

Вплив радіального натяга болтів на характеристики НДС моделей з'єднань елементів конструкцій літака

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ»

Для дослідження впливу радіального натягу болтів на характеристики ПДВ елементів болтового з'єднання літакових конструкцій виконуються розрахунки із застосуванням методу скінченних елементів, що ґрунтується на експериментальній перевірці з використанням моделі конструкції болтового з'єднання з натягом. Побудована модель перевіряється випробуванням болтових з'єднань, оснований на надійності тривимірної моделі пружнопластичного аналізу методом скінченних елементів. Створено модель аналізу впливу параметрів конструкції болтового з'єднання за шести різними величинами натягу. Виконано порівняльний аналіз впливу різних величин натягу на характер розподілу ПДВ, початкову жорсткість і здатність несучої конструкції болтового з'єднання, що несе. Результати дослідження показали, що розподіл напружень та їх концентрації можуть бути змінені при застосуванні відповідної посадки з натягом. При величині натягу 1,5 % від діаметра болта вихідна жорсткість і несуча здатність, збільшуються на 14,1 % і 9,33 % відповідно.

Ключові слова: болтове з'єднання; посадка з натягом; характеристики НДС; несуча спроможність.

Вступ

Повітряні судна в процесі експлуатації піддаються впливу складних умов навколишнього середовища, що постійно змінюються, а конструкції з'єднань корпусів нерідко зазнають поступового зниження механічних властивостей під дією знакозмінних навантажень, що призводить до пошкодження і руйнування конструкції [1]. Болтові з'єднання є одним з основних способів збирання елементів планера літака [2]. За статистикою налічується більше 20 тисяч застосувань цієї деталізованої конструкції на лише у військових літаках [3]. Термін служби конструкцій в основному залежить від втомної довговічності деталей конструкції літака, що з'єднуються. Тому підвищення втомної довговічності елементів болтових з'єднань мають велике значення для безпечної експлуатації літаків [5]. Посадка з натягом спричиняє радіальний тиск на стінки контактної поверхні [6–7], тим самим змінюючи характер розподілу напружень у деталях, які з'єднуються поміж собою [8–9]. Цей метод застосовується для поліпшення втомних характеристик конструкції болтових з'єднань та продовження їх втомної довговічності [10–11]. Він набув широкого застосування та розвитку в конструкціях болтових з'єднань сучасних літаків [3, 12–13].

Як об'єкт дослідження прийнято модель конструкції болтових з'єднань з натягом. Створено тривимірну модель для аналізу пружно-пластичних характеристик конструкції болтового з'єднання при зміні значення радіального натягу від 0 до 2,5 %). Досліджено вплив різних величин натягу на характер розподілу напружень і граничну несучу здатність болтового з'єднання, отримано оптимальне значення величини радіального натягу болтів у конструкції.

1. Підготовка зразка

Зразок збирається з опорної смуги пластини, верхньої бічної пластини, нижньої бічної пластини та болтів, і в подальшому використовується для моделювання конструкції болтового з'єднання між нижньою стіною пластиною та довгою фермою секції зовнішнього кесона крила літака. Товщина опорної пластини становить 4 мм, товщина верхньої та нижньої бічних пластин – 2,5 мм, болт – болт М6 ($d = 6,00$ мм), форма і розмір зразка показано на рисунку 1. Щоб отримати необхідну точну величину натягу, отвори на пластині розточуються та фрезеруються на верстаті з ЧПК. Діаметр отвору вимірюється внутрішнім мікрометром і становить 5911 мм, а величина інтерференції становить 15 %. Розмір інтерференції визначається, як показано у рівнянні 1.

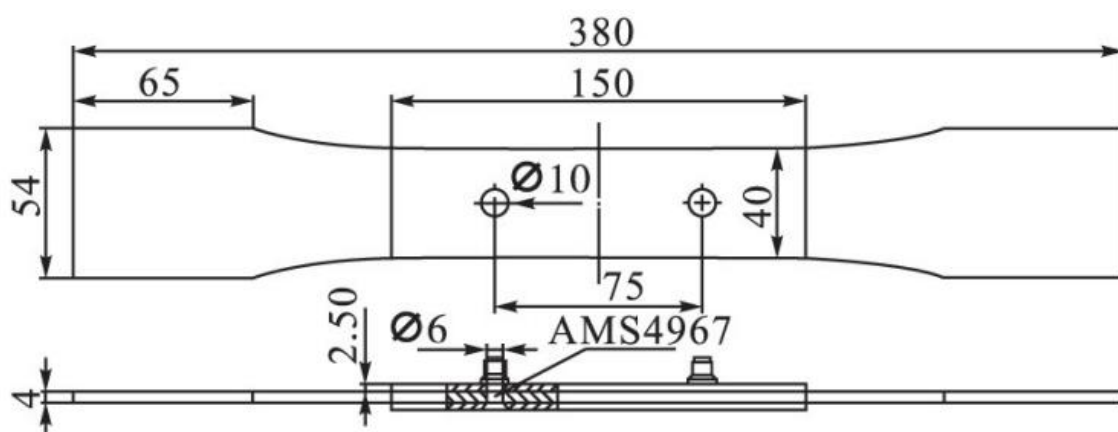


Рис. 1. Технічні креслення зразка

$$I = \frac{d - D}{D} = 100\%, \quad (1)$$

де I – величина натягу;

D – діаметр отвору випробуваного зразка;

d – являє собою діаметр верхнього стопорного болта.

Опорна пластина, верхня бічна пластина та нижня бічна пластина виготовлено з авіаційного алюмінієвого сплаву 2024-T351. Алюмінієвий сплав 2024-T351 завжди був основним матеріалом для виготовлення корпусів літаків, і взагалі у авіаційній промисловості, через його низьку щільність, високу питому міцність, хорошу корозійну стійкість і відмінні характеристики механічної обробки [2, 3, 13, 14]. Матеріалом болтів з потайною головкою є титановий сплав Ti-6AL-4V, який має такі характеристики: легку вагу, сильну здатність протистояти ослабленню, хорошу втомну стійкість і високу ефективність складання [15] і він широко використовується в аерокосмічній області. Параметри двох матеріалів подано у таблиці 1.

Таблиця 1

Експлуатаційні параметри матеріалів зразків

Матеріал	Модуль пружності, ГПа	Коефіцієнт Пуассона	Границя текучості, МПа	Руйнівна міцність, Мпа
2024-T351	72	0.33	345	471
Ti-6AL-4V	120	0.342	880	≥1100

2. Моделювання за методом скінченних елементів

Програмне забезпечення скінченних елементів ABAQUS може вирішувати нелінійні завдання механіки твердого тіла [16]. Аналіз з натягом та аналіз напруг у цій статті містить пружнопластичний та нелінійний аналіз, тому для аналізу та вирішення використовується ABAQUS.

Імітаційна модель методом кінцевих елементів створюється на основі геометричних характеристик зразка, а як елементи сітки для контактної аналізу використовуються шестигранні некоординовані елементи. Оскільки напруження навколо отвору для болта швидко змінюється, а розподіл напруження відносно складний, у поєднанні з характеристиками розрахунку різниці скінченних елементів, сітка кромek уточнюється, щоб підвищити точність розрахунку і скоротити час розрахунку. Змінюючи діаметр болта для отримання різних величин натягу, можна отримати загалом шість структурних моделей болтових з'єднань з різними величинами натягу. Розміри параметрів конструктивних моделей шести болтових з'єднань подано в таблиці 2.

Таблиця 2
Розміри параметрів конструктивних моделей із шістьма болтовими з'єднаннями

Модель	Діаметр болта, мм	Величина радіального натяга, %
1	5.911	0.0
2	5.941	0.5
3	5.970	1.0
4	6.000	1.5
5	6.029	2.0
6	6.059	2.5

Для запобігання відносному ковзанню між різними деталями та взаємному загортання матеріалів між болтом та отвором, між опорною пластиною та верхньою та нижньою бічними пластинами, а також між гайкою та пластиною реалізується фрикційний контакт. Як контактний алгоритм прийнята модель кулонівського тертя, тобто $\tau = \mu \sigma$, де μ – кінетичний коефіцієнт тертя, що дорівнює 0,15 [17]. У цій моделі функція Boltload застосовується для програмної імітації сили попередньої затяжки.

Щоб забезпечити точність аналізу, умови обмеження зразка задаються відповідно до процесу випробувань [2, 13]. Тобто умови повного обмеження реалізується на одному кінці опорної пластини ($U_1=U_2=U_3=UR_1=UR_2=UR_3=0$), де: U_1 , U_2 та U_3 — відповідно зміщення у напрямках осей x , y та z , UR_1 , UR_2 та UR_3 — відповідно кути повороту у напрямках осей x , y та z . До іншого кінця підкладки прикладається навантаження у напрямку осі X , при цьому ступеня свободи в п'яти напрямках контролюються одночасно: $U_2=U_3=UR_1=UR_2=UR_3=0$. Матеріали та експлуатаційні параметри пластин і болтів відповідають параметрам зразків, як показано в таблиці 1, що дає змогу створити тривимірну модель пружнопластичного аналізу методом скінченних елементів типової конструкції болтового авіаційного з'єднання (рис. 2).

Обладнання для випробувань – машина МТС810-500кН. Під час випробування всі зразки встановлюються безпосередньо в утримувачі випробувальної машини. Температура випробування – нормальна кімнатна. Готуються чотири зразки (усі з величиною натягу 1,5 %) та маркуються А, В, С та D відповідно. У тесті використовується покроковий метод навантаження, похибка

статичного навантаження становить 1 %. Спочатку навантаження на кожному рівні становить 2 кН, поки навантаження не досягне 40 кН, а потім навантаження на кожному рівні становить 1 кН, доки зразок не буде зруйнований. Дані про навантаження та осьове зміщення кожного рівня зчитуються на випробувальній машині MTS. Випробувальну установку показано на рисунку 3.

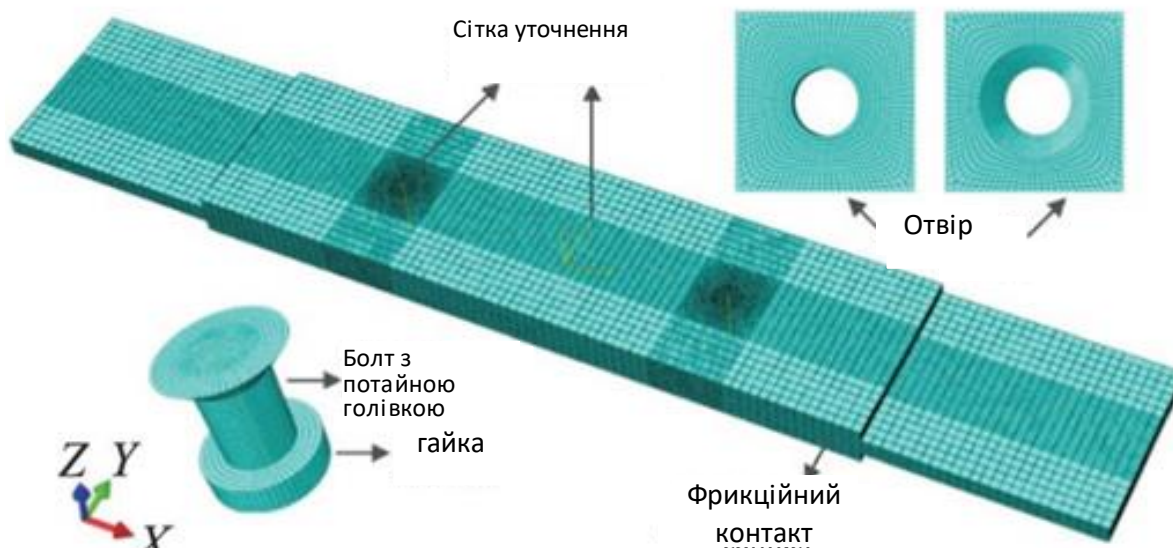


Рис. 2. Модель скінченних елементів

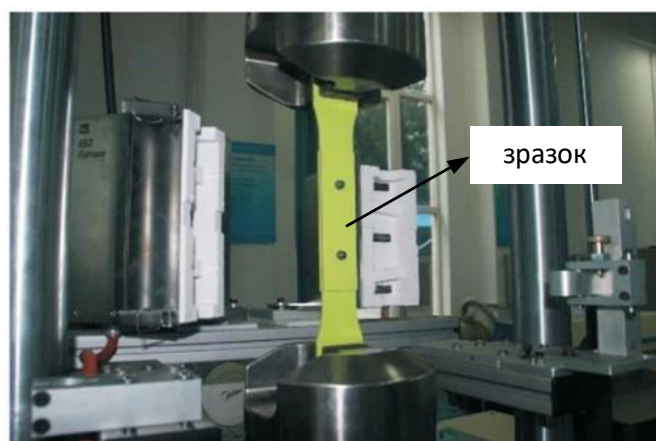


Рис. 3. Полігон для випробувань

Результати запису випробувань і результати моделювання методом скінченних елементів порівнюються та аналізуються, як показано на рисунку 4. Видно, що на ранній стадії навантаження результати випробувань близькі до тих, що і результати моделювання методом скінченних елементів, і обидва показують лінійне зростання. Статичні навантаження руйнування чотирьох зразків становлять 59,57, 60,38, 58,15 та 61,05 кН відповідно. Статичне руйнівне навантаження скінченно-елементної моделі становить 56,96 кН. Порівняно із середнім руйнівним навантаженням чотирьох випробуваних зразків (59,79 кН) похибка становить лише 4,73 %. Коли скінченно-елементна модель зазнала пошкоджень, зміщення становило 2,71 мм, що також знаходилося в діапазоні 2,66...3,11 мм при пошкодженні чотирьох випробуваних зразків. Це показує, що

результати, одержані методом скінченно-елементного моделювання, узгоджуються з результатами випробувань. Таким чином, створена нами імітаційна модель методом скінченних елементів, може дійсно моделювати зміни зразка в процесі навантаження, має хорошу надійність і точність та відповідає інженерним вимогам. Цю модель скінченних елементів можна використовувати для подальшого вивчення впливу на механічні властивості конструкцій болтових з'єднань.

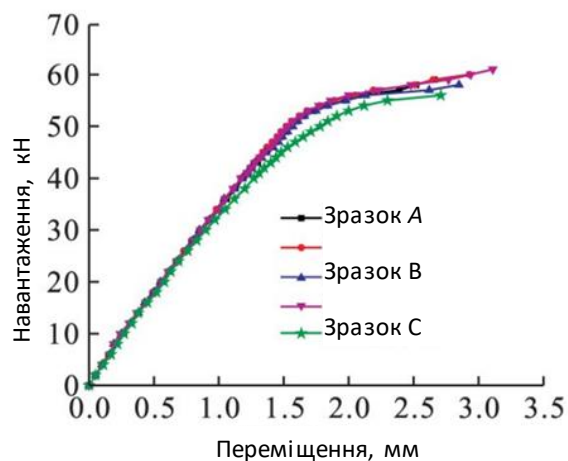


Рис. 4. Порівняння кривих навантаження та переміщення між випробувальними та скінченними елементами

3. Розрахунки та аналіз

На основі експериментально перевіреної скінченно-елементної моделі додатково вивчено вплив натягу на механічні характеристики конструкцій болтових з'єднань, виконано комплексний аналіз зміни напружень деталей, початкової жорсткості та граничної несучої здатності кромки отворів болтових з'єднань під дією різних величин натягу. Моделі (дивіться таблицю 2) при шести встановлених величинах натягу (0, 0,5 %, 1,0 %, 1,5 %, 2,0 % та 2,5 %) розраховуються та аналізуються для зчитування напруження на кромці отвору у тому ж напрямку, що і напруження, яке розтягує. Аналізується напруження S_x , перпендикулярне до ділянки з максимальною концентрацією напруження, як показано на рисунку 5.

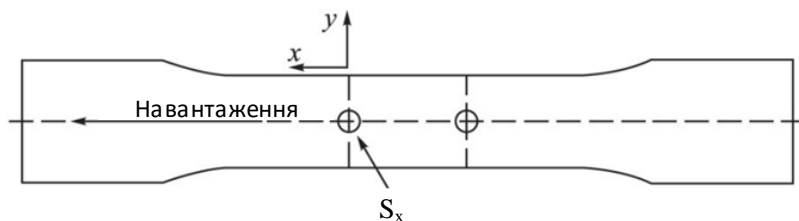


Рис. 5. Принципова схема об'єкта аналізу

До зразка прикладено фіксоване розтягальне навантаження, яке дорівнює 120 МПа. Через симетрію зразка результати розрахунку двох отворів аналогічні, тому для аналізу необхідно зчитувати розподіл напруження по осі отвору. Розраховані криві розподілу напруження показано на рисунку 6.

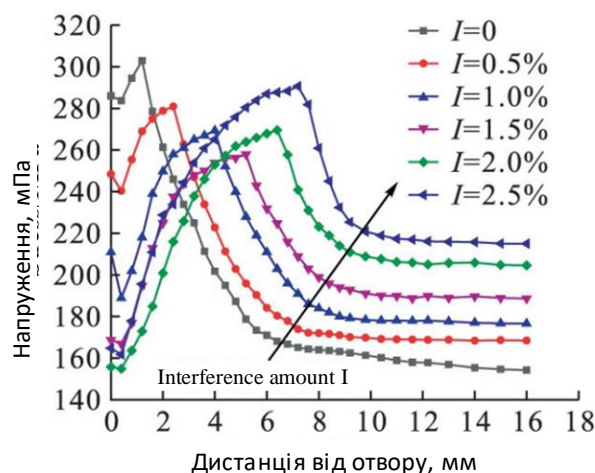


Рис. 6. Крива розподілу напруження по осі отворів при різних величинах натягу

Напруження на відстані $d = 0$ мм від краю отвору називається напруженням на кромці отвору. З рисунка 6 видно, що кожна крива має найвищу точку, яка є піковим напруженням. Далі створюємо діаграму зміни напружень на кромці залежно від величини натягу, яка показано на рисунку 7. Рисунок відображає взаємозв'язок між піковим напруженням і величиною натягу.

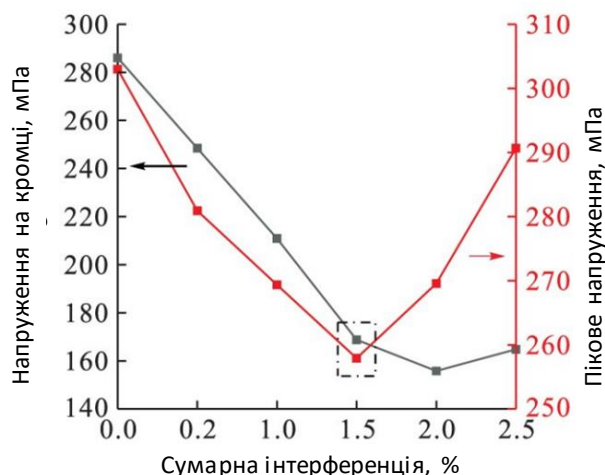


Рис. 7. Залежність між величиною натягу, відстанню від краю отвору та піковим напруженням

Видно, що посадка з натягом конструкції з'єднання болтів може значно знизити напруження. Коли величина натягу становить менше 1,5 %, напруження на кромці отвору швидко зменшується зі збільшенням натягу. Коли натяг перевищує 1,5 %, потім при його подальшому збільшенні, ця тенденція поступово зменшуватиметься.

Можна отримати, що в діапазоні величин натягу (0 ~ 2,5 %), зазначеному в цій статті, в міру збільшення величини натягу пікове напруження спочатку зменшується до мінімуму, а потім збільшується, демонструючи V-подібну тенденцію зміни. Ця тенденція зміни також узгоджується з тенденцією, отриманою у роботі [5]. Коли величина натягу становить близько 1,5 %, пікове напруження досягає мінімуму.

На рисунку 7 також видно, що коли величина натягу становить 1,5 %, напруження на кромці отвору та пікове навантаження знаходяться в загальному низькому стані (як показано у зазначеному прямокутнику рисунка 7). Отже, коли величина натягу становить 1,5 %, це дає найкращий ефект зниження концентрації напруження та найбільшу здатність протистояти зовнішнім навантаженням. При тому ж втомному навантаженні він може ефективно затримати появу початкових тріщин по краях отвору та збільшити термін служби зразка.

Крива навантаження-зміщення конструкції болтового з'єднання для монотонного навантаження при шести величинах натягу отримана і вирішена шляхом розрахунку методом скінченних елементів, як показано на рисунку 8.

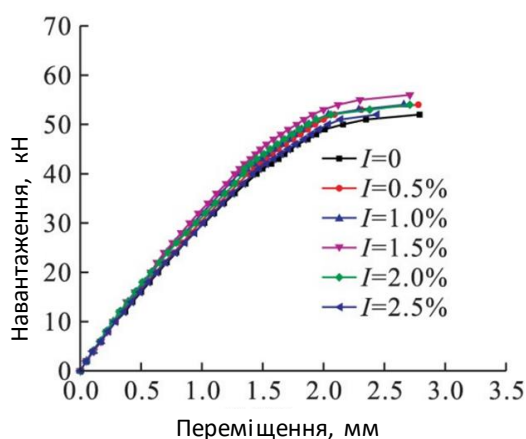


Рис. 8. Криві зміни навантаження

Аналізуючи рисунок 8 бачимо, що форми кривих навантаження-переміщення шести моделей посадки з натягом при різних величинах натягу збігаються. Крива розділена на лінійну та нелінійну білінійні стадії зростання, а саме пружну деформацію та пластичну деформацію. На ранній стадії навантаження крива навантаження-переміщення моделі лінійно збільшується та вказує на те, що отвір пластини знаходиться в пружній стадії і загальна деформація невелика. У мірі збільшення навантаження крива зростає нелінійно, а модель перетворюється на пластичний робочий стан. Зі збільшенням навантажень крива поступово стає плоскою, і зразок нарешті досягає граничної несучої здатності.

Жорсткість є важливим показником механічних характеристик конструкції на цьому етапі. Вона відображає здатність конструкції чинити опір пружній деформації при навантаженні. Використовуючи нахил двоступінчастої кривої як показник вимірювання осьової жорсткості конструкції, можна отримати жорсткість при розтягуванні зразків, як показано на рисунку 9.

З рисунка наглядно видно, що величина натягу матиме безпосередній вплив на жорсткість конструкції болтового з'єднання. У діапазоні величини натягу (0 – 2,5 %) посадка з натягом конструкції болтового з'єднання може ефективно підвищити початкову жорсткість конструкції з'єднання з поліпшенням від 2,1 % до 14,1 %. Коли величина натягу становить від 0 до 1,5 %, жорсткість конструкції збільшується із збільшенням величини натягу. Коли величина натягу становить від 1,5 % до 2,5 %, жорсткість зменшується зі збільшенням величини натягу. При величині натягу 1,5 % вихідна жорсткість конструкції ($K = 31,49$ кН/мм) є

найбільшою, що у 14,1 % вище, ніж за відсутності натягу ($K = 27,59 \text{ кН/мм}$).

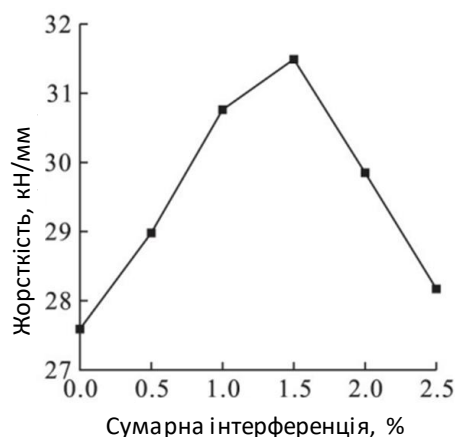


Рис. 9. Крива жорсткості зразків за різних величин натягу

Руйнівні навантаження конструкції болтового з'єднання при шести видах величин натягу розраховуються і виходять статистично, а потім розраховується крива залежності між величиною натягу I і несучою здатністю F , як показано на рисунку 10.

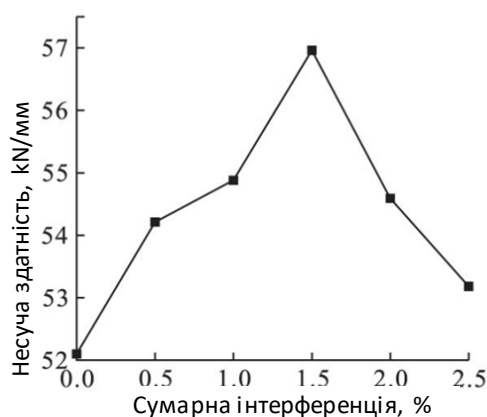


Рис. 10. Крива жорсткості

З рисунка 10 видно, що посадка з натягом також впливає на несучу здатність болтових конструкцій, причому тенденція її впливу близька до впливу на початкову жорсткість конструкції. З кривої видно, що посадка з натягом може поліпшити несучу здатність конструкції, а діапазон поліпшення становить від 2,07 % до 9,33 %. Коли величина натягу становить від 0 до 1,5 %, несуча здатність, збільшується разом з величиною натягу. Коли величина натягу становить від 1,5 % до 2,5 %, несуча спроможність, зменшується в міру збільшення величини натягу. При величині натягу 1,5 % несуча здатність ($F = 56,96 \text{ кН/мм}$) є найбільшою, що у 9,33 % вище, ніж без натягу ($F = 52,10 \text{ кН/мм}$).

3. Висновок

1. Створено тривимірну модель пружнопластичного аналізу методом кінцевих елементів типової конструкції авіаційного болтового з'єднання. Модель

підтверджена експериментами, має високу надійність та відповідає інженерним вимогам.

2. Посадка з натягом конструкції болтового з'єднання може суттєво змінити розподіл напруги навколо отворів під болти. На краю отвору, у міру збільшення величини натягу, значення напруги на краю отвору для болта швидко зменшуватиметься. Коли величина натягу перевищує 1,5 %, цей ефект поступово слабшає.

3. Відповідна посадка з натягом може значно підвищити жорсткість конструкції болтового з'єднання. У міру збільшення величини натягу жорсткість спочатку збільшується, а потім зменшується. Жорсткість максимальна, коли величина натягу становить 1,5%, що у 14,1% вище, ніж нульова величина натягу.

4. Відповідна посадка з натягом також може поліпшити здатність конструкцій болтових з'єднань. При величині натягу 1,5 % несуча здатність конструкції збільшується найбільше, що у 9,33 % вище величини нульового натягу.

Список літератури

1. Zheng Jie, Liu Yang, Tong Mingbo. Fatigue life analysis of simulated aircraft beam structural connectors [J]. Mechanical Strength, 2020, 42 (1): 188–193.
2. Li Yixuan, Wang Long. Vibration fatigue test study of a typical aircraft bolt connection [J]. Mechanical Science and Technology, 2019, 38(9): 1401–1405.
3. Zhao Qingyun, Liu Fenglei, Liu Huadong. Progress of the world's advanced aviation fasteners [J]. Aviation Manufacturing Technology, 2009 (3): 54–56.
4. Yu Dazhao, Chen Yueliang, Gao Yong, et al. Research on fatigue characteristics test and full life estimation method of bolted single lap joints [J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24 (20): 2747–2752.
5. Duan Yuanxin. Research on the preloading behavior and static strength of CFRP bolt interference connection structures [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2015: 18–23.
6. Wang Jianmei. Research and Development of Interference Connections [J]. Heavy Machinery, 2019 (3): 1–7.
7. Hujs, Zhangkf, Yangqd, et al. An Experimental Study on Mechanical Response of Single – Lap Bolted CFRP Composite Interference – Fit Joints [J]. Composite Structures, 2018, 196:76–88.
8. Zhou You. Effects of high-locking bolt interference fit on hole edge stress field and fatigue crack initiation life [C]. China Aeronautical Society. Proceedings of the 2017 (3rd) China Aviation Science and Technology Conference (Volume 2). Beijing : China Aeronautical Society, 2017:54–60.
9. Yang Jianping, Tao Hua, Ren Zhiqiang. Research on the fatigue strengthening mechanism of interference fit [J]. Combined machine tools and automated processing technology, 2010 (10): 29–32.
10. Qian Xiaoming, Jiang Yinfang, Guan Haibing, et al. A review of technology for strengthening fastening holes of aircraft structural parts [J]. Mechanical Strength, 2011, 33(5): 749–753.
11. China Academy of Aviation Science and Technology. Aircraft Structure Fatigue Fracture Strengthening Process Manual [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 1993: 28–37.
12. Kimsy, Hennigandj, Kimd, et al. Fatigue Enhancement by Interference – fitina Pin-Loaded Glass Fiber – Reinforced Plastics Laminate [J]. Journal of

Mechanical Engineering Science, 2012: 226 (6): 1437–1446.

13. Grebenikov A. G. Methodology of integrated designing and modelling of aircraft assembly structures : training guide / A. G. Grebenikov. – Kharkov : National Aerospace University “Kharkov Aviation Institute”, 2010. – 425 pages.

14. "China Aviation Materials Manual" Editorial Committee. China Aviation Materials Manual (Volume 3 : Aluminum Alloy, Magnesium Alloy) [M]. Beijing: China Standards Press, 2002: 147–150.

15. Zhao Guangju, Guo Xianzhong, Mao Zongliang. Fatigue fracture morphology and fracture analysis of Ti6Al4V high-locking bolts [J]. Journal of Guizhou University (Natural Science Edition), 2012, 29 (3): 44–46.

16. Zhao Tenglu. Application of ABAQUS6.6 in Mechanical Engineering [M]. Beijing: China Water Conservancy and Hydropower Press, 2007: 3–10.

17. Liang Gui, Ji Minggang. Mechanical Design [M]. Beijing: Higher Education Press, 2006: 34–45.

Надійшла в редакцію 17.10.2023, розглянута на редколегії 18.10.2023

Influence of radial tension of bolts on the characteristics of VAT of models of connections of elements of aircraft structures

To study the effect of radial bolt tension on the VAT characteristics of the bolted connection elements of aircraft structures, calculations are carried out using the finite element method, which is based on experimental verification using a model of the bolted connection design with tension. The constructed model is verified by the test of bolted connections, based on the reliability of the three-dimensional model of elastoplastic analysis by the finite element method. A model of the analysis of the influence of the design parameters of the bolted connection for six different tension values was created. A comparative analysis of the influence of different tension values on the nature of the VAT distribution, the initial stiffness and the load-bearing capacity of the bolted connection design was carried out. The results of the study showed that the stress distribution and their concentration can be changed when applying the appropriate fit with tension. At a tension value of 1.5 % of the bolt diameter, the initial stiffness and bearing capacity increase by 14.1 % and 9.33 %, respectively.

Key words: bolt connection; landing with tension; VAT characteristics; carrying capacity.

Відомості про авторів:

Sun Yifang – аспірант кафедри проектування літаків та вертольотів, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Україна. Електронна пошта: yifang.sun@khai.edu ORCID: 0000-0001-8482-1540.

About the Authors:

Sun Yifang – Postgraduate Student, Aircraft and Helicopter Design Department, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Ukraine. E-mail: yifang.sun@khai.edu ORCID: 0000-0001-8482-1540.