

УДК 621.81

Г. М. БОРОЗЕНЕЦЬ, І. В. СЕМАК, А. П. ОСТАПЧУК

Національний авіаційний університет, Київ

ОПТИМІЗАЦІЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ДВОСТУПЕНЕВИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕДУКТОРІВ

Розглянуто залежність вибору основних параметрів двоступеневого циліндричного редуктора виконаного за розгорнутою схемою від оптимального розподілу передаточних чисел швидкохідної і тихохідної ступеней. Показано, що оптимальний розподіл передаточних чисел двоступеневого редуктора дає можливість спроектувати редуктор мінімальної маси для загального машинобудування.

Ключові слова: двоступеневий циліндричний редуктор, передаточні числа, оптимізація основних параметрів.

Вступ. У процесі проектування двоступеневих редукторів необхідно вибрати серед кількох альтернативних рішень оптимальне, тобто найкраще. Оптимізація параметрів починається із формування задачі конструктивного розв'язку. Передумовою для успішного розв'язання задачі оптимізації конструкції є встановлення залежності між цільовою функцією, обмеженнями та параметрами, які отримуються, а саме:

- визначення критерію оптимізації (порівняння) q , що дозволяє знайти кращий із відібраних варіантів. Критеріями оптимізації можуть бути такі показники: габаритні розміри, маса, коефіцієнт корисної дії, довговічність та надійність;
- визначення незалежних змінних параметрів оптимізації, що впливають на критерій оптимізації. Таких незалежних параметрів оптимізації може бути кілька — x_1, x_2, \dots, x_n .

Для розв'язання задачі оптимізації, тобто для вибору оптимального варіанта конструкції, необхідно критерій оптимізації виразити через параметри оптимізації за допомогою математичної залежності

$$q = \varphi(x) = (x_1, x_2, \dots, x_n). \quad (1)$$

Така залежність називається цільовою функцією. Наприклад, якщо необхідно визначити значення u_1 і u_2 для двоступеневого редуктора мінімальної маси, то цільова функція являтиме собою залежність маси редуктора від передаточних відношень ступенів, тобто $q_m = \varphi_m(u_1, u_2)$. За допомогою комбінування параметрів оптимізації можна отримати різні варіанти об'єкта, тобто варіанти з різними значеннями критерію оптимізації q . Параметри оптимізації можуть мати певний взаємозв'язок, що визначає умови функціонування об'єкта. Такі взаємозв'язки описуються системою m рівнянь зв'язку, що мають n невідомих (x_1, x_2, \dots, x_n) змінних проектувань. Якщо число рівнянь зв'язку (кінематичних та силових співвідношень) дорівнює числу параметрів оптимізації ($m = n$), то задача має єдиний розв'язок. У практиці проектування трапляються задачі, в яких $m < n$. Кожна така задача має кілька розв'язків і становить об'єкт оптимізації. Число n змінних проектування може бути різним. Зі збільшенням n складність та багатофункціональність задачі зростають. На практиці для спрощення проектування часто зменшують число змінних. Зміна параметрів оптимізації допускається

тільки в деяких межах, що визначається призначенням об'єкта (габаритними розмірами, вимогами стандартів та ін.).

У зв'язку з цим обмеження, які накладають на параметри об'єкта проектування для виконання заданих функцій, називають функціональними, параметричними та ін.

Функціональні обмеження параметрів оптимізації мають вигляд:

$$\begin{aligned} \psi_s(x) = \psi_s(x_1, x_2, \dots, x_n) &\leq 0; \quad s = \overline{1, p}, \\ \psi_r(x) = \psi_r(x_1, x_2, \dots, x_n) &= 0; \quad r = \overline{1, q}. \end{aligned} \quad (2)$$

Вони являють собою рівняння зв'язку змінних проектування. Використовуючи обмеження типу $\psi_r(x) = 0$, можна зменшити число параметрів, виразивши одні змінні проектування через інші. Наприклад, рівняння зв'язку передаточних відношень у двоступеневій зубчастій передачі має вигляд

$$u_\Sigma - u_1 u_2 = 0. \quad (3)$$

Значення u_Σ може бути задано або відомо раніше, тоді замість двох змінних проектувань (u_1 і u_2) можна використати лише одну u_1 або u_2 , тому що $u_2 = \frac{u_\Sigma}{u_1}$.

Параметричні обмеження мають вигляд: $x_i \in [a_i, b_i]$, або у звичайній формі $a_i \leq x_i \leq b_i$ і встановлюють мінімально і максимально допустимі значення a_i і b_i i -го параметра оптимізації ($i = 1, 2, \dots, n$).

Метою роботи є оптимізація розподілу передаточних чисел при проектуванні двоступеневого редуктора для отримання його мінімальної маси.

Постановка задачі та результати досліджень. Призначення обмежень є важливим етапом під час розв'язання задач оптимального проектування. Нехтування будь-яких обмежень може призвести до передчасної втрати виробом працездатності та інших небажаних наслідків. Надлишкові обмеження звужують область проектування і ускладнюють розрахунок конструкції. Порівняння варіантів конструкції машини при проектуванні може здійснюватися за кількома критеріями одночасно. У такому разі мають бути багатокритеріальні задачі оптимального проектування. Існує такий основний принцип оптимізації: оцінка доцільності об'єкта даного класу визначається ефективністю його функціонування у виробі більш високого класу. Наприклад, оптимальність ступеня редуктора вантажопідійомної машини слід оцінювати за впливом на роботу всього редуктора. У свою чергу ефективність редуктора слід оцінювати у виробі більш високого класу (наприклад, вантажопідійомної машини).

Розроблено багато методів розв'язання задач оптимізації при різних видах цільової функції, рівнянь зв'язку та обмежень, що накладаються на параметри оптимізації.

Ці методи умовно можна поділити на дві групи: класичні (метод диференціального числення, метод множників Лагранжа, варіаційне числення) і математичного програмування (методи лінійного і нелінійного програмування). Ці методи дозволяють розв'язувати загальні задачі оптимізації технічних об'єктів.

Задача вибору оптимальних передаточних чисел двоступеневого редуктора має багато варіантів рішень, кожен із яких визначається вибором обмежень.

Циліндричні двохступеневі косозубі редуктори мають найбільше розповсюдження завдяки їх довговічності, значному діапазону передаточних чисел, швидкостей і навантажень, високому коефіцієнту корисної дії. Двоступеневі редуктори розгорнутої схеми застосовуються в інтервалі передаточних чисел $u = 8 \dots 40$ [1...4].

Для редукторів загального призначення критерієм оптимальності розбивки загального передаточного числа є мінімальна маса. При розбивці передаточного числа двоступеневого циліндричного редуктора доцільно вважати, що розрахункові твердості зубчастих пар редукторів однакові. Основні розміри зубчастих коліс: a_w , b_1 і b_2 , m , z_1 і z_2 визначають на основі розрахунків за контактними та згинальними напруженнями.

Габарити і маса двоступеневих редукторів залежать не тільки від матеріалів зубчастих коліс та умов їх навантаження, але в значній мірі від загального передаточного числа [2; 3]. Для рішення задачі про розподіл передаточних чисел складають рівняння рівномірності зубчастих пар за контактними напруженнями, які вирішують відносно $u_{ш}$ u_t – передаточних чисел швидкохідної і тихохідної пар. Для того, щоб габарити редуктора не були занадто великими рекомендується притримуватись деяких середніх значень u , по можливості не доводячи їх до найбільших значень. Орієнтовно передаточне число швидкохідної ступеневі можливо визначити за залежністю [2; 3].

$$u_{ш} = \sqrt[3]{u^2 \frac{\Psi_{ш}}{\Psi_{т}} - (0,01 \dots 0,02)u}, \quad (4)$$

де, $\Psi_{ш}$ і $\Psi_{т}$ – коефіцієнти ширини коліс відносно міжосьової відстані відповідно швидкохідної і тихохідної ступеней. Отримані за цією залежністю передаточні числа дещо більше середніх значень. Ряд авторів пропонують спрощене визначення передаточного відношення за залежністю [2; 3].

$$u_{ш} = 0,88 \sqrt[3]{u} \quad (5)$$

Отримані значення передаточного числа тихохідної ступені за цією залежністю наближаються до середніх значень.

Розглянемо розподіл загального передаточного числа між ступенями двоступеневого циліндричного зубчастого редуктора, забезпечивши мінімальну масу, якщо $u_{ред} = 22,4$, коефіцієнт довговічності $K_{HL} < 1$, твердість $HRC 56 \dots 63$. Для редукторів загального призначення критерієм оптимальності розподілу загального передаточного числа є мінімальна маса. На першому етапі розподілу загальне передаточне число вибирають залежно від числа ступенів згідно з рекомендаціями наведеними в літературі [1–3].

Якщо задане передаточне число забезпечується редукторами з різним числом ступенів, то керуються таким правилом: якщо висота, ширина і маса редуктора не мають суттєвого значення, то беруть менше число ступенів, тоді редуктор простіший і дешевший при меншій довжині; якщо висота, ширина і маса редуктора мають бути меншими, то беруть більше число ступенів, що відповідає сучасним тенденціям редукторобудування.

Між масою редуктора та умовним об'ємом існує лінійний кореляційний зв'язок. з високим коефіцієнтом кореляції: $V = BHL$, де $B = \psi(a_t + a_{ш})$ — ширина; H — висота; L — довжина (рисунок).

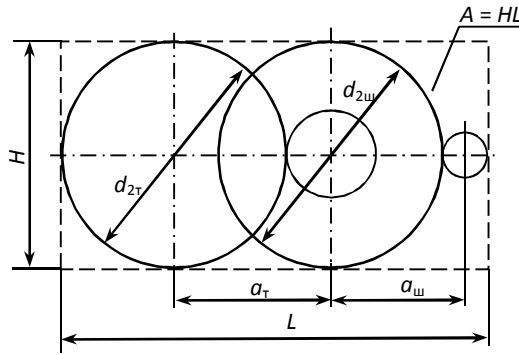


Рис. Двоступеневий редуктор виконаний за розгорнутою схемою

Зв'язок з об'ємом дозволяє мінімізацію маси звести до мінімізації умовного об'єму, що математично значно простіше. Незначну залежність маси і об'єму від коефіцієнта ширини ψ показано вище. У зв'язку з цим задача зводиться до мінімізації площі бічної проекції $A = HL$.

Ця площа мінімальна при контактній рівномірності ступенів редуктора і рівності діаметрів ділільних кіл $d_{2T} = d_{2Ш}$. За виконання цих умов і при $K_{HL} < 1$ передаточне число швидкохідного ступеня

$$u_{Ш} = 0,75\sqrt[3]{u_{заг}^2} \leq u_{maxШ}; \quad (6)$$

$$u_{Ш} \approx 0,9\sqrt[3]{u^2} \leq u_{maxШ} \text{ при } K_{HL} < 1, \quad (7)$$

де $u_{заг}$ — загальне передаточне відношення редуктора; $u_{maxШ}$ — найбільше допустиме передаточне число швидкохідного ступеня; K_{HL} — коефіцієнт довговічності для зубчастих коліс;

$K \approx 0,9$ — коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження ступенів редуктора.

Передаточне число тихохідного ступеня

$$u_T = \frac{u_{заг}}{u_{Ш}} \leq u_{maxШ} \quad (8)$$

Обмеження по u_{max} є перевіркою правильності вибору передаточного відношення редуктора $u_{заг}$. Після цього $u_{Ш}$ і u_T округлюють до стандартних значень [1...3].

Потім обчислюють міжосьові відстані тихохідної a_T і швидкохідної $a_{Ш}$ ступенів.

Обчислення можна скоротити, тобто визначити тільки міжосьову відстань тихохідного ступеня. Для цього визначають потрібне за умовами контактної рівномірності відношення міжосьових відстаней:

$$\frac{a_T}{a_{Ш}} = \frac{K}{\sqrt[3]{u_{Ш}}} \frac{u_T + 1}{u_{Ш} + 1} \sqrt[3]{\frac{u_{Ш}^2}{u_T}} \text{ при } K_{HL} < 1; \quad (9)$$

$$\frac{a_T}{a_{Ш}} = K \frac{u_T + 1}{u_{Ш} + 1} \sqrt[3]{\frac{u_{Ш}^2}{u_T}} \text{ при } K_{HL} = 1. \quad (10)$$

Отримані значення округлюють до найближчого стандартного значення і уточнюють передаточне число швидкохідного ступеня за формулою

$$u_B = \frac{u_{\text{заг}} - B}{B - 1} \quad (11)$$

де, $B = \frac{a_T}{a_{\text{ш}}} \frac{\sqrt[3]{u_{\text{заг}}}}{K} 1,2$ при $K_{HL} < 1$; $B = \frac{a_T}{a_{\text{ш}}} \frac{\sqrt[3]{u_{\text{заг}}}}{K}$ при $K_{HL} = 1$.

Коефіцієнт B враховує співвідношення міжосьових відстаней і вплив загального передаточного відношення.

Отримане значення $u_{\text{ш}}$ округлюють до стандартного значення, після чого визначають u_T за формулою (8). Значення $a_{\text{ш}}$ отримують, поділивши міжосьову відстань тихохідного ступеня a_T на отримане відношення $\frac{a_T}{a_{\text{ш}}}$. За формулою (6)

знаходять $u_{\text{ш}} = 0,75 \sqrt[3]{u_{\text{заг}}^2} = 0,75 \sqrt[3]{22,4^2} = 5,96 < u_{\text{max}} = 6,3$.

За формулою (8) обчислюють $u_T = \frac{u_{\text{заг}}}{u_{\text{ш}}} = \frac{22,4}{5,96} = 3,76 < u_{\text{max}} = 5,6$.

За виразом (9) обчислюють відношення

$$\frac{a_T}{a_{\text{ш}}} = \frac{K}{\sqrt[3]{u_{\text{ш}}}} \frac{u_T + 1}{u_{\text{ш}} + 1} \sqrt[3]{\frac{u_{\text{ш}}^2}{u_T}} = \frac{0,9}{\sqrt[3]{5,96}} \frac{3,76 + 1}{5,96 + 1} \sqrt[3]{\frac{5,96^2}{3,76}} = 1,08.$$

Після чого приймають стандартне значення $\frac{a_T}{a_{\text{ш}}}$ із ряду: 1,12; 1,25; 1,4; 1,6.

При відношенні $\frac{a_T}{a_{\text{ш}}} = 1,12$ обчислюють коефіцієнт B .

$$B = \frac{a_T}{a_{\text{ш}}} \frac{\sqrt[3]{u_{\text{заг}}}}{K} 1,2 = 1,12 \frac{\sqrt[3]{22,4}}{0,9} 1,2 = 4,21.$$

За формулою (11) знаходять $u_{\text{ш}} = \frac{u_{\text{заг}} - B}{B - 1} = \frac{22,4 - 4,21}{4,21 - 1} = 5,67$.

За стандартним рядом приймають $u_{\text{ш}} = 5,6 < u_{\text{max ш}} = 6,3$. В цьому випадку передаточне число тихохідного ступеня становить

$$u_T = \frac{u_{\text{заг}}}{u_{\text{ш}}} = \frac{22,4}{5,6} = 4 < u_{\text{max ш}} = 5,6.$$

Висновки. Задачею оптимального проектування двоступеневих редукторів є встановлення залежності між цільовою функцією, обмеженнями та основними параметрами. Критеріями оптимізації для двохступеневих редукторів виконаних за розгорнутою схемою можуть бути такі показники: маса, габаритні розміри, довговічність.

Показано, що для двоступеневих редукторів загального призначення, виконаних за розгорнутою схемою основним критерієм оптимальності розподілу загального передаточного числа є мінімальна маса. Так, наприклад, для двоступе-

невого циліндричного редуктора, якщо $u_{\text{ред}} = 22,4$ необхідно прийняти стандартне значення $u_{\text{ш}} = 5,6$ і $u_{\text{т}} = 4$.

Використання оптимізації основних параметрів двохступеневих редукторів доцільно застосовувати при виконанні курсових проектів, що дасть змогу проектувати редуктори мінімальної маси, або мінімальних габаритних розмірів.

Список літератури

1. Г.М. Борозенець Г.М., В.М. Павлов В.М., Є.М. Бабенко, В.О. Кольцов. Прикладна механіка і основи конструювання: навч.// посіб. – К.: НАУ, 2015 – 356 с.
2. С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. Проектирование механических передач: Учебно справочное пособие для втузов/ -5-е изд. Перераб. и допол. – М.: Машиностроение, 2004 - 560 с.
3. М.Н. Иванов, В.Н. Иванов. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: «Высш. школа», 1990. – 551 с.
4. Оцінка довговічності, зношування та контактної міцності зубчастих передач. / Чернець М., Келбінські Ю. Скварок Ю. – Дрогобич: Вимір, 2002. – 132 с.

Стаття надійшла до редакції 18.12.2018

Борозенець Григорій Михайлович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри машинознавства, Національний авіаційний університет, пр. Космонавта Комарова 1, м. Київ, Україна, 03058, тел. 044 406 73 71.

Семак Інна Вікторівна – старший викладач кафедри машинознавства, Національний авіаційний університет, пр. Космонавта Комарова 1, м. Київ, Україна, 03058, тел. 044 406 73 71.

Остапчук Анна Петрівна – студентка Аерокосмічного інституту, Національного авіаційного університету, пр. Космонавта Комарова 1, м. Київ, Україна, 03058.

G. BOROZENETS, I. SEMAK, A. OSTAPCHUK

OPTIMIZATION OF THE MAIN PARAMETERS IN DESIGN OF DOUBLE STAGE SPUR GEARS SPEED REDUCERS

The dependence of the choice of the basic parameters of a two-stage cylindrical gearbox executed according to the expanded scheme from the optimal distribution of transmission numbers of high-speed and slow-moving stages is considered. It is shown that the optimal distribution of gear ratios of a two-stage reducer makes it possible to design a gearbox of minimum mass for general mechanical engineering. For a two-stage coaxial cylindrical gearbox with a minimum transmission ratio $u_{\text{ред}} = 22,4$ it is necessary to accept the following standard values of gear ratios $u_{\text{III}} = 5,6$ and $u_{\text{T}} = 4$. The usage of optimization of the basic parameters of gearboxes should be used when implementing course projects.

Keywords: two-stage cylindrical gearbox, gear ratios, optimization of main parameters.

References

1. G.M. Borozenez' G.M., V.M. Pavlov V.M., Ye.M. Babenko, V.O. Kol'czov. Pry'kladna mexanika i osnovy' konstruyuvannya: navch.// posib. – K.: NAU, 2015 – 356 s.
2. S.A. Chernavsky'j, G.A. Snesev, B.S. Kozy'nczov y' dr. Proekty'rovany'e mexany'chesky'x peredach: Uchebno spravochnoe posoby'e dlya vtuzov/ -5-e y'zd. Pererab. y' dopol. – M.: Mashy'nostroeny'e, 2004 - 560 s.
3. M.N. Y'vanov, V.N. Y'vanov. Detaly' mashy'n. Kursovoe proekty'rovany'e. M.: «Vyssh. shkola», 1990. – 551 s.
4. Ocinka dovgovichnosti, znoshuvannya ta kontaktnoyi micznosti zubchasty'x peredach. / Chernecz' M., Kelbins'ki Yu. Skvarok Yu. – Drogoby'ch: Vy'mir, 2002. – 132 s.