

УДК 629.7.045

РОЗРАХУНОК ТРУБЧАСТИХ ЕЛЕМЕНТІВ З ПРЕСОВАНИХ ПРОФІЛІВ

М. М. Гребенніков

m.grebennikov@khai.edu

ORCID: 0000-0001-7648-3027

О. Г. Дібір, канд. техн. наук

ag.dibir@gmail.com

ORCID: 0000-0002-2366-6353

А. О. Кирпикін, канд. техн. наук

anatolkirpikin@gmail.com

ORCID: 0000-0001-8883-0663

М. І. Пекельний, канд. техн. наук

m.pekelny@khai.edu

ORCID: 0000-0003-0989-2546

Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»,
61070, Україна, Харків, вул. Чкалова, 17

Робота присвячена висвітленню питання забезпечення міцності елементів вантажного обладнання транспортних літаків. Досліджено міцність роликів рольгангів, які виготовляються із стандартних пресованих алюмінієвих трубчастих профілів або композитних трубчастих елементів. Акцентовано на тому, що головним недоліком цих напівфабрикатів є відхилення діаметру цих стандартних алюмінієвих профілів, яке призводить до виникнення ексцентриситету Δ між осями зовнішньої та внутрішньої поверхонь. Розглянуто вплив ексцентриситету на зміну величин нормальних і дотичних напружень. Аналіз проводився для стандартних діаметрів трубчастих профілів при величинах Δ , рівних половині стандартного граничного відхилення зовнішнього діаметра D . Виконано розрахунки нормальних і дотичних напружень та їх порівняння з номінальними напруженнями, що виникають за відсутності неспіввісності. Проведено розрахунки величини s – віддалення центру жорсткості від центру окружності зовнішньої межі перерізу при різних розмірах перерізу стандартних профілів при величинах Δ , рівних не більш половини стандартного граничного відхилення зовнішнього діаметра D . Розрахунки показали зростання дотичних напружень τ у деяких випадках на 64% і навіть на 213%. Отримані результати свідчать, що наявність $\Delta \neq 0$ негативно позначиться на ресурсі цих елементів. Для усунення негативних наслідків слід у вхідному контролі підвищити вимоги з відхилення форми до трубчастих профілів.

Ключові слова: вантажне обладнання транспортних літаків, ролик рольгангу, трубчастий профіль, не співвісність, вплив ексцентриситету, тонкостінний стрижень, центр жорсткості поперечного перерізу, нормальні та дотичні напруження, відхилення форми, ресурс.

Вступ

До складу конструкції вантажних літаків входить рольгангове обладнання, призначене для переміщення вантажів у відсіку фюзеляжу. Робочі елементи рольгангу – це ролики з пресованих алюмінієвих трубчастих профілів або композитних трубчастих елементів. Граничні відхилення діаметра для стандартних алюмінієвих профілів складають $\pm 0,5 \dots \pm 1,2$ мм, а для композитних вони мають подібну або більшу величину. Природно, що в процесі виготовлення профілів пресуванням або методом пултрузії (якщо використовується профіль композиційного матеріалу) між осями зовнішньої та внутрішньої поверхонь профілю виникає ексцентриситет Δ (рис. 1).

Причому, якщо деякі недоліки у вигляді короблення алюмінієвих профілів можна усунути за допомогою спеціальних технологічних процедур, виправлення неспіввісності внутрішньої і зовнішньої поверхонь профілю не представляється можливим. Розглянемо наслідки наявності Δ .

Зміни у розрахунках за наявності ексцентриситету Δ

Було прийнято, що на трубчастий елемент рольгангу діють розподілені сили у вертикальній площині, яка проходить через вісь, яка є віссю обертання даного елемента. У поперечному перерізі виникають внутрішні силові фактори – згинальний момент і поперечна сила, що діють у зазначеній площині.

Схема навантаження поперечною силою трубчастого елемента на рис. 2 показана умовно з урахуванням його обертання. Насправді у перерізі ролика діє тільки (рис. 2) одна сила Q_y . Сила Q_x ($Q_x = Q_y$)

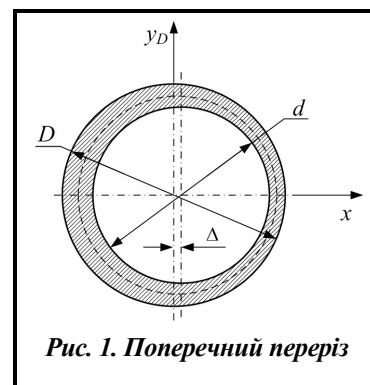


Рис. 1. Поперечний переріз

показана на рис. 2 з метою розгляду випадку навантаження ролика при його повороті на 90° (при цьому $Q_y=0$). Рोलік ідеальної форми ($\Delta=0$, $Q_x=0$) знаходиться у стані поперечного згинання (рис. 2).

Зазначений ексцентриситет може у ряді випадків (при суттєвих значеннях Δ) негативно вплинути на напружений стан ролика. Надалі розглядатимемо ролик як тонкостінний стрижень [1]. Причому товщина стінки перерізу цього стрижня змінна: для верхньої половини перерізу $\delta(\alpha) = \frac{D-d}{2} - \Delta + \frac{2\Delta}{\pi} \alpha$. Змінна товщина впливає на інші геометричні характеристики поперечного перерізу і зумовлює певні корективи у розрахунках небезпечних напружень.

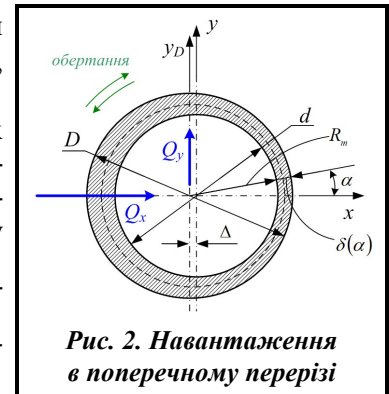


Рис. 2. Навантаження в поперечному перерізі

За наявності Δ найбільш небезпечним із точки зору нормальних напружень є навантаження ролика в положенні, в якому діє тільки сила Q_x . Для нормального напруження σ , яке обчислюється за основою формулою опору матеріалів [2], зростання викликане зменшенням осьового моменту інерції I_y і збільшенням відстані від головної центральної осі, перпендикулярної осі симетрії, до крайнього волокна перерізу в місці, де стінка має найменшу товщину. Причому обидві ці зміни параметрів призводять до зростання напруження σ за абсолютною величиною. Зауважимо, що основна формула опору матеріалів використовується не тільки при розрахунку нормальних напружень у балках і тонкостінних стрижнях [1].

Визначення дотичних напружень τ при $\Delta \neq 0$ є складнішим. Ексцентриситет при навантаженні [3], як завжди, призводить до зміни характеру дії зовнішніх зусиль. Справа в тому, що за наявності поперечної сили, яка діє в перерізі тонкостінного стрижня, одночасно виникають поперечне згинання і кручення, якщо лінія дії сили не перетинає особливої точки поперечного перерізу [4, 5].

Ця особлива точка в перерізі тонкостінного стрижня відкритого профілю називається центром згинання, а в перерізах закритого профілю – центром жорсткості [4, 5] (або центром кручення [1]). У кільцевому поперечному перерізі ($\Delta=0$) центр жорсткості поперечного перерізу розміщується у центрі кіл і при навантаженні ролика поперечною силою діє тільки поперечне згинання, а кручення не виникає [4, 5].

При $\Delta \neq 0$ геометричні характеристики перерізу зміняться і відбудеться зміщення центру жорсткості по осі x (рис. 2) у бік найбільшої товщини стінки. У цьому випадку в перерізі трубчастого елемента діятиме не тільки поперечне згинання, а й кручення. Крутний момент при цьому складає $M_{кр} = Q_y \cdot c$, де c – від осі трубчастого елемента до центру жорсткості. У тонкостінному перерізі, що розглядається, дотичні напруження постійні по товщині стінки перерізу [1] і визначаються підсумовуванням двох складових: від поперечного згинання і кручення [4, 6].

Нагадаємо, що при $\Delta \neq 0$ контурна лінія – коло радіуса R_m зі змінною товщиною стінки перерізу $\delta(\alpha) = \frac{D-d}{2} - \Delta + \frac{2\Delta}{\pi} \alpha$. Функція $\delta(\alpha)$ є лінійною залежністю. Тому розрахунок цього поперечного перерізу не зводиться до застосування простих компактних формул, які використовувалися для випадку $\Delta=0$. При визначенні внутрішніх дотичних зусиль за контуром перерізу тонкостінного стрижня замість дотичних напружень (постійних по товщині стінки в кожній точці контурної лінії, яка має форму кола радіуса R_m) прийнято використовувати потоки дотичних зусиль $q = \tau \cdot \delta$.

Потоки q , викликані поперечним згинанням (зсувом), визначаються в даному випадку за формулою

$$q(\alpha) = q_0 + q_p(\alpha),$$

де q_0 – постійна частина потоку в крайній лівій точці перерізу (рис. 2), від якої здійснюється обхід контуром перерізу (кут α); $q_p(\alpha)$ – змінна частина потоку.

Потік $q_p(\alpha)$ знаходять по відомій залежності [4, 6]

$$q_p(\alpha) = -\frac{Q_y}{I_x} S_x(\alpha),$$

де $S_x(\alpha)$ – поточний статичний момент площі перерізу.

Причому $S_x(\alpha) = \int_0^\alpha y(\alpha)\delta(\alpha)R_m d\alpha$, де $y(\alpha) = R_m \sin \alpha$ є відстанню від поточної точки на контурній лінії від осі x .

З умови статичної еквівалентності моментів: момент від потоку дотичних сил $q_0 + q_p(\alpha)$ має дорівнювати моменту від Q_y щодо будь-якої точки; прийнявши за цю точку центр кола контуру, отримаємо

$$q_0 = -\frac{1}{\Omega} \oint q_p(\alpha)R_m^2 d\alpha,$$

де $\Omega = 2\pi R_m^2$ – подвоєна площа контуру.

Потоки q , викликані крученням, визначаються формулою Бредта $q_{кр} = \frac{M_{кр}}{\Omega}$. Для визначення $M_{кр}$ необхідно знайти c – від осі трубчастого елемента до центру жорсткості. Пошук положення центру жорсткості перерізу зазвичай проводять методом фіктивного моменту [5–9]. При використанні цього методу $M_{кр}$ знаходять із фізичних міркувань, з яких $M_{кр} = \theta \cdot GI_{кр}$. Тут θ являє собою погонний кут закручування перерізу, а $GI_{кр}$ – його жорсткість при крученні.

Для перерізу, що розглядається, величини жорсткості при крученні і погонного кута закручування розраховуються за наступними формулами

$$GI_{кр} = \frac{\Omega^2}{\oint \frac{R_m d\alpha}{G\delta(\alpha)}} \text{ та } \theta = \frac{1}{\Omega} \oint \frac{q(\alpha)R_m d\alpha}{G\delta(\alpha)}.$$

Причому при обчисленні θ інтеграл доводиться брати чисельно.

Добуток погонного кута закручування на жорсткість при крученні надасть значення $M_{кр}$. Розділивши крутний момент $M_{кр}$ на величину поперечної сили Q_y , можна знайти відстань c до центру жорсткості перерізу. Крім того, за величиною $M_{кр}$ можна знайти за формулою Бредта значення потоку дотичних сил при крученні $q_{кр}$. Величина сумарного потоку дотичних сил $q_0 + q_{кр}$ дозволить визначити дотичні напруження в різних точках за контуром й оцінити їх зміни порівняно з напруженнями в ідеальному перерізі ($\Delta=0$).

Вплив неспіввісності на величини напружень

Розглянуто питання про зміну величин нормальних і дотичних напружень внаслідок неспіввісності, що досліджувалося для стандартних діаметрів трубчастих профілів при величинах Δ , рівних половині стандартного граничного відхилення зовнішнього діаметра D .

Для нормальних напружень розмір їх збільшення залежав від співвідношення товщини стінки $\delta = \frac{D-d}{2}$ і середнього діаметра $D_m = 2R_m = \frac{D+d}{2}$.

Для роликів $D=40$ мм при ексцентриситеті $\Delta=0,5$ мм та $\delta=2$ мм розрахунки показали [2] зростання нормальних напружень σ на 14,2%, а при $\delta=3,5$ мм збільшення напружень σ склало 6,3%.

Для роликів $D=60$ мм при ексцентриситеті $\Delta=0,6$ мм та $\delta=2$ мм розрахунки показали зростання нормальних напружень σ на 18,8%. При $\delta=4$ мм збільшення напружень σ склало 7,2%, а при $\delta=5$ мм – 5,3%.

Для роликів $D=82$ мм при ексцентриситеті $\Delta=0,9$ мм та $\delta=2$ мм розрахунки показали зростання нормальних напружень σ на 34,5%. При $\delta=4$ мм збільшення напружень σ склало 12,5%, а при $\delta=6$ мм – 7,1%.

Для роликів $D=115$ мм при ексцентриситеті $\Delta=1,2$ мм та $\delta=4$ мм розрахунки показали зростання нормальних напружень σ на 18,8%. При $\delta=6$ мм збільшення напружень σ склало 10,7%, а при $\delta=8$ мм – 7,2%.

Однак для роликів малої довжини визначальними в їх роботі є дотичні напруження [2]. При ідеальній формі (порожнистого циліндра при $\Delta=0$) ці напруження викликані поперечним зсувом [4]. За наявності неспіввісності ($\Delta \neq 0$) до напружень від зсуву додаються напруження від кручення. Складаюча напружень від кручення q_0 викликана моментом від поперечної сили, оскільки лінія її дії не проходить через центр жорсткості [5].

При визначенні збільшення дотичних напружень τ отримані потоки дотичних зусиль $q(\alpha) = q_0 + q_p(\alpha)$ у замкнутому контурі для двох варіантів поперечного перерізу ($\Delta=0$ і $\Delta \neq 0$) [5]. Потік q_0 – постійна частина потоку дотичних сил. Складова $q_p(\alpha)$ залежить від контурної координати α , початок обходу по якій обрано в точці контуру, розташованій на перетині з віссю x праворуч (рис. 2). Координата α наростає проти стрілки годинника.

Врівноважити момент кручення від потоку дотичних сил можна тільки силами тертя на зовнішній поверхні трубчастого елемента рольгангу. При цьому виникне поперечний зсув і згинання у напрямку осі x . Ці питання в даній роботі не розглядалися, хоча поява додаткових сил тертя сприятиме зниженню терміну експлуатації цих елементів.

Розташування центра жорсткості при наявності $\Delta \neq 0$ невідомо.

Проведено розрахунки величини c – віддалення центру жорсткості від центру окружності зовнішньої межі перерізу при різних розмірах перерізу стандартних профілів при величинах Δ , не більших половини стандартного граничного відхилення зовнішнього діаметра D .

На рис. 3 представлені результати обчислення параметра c/R_m , який позиціонує положення центру жорсткості в поперечному перерізі.

Для роликів $D=40$ мм при ексцентриситеті $\Delta=0,5$ мм та $\delta=2$ мм розрахунки показали зростання дотичних напружень τ на 27,8%, а при $\delta=3,5$ мм збільшення напружень τ склало 39,3%.

Для роликів $D=60$ мм при ексцентриситеті $\Delta=0,6$ мм та $\delta=2$ мм розрахунки показали зростання дотичних напружень τ на 35,5%, а при $\delta=4$ мм збільшення напружень τ склало 51,5%, а при $\delta=5$ мм – 63,7%.

Для роликів $D=82$ мм при ексцентриситеті $\Delta=0,9$ мм та $\delta=2$ мм розрахунки показали зростання дотичних напружень τ на 67,3%, а при $\delta=4$ мм збільшення напружень τ склало 61,7%, а при $\delta=6$ мм – 95,9%.

Для роликів $D=115$ мм при ексцентриситеті $\Delta=1,2$ мм та $\delta=4$ мм розрахунки показали зростання дотичних напружень τ на 64,0%, а при $\delta=6$ мм збільшення напружень τ склало 213%, а при $\delta=8$ мм – 240%.

Вкажемо, що в розрахунках для наведених варіантів зниження моменту інерції кручення перерізу в порівнянні з кільцевим перерізом не перевищувало в більшості випадків 3,2% (виняток становить варіант $D=82$ мм при ексцентриситеті $\Delta=0,9$ мм та $\delta=2$ мм – 7,22%).

Висновки

Отримані результати свідчать, що наявність $\Delta \neq 0$ зменшить ресурс цих елементів.

Наявність деформації кручення з врівноваженням крутного моменту силами тертя може призвести до стисненого кручення за рахунок сил тертя в напрямку осі трубчастого елемента, а це ще негативніше позначиться на напруженому стані даного елемента.

Для усунення цих недоліків слід у вхідному контролі трубчастих профілів підвищити вимоги до відхилення форми.

Література

1. Феофанов А. Ф. Строительная механика тонкостенных конструкций. М.: Оборонгиз, 1958. 331 с.
2. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів. Київ: Вища школа, 2004. 655 с.
3. Лизин В. Т., Пяткин В. А. Проектирование тонкостенных конструкций. М.: Машиностроение, 2003. 447 с.
4. Макеев А. И., Скопинцев Б. И. Строительная механика тонкостенных элементов авиационных конструкций: учебное пособие. Харьков: Харьк. авиац. ин-т им. Н. Е. Жуковского, 1987. 103 с.
5. Дібір О. Г. Будівельна механіка авіаційних конструкцій: навч. посіб. В 2 ч. Ч. 2: Розрахунок тонкостінних стрижнів. Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М. С. Жуковського «Харків. авиац. ін-т», 2020. 280 с.
6. Megson T. H. G. Introduction to aircraft structural analysis. UK, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2017. 758 p.

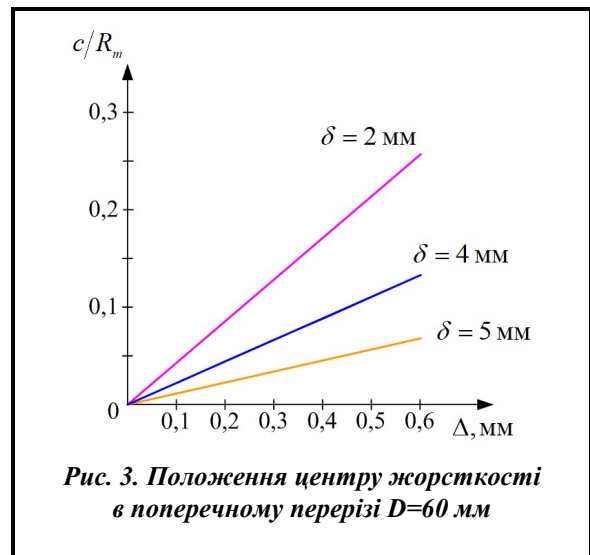


Рис. 3. Положення центру жорсткості в поперечному перерізі $D=60$ мм

7. Скопинцев Б. И., Фомичев П. А. Расчет тонкостенного стержня при изгибе и свободном кручении. Определение центра жесткости сечения: учеб. пособие. Харьков: ХАИ, 1983. 36 с.
8. Дибир А. Г., Кирпикин А. А., Пекельный Н. И. Исследование положения центра жесткости в однозамкнутом прямоугольном сечении тонкостенного стержня. *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии*: сб. науч. тр. Вып. 76. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т», 2017. С. 135–140.
9. Дибир А. Г., Кирпикин А. А., Пекельный Н. И. Исследование положения центра жесткости в однозамкнутом треугольном сечении тонкостенного стержня. *Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии*: сб. науч. тр. Вып. 80. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т», 2018. С. 134–138.

Надійшла до редакції 03.06.2023