

УДК 629.735.45

В.А. Бердочник, А.Д. Бердочник

Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТОРСИОНА ОСЬОВОГО ШАРНІРА ВТУЛКИ НЕСУЧОГО ГВИНТА ВЕРТОЛЬОТА

У статті запропоновано підходи щодо визначення раціональних параметрів торсиона осьового шарніра втулки несучого гвинта вертольота з урахуванням як явних обмежень на ці параметри, так і обмежень у вигляді функціональних залежностей. Наведено результати параметричних досліджень з використанням комплексного методу М. Бокса.

Ключові слова: втулка несучого гвинта, осьовий шарнір, торсион, методи оптимізації.

Вступ

Несуча система є найбільш навантаженим вузлом вертольота, технічна досконалість якого разом з якісною аеродинамікою в значній мірі обумовлюють льотно-технічні характеристики літального апарата в цілому. Одним з основних напрямків розвитку несучої системи, поряд з обов'язковим удосконалюванням аеродинаміки, є також розвиток її кінематичної схеми. Для сучасного вертольотобудування характерним є перехід від шарнірних моделей втулок гвинтів до пружних конструкцій, в яких роль одного чи декількох шарнірів виконують пружні елементи – торсиони або еластомірні сферичні підшипники. Прикладами подібних технічних рішень є втулки несучих гвинтів більшості сучасних вертольотів (Ми-26, Ка-50, Ми-28, АН-64, "Ансат"). [1, 2]

Метою статті є обґрунтування раціональних геометричних параметрів торсиона осьового шарніра втулки несучого гвинта вертольота з урахуванням обмежень габаритних розмірів вузла за умови дотримання заданих характеристик міцності.

Основна частина

Пластинчастий торсион осьового шарніра втулки несучого гвинта являє собою пакет сталевих пластин 3 завтовшки 0,5...0,6 мм, виготовлених із конструкційних ресорно-пружинних сталей типу 65Г, 50ХФА, ВНС-9 (рис. 1). Сталеві прокладки 2 перешкоджають утворенню надирів на пластинах 3 при їх зсувові одна відносно одної під час закручування торсиона. Для зручності збирання осьового шарніра пакет пластин фіксується втулками 1, що розвальцовуються. Для зменшення жорсткості торсиона на кручення, пластини виготовляються з одним або декількома поздовжніми пазами 4.

Основними геометричними параметрами торсиона, що підлягають оптимізації є (рис. 1):

- ширина пакету пластин – b ;
- ширина поздовжнього пазу – a ;
- висота торсиона – h (або кількість пластин – z);
- довжина торсиона – L .

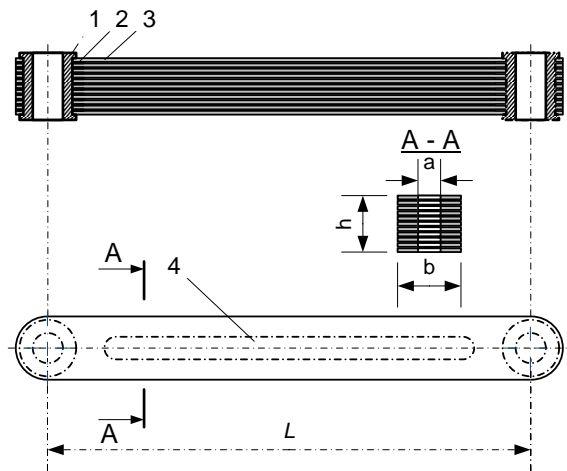


Рис. 1. Схема пластинчастого торсиона осьового шарніра втулки несучого гвинта

Цільовою функцією, що підлягає мінімізації може бути жорсткість торсиона на кручення або маса конструкції.

Торсион осьового шарніра навантажується поздовжньою відцентровою силою лопаті $N_{ц}$, що викликає появу нормальних напружень σ_N . При зміні кута установки лопаті торсион закручується і в пластинах з'являються дотичні напруження $\tau_{кр}$.

Крім того, при закручуванні торсиона перерізи пластин зміщуються по його довжині, що викликає навантаження пластин згинальним моментом M_N , який утворюється відцентровою силою на плечі $e = \frac{h}{2} \cdot \varphi$, де φ – кут установки лопаті (кут закручування торсиона). Цей момент створює в пластинах додаткові нормальні напруження σ_M , які досягають максимального значення в крайніх пластинах торсиона.

В польоті торсион закручується на кут φ :

$$\varphi = \varphi_0 + \Delta\varphi_{ц},$$

де φ_0 – кут установки лопатей (спільний крок);

$\Delta\varphi_{ц}$ – циклічна зміна кута установки.

Оскільки кут установки лопаті змінюється протягом одного оберту гвинта, нормальні й дотичні

напруження носитимуть перемінний характер. Максимальне значення нормального напруження в крайній пластині визначається як

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a,$$

де σ_m – постійна частина нормального напруження;

σ_a – перемінна частина нормального напруження.

Максимальне значення дотичного напруження в пластині визначається як

$$\tau_{\max} = \tau_m + \tau_a,$$

де τ_m – постійна частина дотичного напруження;

τ_a – перемінна частина нормального напруження.

Постійна частина навантаження обумовлена наявністю кута закручування ϕ_0 , перемінна – виникає при закручуванні торсіона на кут $\Delta\phi_c$.

Умова міцності торсіона за теорією міцності Треска – Сен-Венана:

$$\sigma_{\text{екв розр}} = \sqrt{\sigma_{\max \text{ розр}}^2 + 4\tau_{\text{кр max}}^2} \leq \sigma_B, \quad (1)$$

де $\sigma_{\text{екв розр}}$ – розрахункове значення еквівалентного напруження; $\sigma_{\max \text{ розр}}$ – розрахункове значення максимального нормального напруження; $\tau_{\text{кр max}}$ – максимальне значення дотичного напруження в крайній пластині.

Розрахункове значення максимального нормального напруження визначається за формулою:

$$\sigma_{\max \text{ розр}} = \frac{N_{\text{ц max}}}{zF} + \frac{M_{N \text{ розр}}}{W}, \quad (2)$$

де $N_{\text{ц max}}$ – максимальне значення відцентрової сили лопаті на злітному режимі роботи несучого гвинта; $F = b - a \delta$ – площа поперечного перерізу пластини; δ – товщина пластини; $M_{N \text{ розр}} = N_{\text{ц max}} \cdot f \cdot e / z$ – розрахункове значення згинального моменту, що діє на крайню пластину; $f = 2$ – коефіцієнт безпеки; $W = \delta / 6 \cdot b^2 - a^2$ – момент опору згину пластини.

Максимальне значення нормального напруження в пластині не повинне перевищувати границі витривалості матеріалу при асиметричному циклі навантаження:

$$\sigma_{\max \text{ розр}} \leq \sigma_{\max}. \quad (3)$$

Для сталі 50ХФА $\sigma_{\max} = 350 \dots 400$ МПа, для ВНС-9 – $\sigma_{\max} = 400 \dots 450$ МПа.

Дотичні напруження в пластині визначаються за формулою:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}}, \quad (4)$$

де $M_{\text{кр}} = \frac{\phi \cdot GJ_p}{L}$ – крутний момент, що виникає при закручуванні торсіона на кут ϕ ; G – модуль зсуву матеріалу; $J_p = \delta^3 b - a / 3$ – полярний момент інерції перерізу торсіона; $W_{\text{кр}} = \delta^2 b - a / 3$ – момент опору на кручення перерізу.

З урахуванням виразів для J_p та $W_{\text{кр}}$ вираз (4) набуде наступного вигляду:

$$\tau_{\text{кр}} = G \frac{\delta}{L} \phi. \quad (4')$$

Максимальне значення дотичного напруження не повинне перевищувати границі витривалості матеріалу при асиметричному циклі навантаження:

$$\tau_{\text{кр}} \leq [\tau_{\text{кр max}}]. \quad (5)$$

Для сталі 50ХФА $[\tau_{\text{кр max}}] = 250 \dots 280$ МПа.

Момент, який необхідно прикласти до торсіона для його закручування на кут ϕ визначається виразом:

$$M_{\text{к}} = M_{\text{кТ}} + M_{\text{кN}}, \quad (6)$$

де $M_{\text{кТ}} = \frac{GJ_p z}{L} \phi$ – крутний момент створюваний силами пружності пластин; $M_{\text{кN}} = N_{\text{ц}} \frac{h}{4} \phi$ – крутний момент створюваний відцентровою силою при зміщенні пластин від поздовжньої осі.

Маса конструкції робочої частини торсіона визначається виразом:

$$m_{\text{T}} = \gamma \cdot z \cdot F \cdot L, \quad (7)$$

де γ – щільність матеріалу пластин.

Задача оптимізації параметрів торсіона розглядається як визначення геометричних розмірів елементів конструкції: b , a , h , L за умов дотримання обмежень на габарити (явні обмеження), забезпечення міцності конструкції (3), (4), (1) – виконання обмежень у вигляді функціональних залежностей з кінцевою метою мінімізації функціоналів (6) або (7).

Обмеження на габарити торсіона визначаються необхідністю розташування конструкції в межах заданих розмірів діаметра цапфи осьового шарніра $D_{\text{ц}}$ та можливої її довжини $L_{\text{ц}}$, що обумовлює накладення явних обмежень на величини b , h та L , а також обмеження у вигляді функціональної залежності щодо діагоналі перерізу торсіона $\sqrt{b^2 + h^2} \leq D_{\text{ц}}$.

Геометричні параметри b , h та L є незалежними один від одного і тому можуть задаватися довільно в межах визначених габаритів. Ширина поздовжнього пазу – a є залежним від ширини торсіона параметром і задається, коли параметр b вже визначено. Ще однією особливістю розв'язання даної оптимізацій-

ної задачі є врахування дискретності зміни величини h , оскільки висота торсіона формується цілою кількістю однакових завтовшки пластин.

Перевірка працездатності запропонованого підходу проводилась для наступних умов. Розглядалась можливість визначення параметрів торсіона для величини відцентрової сили лопаті $N_{ц\max} = 525900$ Н, діаметра цапфи $D_{ц}=150$ мм, кута установки лопаті $\varphi = \varphi_0 + \Delta\varphi_{ц} = 25,5^\circ$. Явні обмеження на параметри b , h та L встановлювались наступним чином:

$$20, 0 \leq b \leq 0,95 \cdot D_{ц};$$

$$20, 0 \leq h \leq 0,95 \cdot D_{ц};$$

$$200, 0 \leq L \leq 400, 0,$$

де числові значення виражені в міліметрах.

Діапазон можливої зміни величини поздовжнього пазу задавався в межах $1, 0 \leq a \leq k \cdot b$, де величина коефіцієнта k призначалась від 0,2 до 0,6 для різних серій числових експериментів.

В якості функціонала обиралась жорсткість конструкції на кручення (6).

Розрахунки, проведені з використанням комплексного методу М. Бокса [3, 4] дали наступні результати:

1. Мінімальна жорсткість конструкції на кручення досягається при максимально можливій довжині торсіона L , мінімальній висоті h та максимально допустимій ширині поздовжнього пазу – a .

2. Збіжність ітераційного процесу по параметрах L та h достатньо інтенсивна, по b та a – уповільнена.

3. Збільшення кількості елементів розрахункового комплексу K , за умови $K \geq 8$, не впливає на швидкість знаходження точки мінімуму, але збільшує розрахунковий час, що витрачається на стягування комплексу.

Висновки

Таким чином, запропонований підхід до визначення раціональних параметрів торсіона осевого

шарніра втулки несучого гвинта вертольота дає можливість окреслити діапазон можливих комбінацій геометричних параметрів торсіона з урахуванням накладення усіх можливих обмежень конструктивного або технологічного характеру. Методика може бути успішно використана для пошуку раціонального рішення серед інших можливих конструктивних схем: торсіонів з багатьма поздовжніми пазами, з різною шириною пластин, з перемінною по довжині шириною пластин, перемінною по висоті шириною тощо. Більш детальні дослідження обраної конструктивної схеми, безумовно, слід проводити з використанням кінцево-елементної моделі торсіона [5].

Список літератури

1. Богданов Ю.С. Конструкция вертолетов / Ю.С. Богданов, Р.А. Михеев, Д.Д. Скулков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

2. Далин В.М. Конструкция вертолетов / В.М. Далин, С.В. Михеев. – М.: МАИ, 2001. – 352 с.

3. Nash, J.C. Compact numerical methods for computers: linear algebra and function minimisation - 2nd ed.– Adam Hilger, Bristol and New York, 1990. – 278 p.

4. Box M.J., A Comparison of Several Current Optimization Methods, and the Use of Transformations in Constrained Problems, Computer J., 9, 67 A966.

5. Стружанов В.В. Растяжение с кручением. сообщение 3. Итерационный метод расчета параметров равновесия и устойчивости процесса деформирования механической системы при ее смешанном нагружении / В.В. Стружанов, Е.Ю. Просвираков // Вестн. Сам. гос. техн. ун-та. Сер. Физ.-мат. науки. – 2009. – № 1(18). – С. 66-74

5. Голованов А.И. Расчетно-экспериментальные исследования прочности бесшарнирных винтов вертолетов / А.И. Голованов // Известия вузов, Авиационная техника. – 2001. – № 4. – С. 7-11.

Надійшла до редколегії 4.10.2009

Рецензент: канд. техн. наук, проф. Ю.І. Миргород, Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ТОРСИОНА ОСЕВОГО ШАРНИРА ВТУЛКИ НЕСУЩЕГО ВИНТА ВЕРТОЛЕТА

В.А. Бердоchnik, А.Д. Бердоchnik

В статье предложены подходы для определения рациональных параметров торсион осевого шарнира втулки несущего винта вертолета с учетом как явных ограничений на эти параметры, так и ограничений в виде функциональных зависимостей. Приведены результаты параметрических исследований с использованием комплексного метода М. Бокса.

Ключевые слова: втулка несущего винта, осевой шарнир, торсион, методы оптимизации.

OPTIMIZATION OF THE PARAMETERS OF THE FEATHERING HINGE TORSION SHAFT OF THE HELICOPTER ROTOR HUB

V.A. Berdochnik, A.D. Berdochnik

In the article are proposed the approaches for the definition of the rational parameters of the feathering hinge torsion shaft of the helicopter rotor hub taking into account of both the explicit limitations to these parameters and the limitations in the form of functional dependences. The results of parametrical researches with the use of M. Box's complex method are resulted.

Keywords: rotor hub, feathering hinge, torsion shaft, optimization methods.