostructure of the parts package and rivets, axial fatigue strength and radial interference in the joints, allowing to form the desired properties of the fastening point through a comprehensive analysis of the entire design and engineering process chain. The effect of manufacturing variation on the quality of the force dowel joints. Recommendations to reduce the excessive distribution of compounds proposed high-strength rivets.

Key words: high-strength rivets, compensators, restrictive elements, axial cyclic loading, durability, pressing, distribution, cramped rivet, pressing.

Данов Александр Сергеевич – ст. преп. каф. конструкции самолётов и вертолётот, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: danovas5@gmail.com.