

doi: 10.32620/oikit.2025.104.14

УДК 621.863:621.833.6-047.37

В. В. Усік, О. Ю. Кладова, О. В. Косенко

Особливості синтезу планетарних механізмів авіаційних редукторів

Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»

В даній роботі розглянуті методи розрахунків зубчастих передач авіаційних редукторів, за допомогою яких можна підвищити їх завантаженість і зменшити масу та габарити. В силових редукторах авіаційних двигунів використовують зубчасті колеса, отримані різальним інструментом з профільним кутом $\alpha = 25^\circ$ і 28° , або зі складним вихідним твірним контуром з протуберанцем. Іншим способом підвищення несучої здатності передач є використання коліс, нарізаних зі зміщенням (корегованих коліс). Такі передачі мають підвищену контактну міцність та міцність на згин. Для раціонального вибору коефіцієнтів зміщення необхідно використовувати блокувальні контури, які побудовані для пари коліс, що проектується. Використання зубчастих передач, колеса яких нарізані зі зміщенням, в планетарних механізмах потребує особливого підходу до синтезу (проектування) таких механізмів. Оптимальне проектування планетарних механізмів передбачає три основні етапи. Перший етап – це вибір оптимальної кінематичної схеми редуктора, яка відповідає необхідним технічним умовам. Аналіз існуючих кінематичних схем авіаційних редукторів вітчизняних і закордонних двигунів є можливість вибрати оптимальну кінематичну схему. До складу таких редукторів входять планетарні механізми простої і замкнутої схеми – це схеми AI , $\overline{AI}$ та $\overline{AI} - (\overline{AI}) - H$ (A – зовнішнє, I – внутрішнє

зачеплення). Наступний етап проектування – синтез самого планетарного механізму, тобто раціональний підбір комбінованого числа зубців, які відповідають кінематичним і конструктивним вимогам. Для підбору кількості зубців, які нарізані зі зміщенням, можна використовувати «генеральні» рівняння, в яких умова співвідності записана з додатковим параметром, який вказує на відсутність співвідності, з подальшим розв'язанням цієї залежності. Третій етап синтезу планетарного механізму передбачає визначення оптимальної геометрії зубчастого зачеплення за рахунок вибору раціональних коефіцієнтів зміщення за допомогою блокувальних контурів. Вибір коефіцієнтів зміщення для схеми AI та $\overline{AI}$ має свої особливості і розглядається окремо для кожної з них. Для схеми AI спочатку вибирають коефіцієнти зміщення для пари z_1 - z_2 зовнішнього зачеплення, а потім для пари коліс внутрішнього зачеплення z_3 - z_4 таким чином, щоб забезпечити умову співвідності. Особливість схеми $\overline{AI}$ полягає в тому, що сателіт z_2 одночасно знаходиться у зовнішньому зачепленні з шестернею z_1 і внутрішньому зачепленні з колесом z_3 . Для вибору коефіцієнтів зміщення для цієї схеми планетарного механізму побудовані спеціальні (просторові) блокувальні контури для всіх трьох коліс z_1 - z_2 - z_3 , які зв'язують в єдину систему три коефіцієнти зміщення x_1 , x_2 , x_3 .

Ключові слова: зубчасті передачі, блокувальні контури, передатне відношення, коефіцієнти зміщення, кінематична схема, планетарні механізми.

Вступ

Проектування редукторів турбогвинтових двигунів (ТГД) літаків і вертольотів потребує вибору кінематичних схем різної складності. Для редукторів ТГД літаків характерною є схема з одним ведучим та одним вихідним валами, це редуктори двигунів ТГД-10, НК-4, РТГА-10А. Передатне число таких редукторів лежить в межах $u_{ред}=11...20$. В редукторах вертольотних двигунів застосовують розгалужену кінематичну схему на два виходи потужності до несучого гвинта та

хвостового від одного ТГД. У сучасних вертольотах використовують кінематичні схеми з двома газотурбинними двигунами (ГТД), які працюють на один головний редуктор. Це редуктори РВ-8А, Р-7.

Передатне числа головних редукторів вертольотів лежать в межах 80...100. До складу таких редукторів входять кілька ступенів зубчастих передач: на швидкохідних ступенях використовують зубчасті передачі з нерухомими осями, а на тихохідній – прості або замкнені планетарні механізми.

Задача підвищення несучої здатності, зменшення маси та габаритних розмірів, збільшення строку служби та ККД зубчастих передач є актуальною та складною. Її вирішують використовуючи високоякісні матеріали, надаючи зубчастим передачам відповідних конструктивних і технологічних властивостей, впроваджуючи ефективні методи розрахунків.

В силових авіаційних редукторах використовують зубчасті зачеплення з профільним кутом вихідного твірного контуру (ВТК) $\alpha = 25^\circ$ і 28° , а також складний ВТК з протуберанцем, що дає змогу підвищити міцність зубців передачі.

Наступним напрямком підвищення несучої здатності зубчастих передач є використання коліс, нарізаних зі зміщенням – кореговані колеса. Коефіцієнти зміщення впливають на геометрію профілів зубців, геометричні показники якості зачеплення, підвищують контактну та згину міцність зубців. Для раціонального (оптимального) вибору коефіцієнтів зміщення необхідно використовувати блокувальні контури.

Основна частина

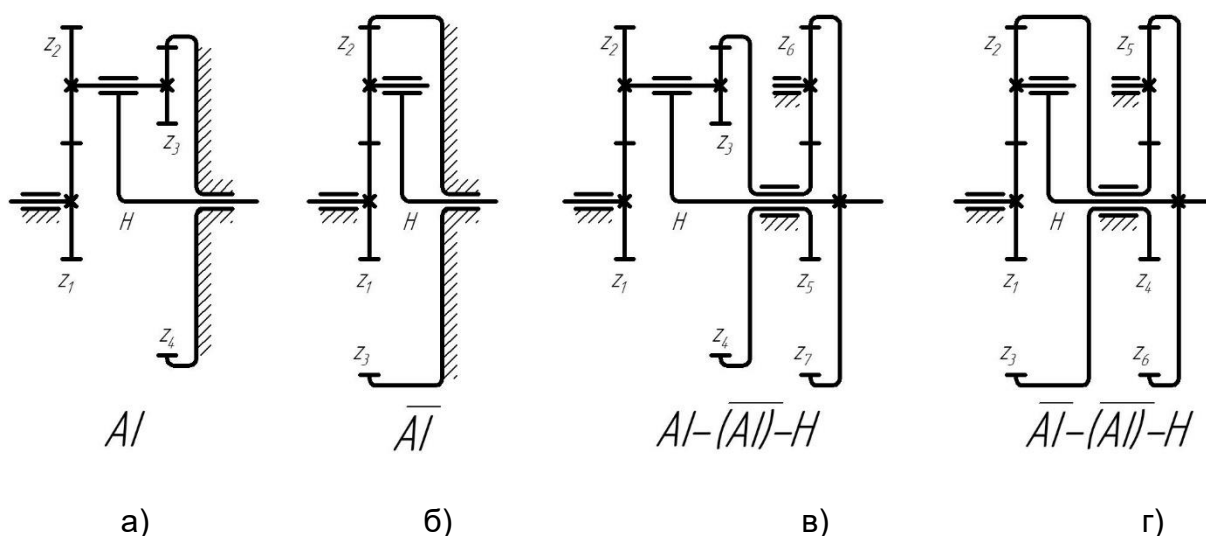
В даній роботі розглядається задача синтезу (проектування) планетарних механізмів силових редукторів, в яких використовують кореговані колеса.

Підвищені вимоги, спрямовані на зменшення габаритів і ваги авіаційних редукторів, забезпечуються використанням планетарних і диференціальних механізмів. Аналіз кінематичних схем силових редукторів літаків і вертольотів показав, що в цих схемах використовують як прості планетарні механізми типу AI : $\overline{AI}$ – це редуктори вертольотів ТГД-10, НК-4, РТГА-10А (рис. 1а), так і замкнені планетарні механізми $\overline{AI} - (\overline{AI}) - H$ – це редуктори двигунів AI-20, AI-24, тихохідна ступінь редуктора Р-7 (рис. 1, г), а також диференціальні механізми типу $D.AI$, $D.\overline{AI}$ – це редуктори ТГД НК-12М, Д-27.

Оптимальне проектування (синтез) планетарних механізмів передбачає три основні етапи. Перший з них – вибір раціональної кінематичної схеми редуктора, яка відповідає необхідним критеріям і заданим технічним умовам.

Аналіз існуючих кінематичних схем авіаційних редукторів вітчизняних і закордонних ГТД дає можливість вибрати оптимальну кінематичну схему редуктора.

Наступний етап проектування – синтез самого планетарного механізмів за рахунок раціонального вибору комбінації чисел зубців, які відповідають кінематичним і конструктивним вимогам, а також вимогам міцності зубців передачі.

Рис. 1. Види планетарних механізмів: а – схема передачі AI ;б – схема передачі $\overline{AI}$; в – схема передачі $AI - (\overline{AI}) - H$;г – схема передачі $\overline{AI} - (\overline{AI}) - H$.

Наступний етап проектування - синтез самого планетарного механізмів за рахунок раціонального вибору комбінації чисел зубців, які відповідають кінематичним і конструктивним вимогам, а також вимогам міцності зубців передачі.

Під час підбору кількості зубців коліс для вибраної схеми планетарного механізму необхідно задовольнити кілька обов'язкових умов одночасно:

- рівняння передатного відношення;
- умову співвісності;
- умову сусідства;
- умову складання механізму.

Крім обов'язкових умов в процесі підбору чисел зубців необхідно виконати і додаткові умови, які покращують якісні показники планетарного механізму. Серед них:

- мінімальна маса і габарити;
- високий ККД;
- умови відсутності інтерференцій зубців;
- міцність зубчастих зачеплень;
- мати кращі вібраційні характеристики та інші.

Задача конструктора полягає в тому, щоб з різних комбінацій підібраних чисел зубців коліс, що задовольняють обов'язкові умови, вибрати ті, які відповідають додатково конструктивним умовам та умовам міцності зубців коліс.

Розглянемо обов'язкові вимоги та умови синтезу планетарних механізмів.

1. Рівняння передатного відношення.

Для простих планетарних механізмів:

$$\text{типу } AI \quad i_{in}^4 = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} ; \quad (1a)$$

$$\text{типу } \overline{AI} \quad i_{in}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1} . \quad (16)$$

Для замкнених планетарних механізмів типу $AI - (\overline{AI}) - H$ і $\overline{AI} - (\overline{AI}) - H$ (рис. 1, в і г)

$$i_{17} = i_{17}^4 + i_{17}^H = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} + \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_7}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}, \quad (1в)$$

$$i_{16} = i_{16}^3 + i_{16}^H = 1 + \frac{z_3}{z_1} + \frac{z_3 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_4}. \quad (1г)$$

2. Умова співвісності вимагає рівність міжосьових відстаней для відповідних зачеплень. Для схеми AI (див. рис. 1, а) маємо

$$a_{w12} = a_{w34},$$

$$\frac{m_{12}}{2} (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w12}} = \frac{m_{34}}{2} (z_4 - z_3) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w34}}, \quad (2)$$

або

$$\lambda (z_1 + z_2) = (z_4 - z_3) C, \quad (3)$$

де $\lambda = \frac{m_{12}}{m_{34}} \pm$; $C = \frac{\cos \alpha_{w12}}{\cos \alpha_{w34}}.$

Запишемо рівняння (3) в такому вигляді

$$(z_1 + z_2) = (z_4 - z_3) \frac{C}{\lambda},$$

або, віднявши від правої і лівої частини попереднього рівняння вираз $z_4 - z_3$, отримаємо

$$(z_1 + z_2) - (z_4 - z_3) = (z_4 - z_3) \left(\frac{C}{\lambda} - 1 \right) = e, \quad (4)$$

де $e = (z_4 - z_3) \left(\frac{C}{\lambda} - 1 \right)$ – параметр, який вказує на відсутність співвісності, він повинен бути цілим числом.

У випадку, коли $\lambda = 1$, число e приймає значення: $e = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3$.

Для схеми $\overline{AI}$ (див. рис. 1, б) маємо $m_{12} = m_{23}$, тобто $\lambda = 1$, умова співвісності виглядає як

$$(z_1 + z_2) = (z_3 - z_2) C,$$

або

$$(z_1 + z_2) - (z_3 - z_2) = (z_3 - z_2) (C - 1),$$

$$z_1 + 2z_2 - z_3 = (z_3 - z_2) (C - 1) = e. \quad (5)$$

Значення $e = 0$ відповідає випадку проектування планетарного механізму з нульовими колесами.

3. Умова сусідства сателітів

Для зменшення габаритних розмірів і маси редуктора використовують декілька сателітів, які рівномірно розташовані по колу. У силових редукторах число $k = 3 \dots 10$.

При проектуванні механізму треба виконати умову розміщення сателітів в одній площині, щоб вони не заважали обертатися один одному. Для схеми AI ця умова має вигляд

$$a_{w12} \sin \frac{\pi}{k} > r_{a3} , \quad (6)$$

або

$$\frac{(z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w12}} \sin \frac{\pi}{k} > \begin{cases} \frac{z_2}{2} + h_a^* + x_2 - \Delta y; \text{ при } x\lambda > 1; \\ \frac{z_3}{2} + h_a^* + x_3 - \Delta y; \text{ при } x\lambda < 1. \end{cases}$$

4. Умова складання.

Умова складання планетарного механізму передбачає можливість, коли всі сателіти одночасно увійшли в зачеплення з центральними колесами.

Для схеми *AI* умова складання має таку залежність

$$\frac{z_1}{k} \left(1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} \right) - \frac{z_2}{z_3} Q = P , \quad (7)$$

де P і Q – цілі числа, які мають технологічне значення: вони показують, які за рахунком зубці центральних коліс z_1 і z_4 , починаючи з першого сателіта $z_2 - z_3$, необхідно сумістити з лінією центрів другого сателіта, щоб останній поставити в положення першого (P – відноситься до колеса z_1 , Q – до колеса z_4).

Таким чином, завдання визначення кількості зубців зводиться до складання вихідних рівнянь (1), (2), (7), що відображають зазначені умови для кожної конкретної схеми механізму і спільного їх розв'язання.

Існує кілька методів їх розв'язання, а отже і методів підбору кількості зубців [2, 3].

Більш раціональним є метод підбору кількості зубців за так званими «генеральними рівняннями» [2].

Систему рівнянь (1), (2), (7) розв'язують відносно z_1 і отримують «генеральні рівняння» для підбору чисел зубців (з урахуванням коефіцієнтів зміщення) корегованих коліс. Для схеми *AI* вони мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} z_1 &= k \frac{P + Qx}{U_{iH}^4}; & z_2 &= \frac{z_1 (U_{iH}^4 - 1 - x) + ex}{1 + x}; \\ z_3 &= \frac{z_2}{x}; & z_4 &= z_1 \frac{U_{iH}^4 - 1}{x}. \end{aligned} \quad (8)$$

Для схеми $\overline{AI}$

$$z_1 = k \frac{N}{\dot{U}_{1H}^3}; \quad z_2 = \frac{z_1 (\dot{U}_{1H}^3 - 2) + e}{2}; \quad z_3 = z_1 (\dot{U}_{1H}^3 - 1). \quad (9)$$

Отримані рівняння показують, що для підбору чисел зубців корегованих коліс можливо використовувати отримані залежності (8) і (9), а число зубців сателіта z_2 зменшити на 1...3 зубців таким чином, щоб сума зубців зовнішнього зачеплення ($z_1 + z_2$) була трохи менше різниці ($z_4 - z_3$) для внутрішнього зачеплення.

Третій етап проектування планетарного механізму передбачає визначення оптимальної геометрії зубчастого зачеплення за рахунок вибору відповідних коефіцієнтів зміщення за допомогою блокувальних контурів. При виборі коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 необхідно в кожному конкретному випадку врахувати конкретні умови роботи зубчастої передачі та вимоги, які до неї пред'являють.

Раціональний шлях для вибору коефіцієнтів x_1 і x_2 є використання

блокувальних контурів, при будові яких передбачені всі можливі негативні явища, які можуть виникнути при нарізанні коліс та при їх зачепленні: підріз зубців, заклинювання передачі, загострення зубців на поверхні коліс вершин, або недостатнє значення коефіцієнта перекриття.

Розглянемо два випадки вибору коефіцієнтів x_1 і x_2 окремо для передачі AI і $\overline{AI}$.

1. Планетарний механізм AI , до складу якого входить зовнішнє зачеплення $z_1 - z_2$ і внутрішнє – $z_3 - z_4$ (див. рис. 1, а).

Спочатку розглядаємо зачеплення $z_1 - z_2$. Для нього будуємо блокувальний контур, з якого призначають коефіцієнти x_1 і x_2 , які відповідають технічним вимогам. Далі виконують геометричний розрахунок цієї передачі.

Потім розглядаємо внутрішнє зачеплення $z_3 - z_4$ і будують для нього блокувальний контур. Додатковою умовою при виборі коефіцієнтів x_3 і x_4 є необхідність забезпечити умову співвісності $\alpha_{w12} = \alpha_{w34}$, тобто вписати зубчасті передачу, яку проектуємо, в задану міжосьову відстань. При розв'язанні цієї задачі спочатку визначаємо кут зачеплення α_{w34} , з рівняння співвісності (2а).

$$\frac{m_{12}}{2}(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w12}} = \frac{m_{34}}{2}(z_4 - z_3) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w34}}$$

Звідки

$$\cos \alpha_{w34} = \frac{w_{34}}{m_{12}} \frac{(z_4 - z_3)}{(z_1 + z_2)} \cos \alpha_{w12}.$$

Далі визначаємо коефіцієнт суми зміщень x_C :

$$x_c = \frac{z_4 - z_3}{2} \frac{(\operatorname{inv} \alpha_{w34} - \operatorname{inv} \alpha)}{\operatorname{tg} \alpha},$$

де $x_C = x_4 - x_3$.

Маючи значення x_C для зачеплення $z_3 - z_4$, використовуємо блокувальний контур для цієї зубчастої пари, з якого призначаємо коефіцієнти x_3 і x_4 таким чином, щоб виконувалась умова $x_C = x_4 - x_3$.

Якщо результати вибраних x_3 і x_4 не задовольняють умови задачі, тоді необхідно підібрати нові значення x_1 і x_2 і повторити розрахунок для внутрішнього зачеплення $z_3 - z_4$.

2. Вибір коефіцієнтів зміщення для зубчастих зачеплень планетарного механізму $\overline{AI}$.

В планетарному механізмі $\overline{AI}$ (див. рис. 1, б) маємо випадок, коли сателіт z_2 одночасно знаходиться в зовнішньому зачепленні з центральним колесом z_1 та внутрішньому зачепленні з колесом z_3 . Модуль всіх коліс однаковий і умова співвісності має вигляд

$$\frac{z_1 + z_2}{\cos \alpha_{w12}} = \frac{z_3 - z_2}{\cos \alpha_{w23}}.$$

Щоб забезпечити цю умову необхідно узгодити число зубців z_1, z_2, z_3 з коефіцієнтами зміщення цих коліс x_1, x_2, x_3 .

Якщо коефіцієнти x_1, x_2, x_3 підібрати по блокувальним контурам окремо для зачеплення $z_1 - z_2$ і $z_2 - z_3$, то вони можуть бути непридатними для використання, бо в двох окремо виконаних розрахунках геометричних параметрів можливо отримати різні діаметри кола вершин сателіта z_2 і відповідно різну висоту зубців

z_2 . В такому випадку необхідно призначити для сателіта z_2 таку систему розрахунку геометричних параметрів, яка однозначно визначала би його діаметр кола вершин і забезпечила постійну висоту зубців $h_2 = h^*_{2m}$ при будь-яких значеннях коефіцієнта x_2 незалежно від параметрів центральних коліс z_1 і z_3 . Тобто необхідно вести взаємозв'язаний в єдину систему геометричний розрахунок параметрів одночасно двох значень $z_1 - z_2$ і $z_2 - z_3$.

Така система розрахунків була розроблена фахівцями під керівництвом І. А. Болотовського [4].

Результати розрахунків за цією системою подані у вигляді спеціальних блокувальних контурів для всіх трьох коліс z_1, z_2, z_3 планетарного механізму, який проектуємо.

Висновки

Наведені рекомендації синтезу планетарних механізмів, до складу яких входять зубчасті колеса, виготовлені зі зміщенням різального інструмента, що дозволяє вибирати оптимальні варіанти підбору чисел зубців, а також коефіцієнтів зміщення для них за допомогою блокувальних контурів.

Раціональний вибір коефіцієнтів зміщення дає можливість проектувати планетарні механізми з підвищеною вантажопідйомністю, що в свою чергу підвищить надійність і довговічність зубчастих зачеплень і відповідно силових авіаційних редукторів.

Список літератури

1. Доценко, В. М. *Основи проектування механічних вузлів авіаційно-космічної техніки* : навч. посібн. / В. М. Доценко, В. М. Павленко, Ю. В. Ковеза та інш. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.-т», 2015. – 328 с.
2. Ткаченко, В. А. *Планетарні механізми (оптимальне проектування)* / В. А. Ткаченко. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.-т», 2003. – 446 с.
3. Король, Ю. Г. *Синтез чисел зубців планетарних механізмів* / Ю. Г. Король, О. Ю. Кладова, В. М. Павленко. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін.-т», 2004. – 54 с.
4. Довідник по геометричному розрахунку евольвентних зубчастих і черв'ячних передач / під ред. І. А. Болотовського. – М.: Машинобудування, 1986. – 448 с.

References

1. Dotsenko, V. M. Fundamentals of design of mechanical units of aerospace engineering: teaching aids / V. M. Dotsenko, V. M. Pavlenko, Yu. V. Koveza and others. – Kh.: National Aerospace University named after M. Ye. Zhukovsky "Kharkiv Aviation Institute", 2015. – 328 p.
2. Tkachenko, V. A. Planetary mechanisms (optimal design) / V. A. Tkachenko. – Kh.: National Aerospace University named after M. Ye. Zhukovsky "Kharkiv Aviation Institute", 2003. – 446 p.
3. Korol, Yu. G. Synthesis of numbers of teeth of planetary mechanisms / Yu. G. Korol, O. Yu. Kladova, V. M. Pavlenko. – Kh.: National Aerospace University

named after M. Ye. Zhukovsky "Kharkiv Aviation Institute", 2004. – 54 p.

4. Handbook on geometric calculation of involute gear and worm gears / edited by I. A. Bolotovskiy. – M.: Mechanical Engineering, 1986. – 448 p.

Надійшла до редакції 13.05.2025, розглянута на редколегії 13.05.2025

Features of the synthesis of planetary mechanisms of aviation gearboxes

This paper considers methods for calculating gear transmissions of aircraft gearboxes, which can increase their load capacity and reduce mass and dimensions. In power gearboxes of aircraft engines, gears are used, obtained by a cutting tool with a profile angle $\alpha = 25^\circ$ and 28° , or with a complex initial generating contour with a protrusion. Another way to increase the bearing capacity of gears is to use wheels cut with an offset (corrected wheels). Such gears have increased contact strength and bending strength. For a rational choice of displacement coefficients, it is necessary to use locking contours that are built for a pair of wheels being designed. The use of gears whose wheels are cut with an offset in planetary mechanisms requires a special approach to the synthesis (design) of such mechanisms. Optimal design of planetary mechanisms involves three main stages. The first stage is the selection of the optimal kinematic scheme of the gearbox that meets the required technical conditions. Analysis of existing kinematic schemes of aircraft gearboxes of domestic and foreign engines makes it possible to choose the optimal kinematic scheme. Such gearboxes include planetary mechanisms of simple and closed circuits – these are schemes AI , $\overline{AI}$ та $\overline{AI} - (\overline{AI}) - H$ (A – external, I – internal gearing). The next stage of design is the synthesis of the planetary mechanism itself, i.e. rational selection of the combined number of teeth that meet the kinematic and design requirements. To select the number of teeth that are cut with an offset, you can use "general" equations in which the condition of co-axiality is written with an additional parameter indicating the absence of co-axiality, with the subsequent solution of this dependence. The third stage of the synthesis of the planetary mechanism involves determining the optimal geometry of the gear meshing by selecting rational offset coefficients using blocking contours. Selection of offset coefficients for the scheme AI and $\overline{AI}$ has its own characteristics and is considered separately for each of them. For the AI scheme, first the displacement coefficients are selected for the pair z_1-z_2 of the external gear, and then for the pair of wheels of the internal gear z_3-z_4 in such a way as to ensure the condition of co-axiality. The peculiarity of the scheme is that the satellite z_2 is simultaneously in external gearing with the gear z_1 and internal gearing with the wheel z_3 . To select the displacement coefficients for this scheme of the planetary mechanism, special (spatial) blocking circuits are constructed for all three wheels $z_1-z_2-z_3$, which connect the three displacement coefficients x_1, x_2, x_3 into a single system.

Keywords: gear transmissions, blocking circuits, gear ratio, displacement coefficients, kinematic scheme, planetary mechanisms.

Відомості про автора:

Усік Віктор Васильович – кандидат технічних наук, доцент кафедри

теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут» м. Харків, Україна; v.usik@khai.edu; ORCID: 0000-0003-0452-3266

Кладова Ольга Юріївна – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут» м. Харків, Україна, o.kladova@khai.edu; ORCID: 0009-0008-1629-1080

Косенко Оксана Валеріївна – асистентка кафедри теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут» м. Харків, Україна; o.kosenko@khai.edu; ORCID: 0009-0007-6264-5778

About the Author:

Usyk Viktor – Doctor of Philosophy, Assistant-Professor, Head of Department of Theoretical Mechanics, Engineering and Robomechanical Systems, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine; v.usik@khai.edu; ORCID: 0000-0003-0452-3266

Kladova Olha – PhD in Processes and Machines of Plastic Working, Associate Professor of Department of Theoretical Mechanics, Engineering and Robomechanical Systems, National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine, o.kladova@khai.edu. ORCID: 0009-0008-1629-1080

Kosenko Oksana – assistant of Department of Theoretical Mechanics, Engineering and Robomechanical Systems, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine; o.kosenko@khai.edu; ORCID: 0009-0007-6264-5778