

3D ТВЕРДІЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ У ЗАДАЧІ ОЦІНКИ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ОПТИМАЛЬНОЇ ПО МАСІ КОНСТРУКЦІЇ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ ДЖЕЙМСА

Національний аерокосмічний університет ім. Н.С. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Практика проектування і створення приводів систем управління літальних апаратів показує, що вимога забезпечення найменшої маси конструкції приводу і вимога до його здатності навантаження можуть бути не сумісні. Іноді такі вимоги можуть бути взаємно суперечливими. Вирішення такого протиріччя бути виконано двома різними підходами. При першому підході критерій мінімуму маси вважається основним, а оцінка несучої здатності виконується за знайденими параметрами оптимальної по масі конструкції. Для другого підходу умова забезпечення заданої несучої здатності враховується при оптимізації маси конструкції приводу. Обидва підходи мають свої плюси і мінуси. Тому оцінка несучої здатності конструкції вищеназваних приводів, що мають мінімальну масу є актуальною.

Розробка методики оцінки несучої здатності оптимальної по масі конструкції планетарного механізму Джеймса (механізму типу \overline{AI}), кінематична схема якого показана на рис. 1, розглянута в роботі [1]. У цій роботі сумарна маса механізму визначається за формулою

$$M_{\overline{AI}} = \frac{\pi\rho_1}{4} \cdot b_1 d_1^2 \cdot \left(1 + k \cdot \left(\frac{u-2}{2} \right)^2 + n_M \cdot \frac{u^2}{4} \right) = \frac{\pi\rho_1}{4} b_1 d_1^2 \cdot A, \quad (1)$$

де ρ_1 , b_1 , d_1 – щільність матеріалу, ширина зубчастого вінця і діаметр ділильного кола центрального зубчастого колеса z_1 ; k – число сателітів z_2 механізму; n_M – коефіцієнт приведення мас корпусу, водила і нерухомого зубчастого колеса z_3 до маси умовного диска, діаметр якого дорівнює подвоєній міжосьовій відстані зовнішнього зубчастого зачеплення z_1 - z_2 , а ширина дорівнює ширині зубчастого вінця центрального рухомого зубчастого колеса z_1 ; $u = u_{1H}^3 = 1 + z_3/z_1$ – передаточне відношення механізму; $A = 1 + k \left(\frac{u-2}{2} \right)^2 + n_M \frac{u^2}{4}$ – безрозмірний коефіцієнт.

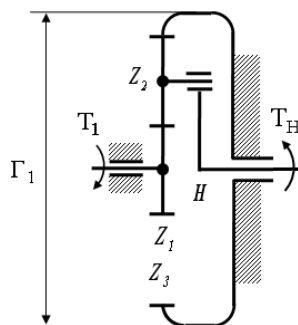


Рис. 1 – Простий планетарний механізм типу \overline{AI}

Формула (1) отримана в припущенні, що матеріали усіх зубчастих коліс однакові і однакові їх ширина зубчастих вінців. При заданих значеннях параметрів k , n_M і передаточного

відношення u сумарна маса механізму визначається масою умовного об'єму $0,25\pi b_1 d_1^2$ центрального рухомого зубчастого колеса z_1 .

Умовний об'єм $0,25\pi b_1 d_1^2$ центрального рухомого зубчастого колеса z_1 може бути знайдений з різних умов міцності. Введемо в розгляд коефіцієнт маси

$$C_{ic} = \frac{\pi \rho_1}{4} (b_1 d_1^2)_{ic}. \quad (2)$$

У формулі (2) нижній індекс «іс» вказує на позначення критерію міцності, з якого знаходять відповідну величину $(b_1 d_1^2)_{ic}$.

З урахуванням (2) формулу (1) перепишемо у безрозмірному вигляді

$$\overline{M}_{ic} = \frac{M_{AI}}{C_{ic}}. \quad (3)$$

Наприклад, з урахуванням умови контактної міцності зовнішнього зубчастого зачеплення z_1 - z_2 отримаємо формулу (3) у вигляді [1]

$$\overline{M}_H = \frac{M_{AI}}{C_H} = \frac{A}{k(u-2)} = \frac{1+k\left(\frac{u-2}{2}\right)^2 + n_M \frac{u^2}{4}}{k(u-2)}, \quad (4)$$

де $C_{ic} = C_H = \frac{\pi \rho_1}{4} \frac{0,7T_1(\Omega_H E_{np} K_{H\beta} K_{H\alpha})_{12}}{(\sigma_{HP})_{12}^2 \cos^2(\alpha_t) \operatorname{tg}(\alpha_{nw12})}$ – коефіцієнт маси при розрахунку на контактну

міцність; Ω_H – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження серед сателітів при розрахунку на контакт (H); \overline{M}_H – аналог маси простого планетарного механізму типу \overline{AI} при розрахунку на контактну міцність зовнішнього зачеплення z_1 - z_2 .

При заданих значеннях параметрів k і n_M конструкції механізму аналог його маси \overline{M}_H є функцією передаточного відношення механізму u , тобто $\overline{M}_H = \overline{M}_H(u)$. На рис. 2 наведено графіки цієї функції.

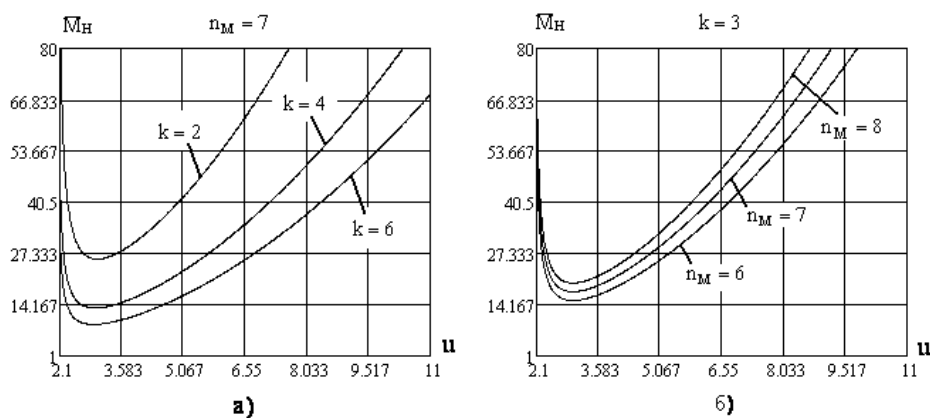


Рис. 2 – Графіки функції $\overline{M}_H = \overline{M}_H(u)$

З представлених на рис. 2 графіків видно, що функція аналога маси планетарного механізму типу \overline{AI} при розрахунку контактну міцність його зовнішнього зачеплення z_1-z_2 має явний мінімум. При цьому зі збільшенням числа сателітів k або зменшенням значення параметра n_M значення цього мінімуму зменшується.

З умови контактної міцності зовнішнього зубчастого зачеплення z_1-z_2 отримуємо формулу для визначення значення моменту на вході механізму $[T_1]_H$ [1]

$$[T_1]_H = \frac{(\sigma_{HP}^2)_{12}}{0,418^2 4 \Omega_H} \frac{k \cos^2(\alpha_t) \operatorname{tg}(\alpha_{tw12})}{(E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12}} \frac{u-2}{u} b_1 d_1^2. \quad (5)$$

Значення допустимого моменту навантаження механізму $[T_H]_H$ знаходимо з (5) [1]

$$[T_H]_H = [T_1]_H u = \frac{(\sigma_{HP}^2)_{12}}{0,418^2 4 \Omega_H} \frac{k \cos^2(\alpha_t) \times \operatorname{tg}(\alpha_{tw12})}{(E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12}} (u-2) b_1 d_1^2. \quad (6)$$

Перепишемо формулу (6) у вигляді, який більш підходить для аналізу [1]

$$[T_H]_H = K_{\overline{AI-H}} \frac{d_3^3}{50 \Omega_H} \frac{(\sigma_{HP}^2)_{12} \cos^3(\alpha_t) \operatorname{tg}(\alpha_{tw12})}{0,7 (E_{np} K_{H\beta} K_{Hv})_{12} \cos(\alpha_{tw12})}, \quad (7)$$

$$\text{де } K_{\overline{AI-H}} = \begin{cases} \frac{50k\psi_{bd12}(p-1)}{p^3}, & p \geq 3 \\ \frac{25k\psi_{bd12}(p-1)^2}{p^3}, & p < 3 \end{cases} \quad \text{– коефіцієнт, що характеризує несучу здатність механізму}$$

типу \overline{AI} при розрахунку на контактну міцність його зовнішнього зачеплення z_1-z_2 ; $\psi_{bd12} = b_1/d_{w1}$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця щодо діаметра для зовнішнього зубчастого зачеплення механізму.

При заданих значеннях $K_{H\beta}$, K_{Hv} , α_t , α_{tw12} , E_{np} , σ_{HP} для зовнішнього зачеплення механізму та значення діаметра епіциклу d_3 несуча здатність механізму залежить від значення коефіцієнта $K_{\overline{AI-H}}$. На рис. 3 наведено графік залежності коефіцієнта $K_{\overline{AI-H}}$ від величини параметра $p = z_3/z_1$. При цьому значення параметра прийнято дорівнює 0,7 [1]. При збільшенні значення параметра понад 0,7 до 1,4 значення коефіцієнта теж зростає. Однак при цьому збільшується осьовий розмір механізму.

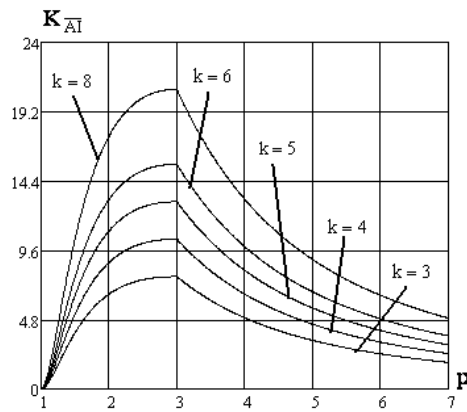


Рис. 3– Графік залежності коефіцієнта $K_{\overline{AI}_H}$ в ід величини параметра p

Аналіз графіків, наведених на рис. 2 і 3, показує, що значення передаточного відношення механізму u_{\max} , при якому його несуча здатність буде найбільшою, більше значення передаточного відношення $u_{opt H}$, коли його маса буде найменшою.

Із застосуванням розглянутого підходу, але для згинальної міцності, наводиться у роботах [1] і [2]. Також у цих роботах розглядаються різні варіанти обмежень на основні параметри конструкції планетарного механізму \overline{AI} . Зауважимо, що чим більше буде конструкторських обмежень, тим складнішим буде аналіз цільових функцій проектування.

Поліпшити розглянуту методику щодо надання як формул і графіків, а й у вигляді моделей (комп'ютерних макетов) проектованої конструкції, можна з допомогою застосування 3D твердотільного геометричного моделювання.

1. На першому етапі виконується перевірочний розрахунок міцності (контактної та згинальної) зовнішнього зубчастого зачеплення z_1-z_2 та внутрішнього зачеплення z_2-z_3 при дії максимального навантаження. Далі виконується розрахунок на довговічність зубчастих зачеплень. Розрахунки виконуються за ГОСТ 21354-87. Кожний розрахунок виконається для двох значень передаточного відношення планетарного механізму – для $u_{opt ci}$ та u_{\max} відповідно.

Розрахунки можна виконати, наприклад, у програмному середовищі КОМПАС-3D засобами бібліотеки „КОМПАС-SHAFT 2D“ або іншими програмними середовищами (Mathcad, MATLAB, Maple і так далі).

На основі аналізу результатів розрахунків вибираються відповідні значення варійованих параметрів конструкцій зубчастих зачеплень. Ці значення визначаться у відповідності прийнятому критерію вибору.

2. Будується параметричні 3D твердотільні геометричні моделі двох планетарних механізмів типу \overline{AI} , у яких передаточні відношення рівні відповідно $u_{opt ci}$ та u_{\max} . На даному етапі необов'язково будувати моделі, у складі яких є вали, підшипники, корпуси та інші деталі конструкцій. Пов'язано це з тим, що метою виконання цього етапу це отримання інформації про масові, інерційні і габаритні дані кінематичних схем проектованих механізмів з урахуванням реальної геометрії зубчастих коліс.

На рис. 4 показані 3D моделі зубчастих коліс двох аналізованих кінематичних схем планетарного механізму типу \overline{AI} , які були побудовані в програмному середовищі SolidWorks. При побудові моделей було використано бібліотеку Toolbox.

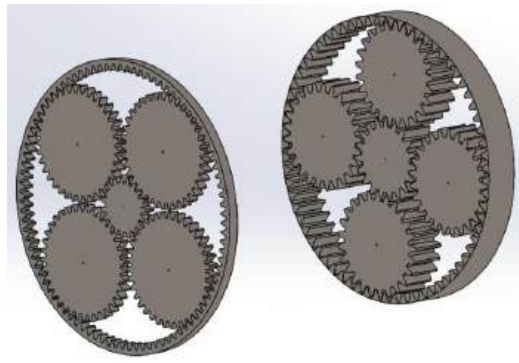


Рис. 4 – 3D твердотільні геометричні моделі планетарного механізму типу \overline{AI}

Моделі були побудовані для конструкції зубчастих коліс, у яких варійованим параметром була ширина зубчастих вінців. При цьому інші параметри (спосіб і характеристики процесу зміцнення, параметри вихідного контура профілю зубців, типи зуборізного інструменту для коліс із зовнішніми зубцями і внутрішніми зубцями відповідно) приймалися однаковими. Модулі зубчастих коліс вибиралися з умов міцності і з урахуванням конструкторських обмежень. Числа зубців вибиралися з урахуванням того, що їх сума (сонячного, сателіта і епіциклу) має бути мінімальною, але ці значення повинні реалізовувати задані передаточні відношення. Діапазон числа зубців зубчастого колеса приймався рівним від 18 до 200. Коригування зубчастих коліс не виконувалося.

3. Дослідження динаміки руху побудованих моделей планетарного механізму типу \overline{AI} виконувалося інструментом SolidWorks Motion. Цей інструмент дозволяють моделювати рух збірки планетарного механізму від простого без урахування мас і матеріалів деталей у збірці (рух збірки) до точного моделювання та аналізу ефектів руху елементів (включаючи сили, контакт, пружини, демпфери та тертя) у збірці (аналіз руху). Моделювання тривимірного руху компонент збірки та їх взаємодії ґрунтуються на динаміці твердих тіл.

Базове рух дозволяє отримати попередню оцінку обраних технічних рішень, оскільки здатне враховувати контакт між деталями без додавання сполучення між ними, а також враховує масу деталей і дозволяє задавати сили і пружини при моделюванні фізичного руху елементів у збірці. Аналіз руху можна використовувати для точного моделювання руху в збірці при перевірці аналітичних розрахунків чи уточнення експериментальних досліджень, оскільки дозволяє врахувати як матеріал деталей, але і їх жорсткість, тертя між деталями та багато інших параметрів.

На рис. 5 показано параметричну модель планетарного механізму типу \overline{AI} для дослідження динаміки його руху в SolidWorks Motion. Тут показаний лише один сателіт із чотирьох, які були показані на рис. 4. Для завдання закону руху сонячного колеса (центрального рухомого зубчастого колеса z_1) застосовують інструмент "Двигун", в якому вибирається обертальний двигун і напрямок обертання (червона стрілка на рис. 5).

Застосування інструменту "Контакт" забезпечує контактну взаємодію зубчастих коліс. Як видно із рис. 5 задані наступні контактні пари – z_1 - z_2 (сонце-сателіт) та z_2 - z_3 (сателіт-епіцикл). Таким чином моделюється контактна взаємодія відповідних зубчастих зачеплень. Усього задається 4 контакти для зовнішніх зубчастих зачеплень z_1 - z_2 та 4 контакти для внутрішніх зубчастих зачеплень z_2 - z_3 .

Для проведення кінематичного аналізу збірки планетарного механізму достатньо наявність двох інструментів – "Двигун" і "Контакт" і тип дослідження руху – Базовий рух.

Для моделювання руху планетарного механізму з урахуванням чинного на механізм навантаження, що прикладається до водилу, застосовують інструмент "Сила" (синя стрілка на рис. 5).

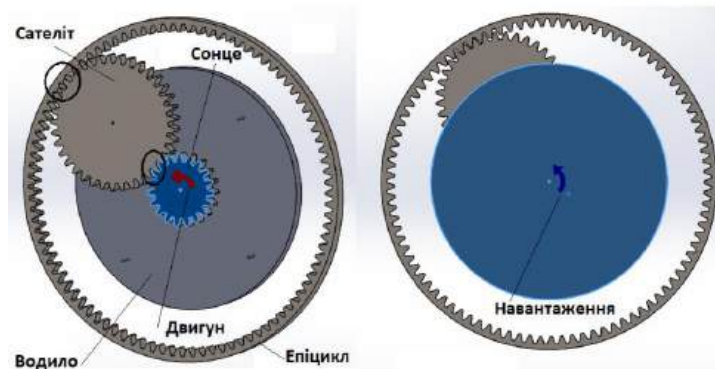


Рис. 5 – 3D твердотільні геометричні моделі планетарного механізму типу \overline{AI} (інструмент "Контакт" позначений овальною лінією)

Налаштування інструментів "Двигун" та "Сила" дозволяють задавати різні закони зміни руху сонячного колеса та навантаження, що прикладається до водила. Налаштування інструментів "Двигун" та "Сила" дозволяють задавати різні закони зміни руху сонячного колеса та навантаження, що прикладається до водила. Інструмент "Контакт" може бути налаштований для моделювання як абсолютно жорсткого удару, а й пружного удару з урахуванням дії сил тертя. Для виведення результатів моделювання динаміки руху планетарного механізму у вигляді графіків (епюр) та таблиць застосовується інструмент "Результати та епюри".

Результати моделювання динаміки руху двох конструкцій планетарного механізму типу \overline{AI} надають конструктору достатній обсяг даних, щоб ухвалити рішення про вибір тієї чи іншої конструкції. Якщо конструктор моделювання проводить для складання, де є дві досліджувані конструкції планетарного механізму, і однойменні епюри кожного механізму виводяться в одному графічному вікні, то крім графіків і таблиць конструктор отримує додатково візуальну інформацію про габарити конструкцій. Ефективність використання можливостей інструменту SolidWorks Motion для оптимізації динамічних параметрів конструкції планетарного механізму була продемонстрована для задачі, розглянутої у роботі [2].

Список використаних джерел

1. Умови міцності та оцінка здатності до навантаження оптимальної по загальної маси конструкції простого планетарного механізму типу \overline{AI} / О. В. Шехов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.:НТУ "ХПІ", 2015. - №31 (1124). - С.100-116. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079-0791.
2. Параметрична оптимізація несучої здатності замкнутого планетарного механізму, утвореного із двох механізмів типу \overline{AI} / В. А. Матусевич, Ю. В. Шарабан, О. В. Шехов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: машинознавство та САПР. – Х.:НТУ "ХПІ", 2020. – №2(2020). – С.66-67. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2079-0775.