

О.Д. РОМАНЮК, к.т.н., доцент
Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

Оптимізація мас зубчастих коліс механічної передачі на етапі попереднього проектування

В даній роботі виконаний аналіз залежності основних параметрів механічної передачі з метою їх оптимізації на стадії попереднього проектування для вибору маси зубчастих коліс, яка може бути використана в ролі маховика. Відповідний аналіз проводили згідно рівнянь для визначення маси зубчастих коліс з урахуванням введеного коефіцієнту маси, в наслідок чого було отримано графічні залежності коефіцієнта маси зубчастого колеса, а також масу шестерні механічної передачі. Дані залежності дають можливість на етапі проектування оптимізувати коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса по міжосьовій відстані та нормальний модуль зачеплення, так як дані параметри обумовлюють геометричні розміри зубчастих коліс і відповідно вийти на необхідну величину їх маси моменти інерції яких відповідали б моменту маховика виконавчого органу машинного агрегату. Використання запропонованого підходу в проектуванні дозволить стабілізувати динамічні характеристики виконавчого органу машини без використання маховика.

Постановка проблеми

При проектуванні машинного агрегату, як правило в основному використовують стандартні механічні передачі, серед яких найбільш поширені зубчасті передачі. Тому задачу оптимізації кінематичних та силових характеристик виконавчого органу машини вирішують різними способами [1,2,3], а найбільш поширений спосіб полягає в використанні додаткових махових мас. Але, наявність додаткової маси суттєво збільшує вагу механізму та його інерційність. Тому, щоб уникнути відповідних недоліків додаткових махових мас необхідно підбирати, а в деяких випадках проектувати нові передаточні механізми моменти інерції обертальних мас яких могли б виконувати роль махової маси.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

В загальному випадку задачі проектування передаточних механізмів являються багато критеріальними, так як виникає необхідність враховувати взаємно залежні параметри. В даному випадку необхідно підібрати відповідну масу зубчастого колеса механічної передачі, яке виконувало б роль маховика [4]. Доцільність такого підходу обумовлена тим, що маховий момент маховика розташованого на швидкохідному валу передачі менший в i^2 раз по відношенню до маховика який розташований на тихохідному валу. Таким чином використовуючи шестерню швидкохідної ступені як маховик ми суттєво зменшуємо загальну вагу машинного агрегату.

Формулювання мети дослідження

Умова взаємодії між деталями зубчастої передачі виражаються рівняннями зв'язку. Якщо маємо m — число рівнянь зв'язку, які описують умови функціонування передачі, то при проектуванні ці рівняння утворюють систему, яка містить в собі n — невідомих. Але особливість інженерної задачі відносно зубчастої передачі полягає в тому, що кількість невідомих величин проектування набагато більше ніж рівнянь зв'язку. Занадто велика кількість невідомих величин проектування суттєво ускладнює і без того багатоваріантність задачі. Тому необхідно зменшити число невідомих, використовуючи інші міркування, чи допускати їх зміну в деяких межах, які визначаються вимогами стандартизації, технологічними та іншими.

В даному випадку вибираємо, що маса зубчастого колеса механічної передачі буде залежати від шістки основних невідомих перемінних величин проектування: передаточне відношення редуктора i ; нормальний

модуль зачеплення m_n ; кількість зубів шестерні z_1 ; кут нахилу зуба β ; коефіцієнт ширини зубчастого колеса по міжосьовій відстані ψ_{ba} ; питома вага матеріалу зубчастих коліс ρ .

Згідно поставленої задачі, на невідомі перемінні величини проектування накладаємо наступні обмеження.

1. Так як ми розглядаємо силову одноступінчасту зубчасту передачу то згідно стандарту передаточне відношення редуктора має задовольняти умові:

$$1 \leq i \leq 6,3.$$

Крім того, використовуємо тільки значення першого ряду з відповідного стандартного.

2. Нормальний модуль зачеплення має дискретні значення, і назначається з відповідного стандартного ряду. В даному випадку, враховуючи умови довговічності та надійності роботи передачі, величина нормально-го модуля зачеплення повинна задовольняти умові:

$$1,0 \leq m_n \leq 10,0.$$

В розрахунках будемо використовуємо тільки значення першого ряду з відповідного стандартного.

3. Кількість зубів шестерні може бути довільним, але цілим числом. Розглядаємо нормальне, не корегіроване зачеплення, то згідно умови не підрізання ніжки зуба інструментом мінімальна величина зубів шестерні повинна задовольняти умові:

$$z_{\min} \geq 17.$$

4. Величина кута нахилу зуба косозубої передачі

$$8^\circ \leq \beta \leq 15^\circ.$$

Прямозубу передачу можна розглядати, як часний випадок косозубої при умові, що $\beta = 0^\circ$.

5. Коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса по міжосьовій відстані згідно практичних рекомендацій, з урахуванням міцностних та конструктивних міркувань, назначають з умови:

$$0,125 \leq \psi_{ba} \leq 0,25, \text{ прямозуба передача}$$

$$0,25 \leq \psi_{ba} \leq 0,5, \text{ косозуба передача.}$$

6. Питому вагу матеріалу зубчастих коліс в даному випадку можемо розглядати, як постійну величину, враховуючи що зубчасті колеса будуть виготовлятися із одного матеріалу. Для сталі 40Х, 30ХН, 40ХН, з яких в основному виготовляють зубчасті колеса, питома вага $\rho = 7820 \text{ кг/м}^3$.

Виклад основного матеріалу

Розглянемо математичну модель передаточного механізму, який є елементом математичної моделі машинного агрегату (рис.1).

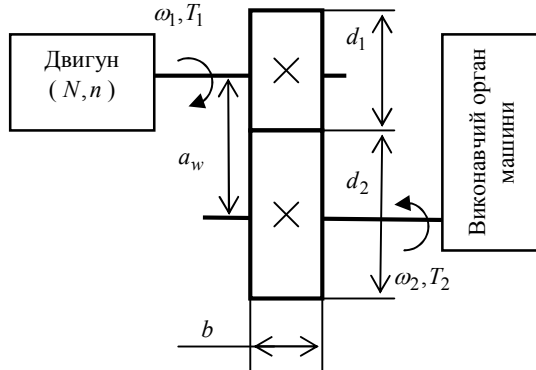


Рис.1. Математична модель передаточного механізму (редуктора)

На основі математичної моделі було отримано рівняння для визначення маси зубчастих коліс [5]

$$m_1 = A(1 + i_{12})z_1^3, \quad (1)$$

$$m_2 = A \left(1 + \frac{1}{i_{12}} \right) z_2^3, \quad (2)$$

де A — коефіцієнт маси зубчастих коліс

$$A = \frac{1}{8} \pi \rho \psi_{ba} \left(\frac{m_n}{\cos \beta} \right)^3.$$

Числові значення коефіцієнту маси зубчастих коліс ($A \times 10^6$, кг) прямозубої циліндричної передачі наведені в табл. 1, та косозубої циліндричної передачі в табл. 2 для сталей 40Х, 30ХН, 40ХН з яких в основному виготовляють зубчасті колеса.

Таблиця 1. Величина коефіцієнта маси зубчастих коліс для прямозубої передачі

ψ_{ba}	m_n				
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
0,125	0,38	1,30	3,07	6,00	10,36
0,15	0,46	1,55	3,68	7,20	12,43
0,175	0,54	1,81	4,30	8,40	14,51
0,2	0,61	2,07	4,91	9,60	16,58
0,225	0,69	2,33	5,53	10,8	18,65
0,25	0,77	2,59	6,14	12,0	20,70
ψ_{ba}	m_n				
	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
0,125	24,56	47,97	82,89	196,5	383,8
0,15	29,47	57,56	99,47	235,8	469,5
0,175	34,38	67,16	116,1	275,1	537,3
0,2	39,30	76,75	132,6	314,4	614,0
0,225	44,21	86,34	149,2	353,7	690,8
0,25	49,12	95,94	165,8	393,0	767,5

Таблиця 2. Величина коефіцієнта маси зубчастих коліс для косозубої передачі

ψ_{ba}		0,25	0,50	
m_n	1,0	$\beta = 8^\circ$	0,791	1,581
		$\beta = 15^\circ$	0,851	1,702
	1,5	$\beta = 8^\circ$	2,670	5,339
		$\beta = 15^\circ$	2,874	5,749
	2,0	$\beta = 8^\circ$	6,328	12,656
		$\beta = 15^\circ$	6,813	13,626
	2,5	$\beta = 8^\circ$	12,359	24,718
		$\beta = 15^\circ$	13,304	26,608
	3,0	$\beta = 8^\circ$	21,356	42,713
		$\beta = 15^\circ$	22,991	45,982
	4,0	$\beta = 8^\circ$	50,624	101,247
		$\beta = 15^\circ$	54,494	108,988
	5,0	$\beta = 8^\circ$	98,874	197,748
		$\beta = 15^\circ$	106,429	212,858
	6,0	$\beta = 8^\circ$	170,855	341,709
		$\beta = 15^\circ$	183,903	367,806
	8,0	$\beta = 8^\circ$	404,988	809,977
		$\beta = 15^\circ$	435,952	871,905
	10,0	$\beta = 8^\circ$	790,993	1581,99
		$\beta = 15^\circ$	856,429	1702,86

Розрахунки показують, що зі збільшенням модуля зачеплення числові значення коефіцієнту A суттєво зростають, а також збільшується розмах між мінімальною та максимальною величиною відповідного коефіцієнта. Залежність коефіцієнту A від кута β носить лінійний характер і практично $\cos \beta$ можна розглядати як постійну величину. На рис. 2 приведені графіки залежності коефіцієнту маси зубчастих коліс ($A \times 10^6$, кг) від величини модуля зачеплення передачі. Графік 1 і 2 відповідають прямозубій передачі, а 3 і 4 косозубій. Числові значення змінних параметрів для відповідних кривих: 1 — $\psi_{ba} = 0,125$; 2 — $\psi_{ba} = 0,25$; 3 — $\beta = 8^\circ$, $\psi_{ba} = 0,25$; 4 — $\beta = 15^\circ$, $\psi_{ba} = 0,5$.

Отримані розрахунки та залежності коефіцієнту маси зубчастих коліс дають можливість на етапі проектування вибирати відповідні параметри коефіцієнту ширини вінця зубчатого колеса по міжосьовій відстані та нормальному модулю зачеплення, які обумовлюють геометричні розміри зубчастих коліс і відповідно вийти на необхідну величину їх маси.

Розглянувши відношення маси колеса (рівняння 2) до маси шестерні (рівняння 1) механічної передачі отримаємо залежність

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{z_2^3}{i z_1^3}.$$

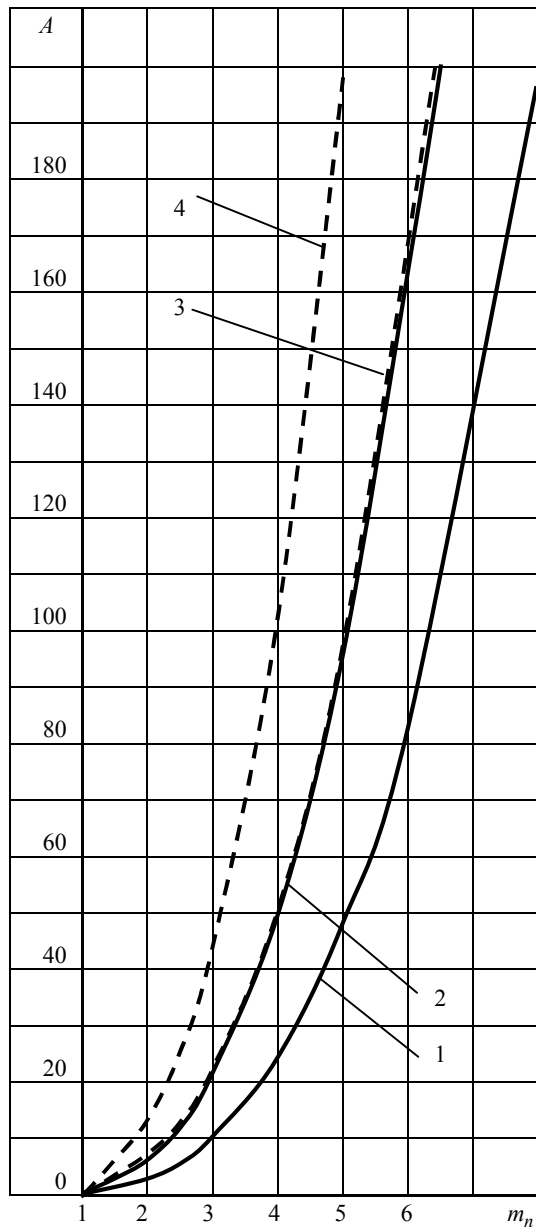


Рис. 2. Графіки залежності A від m_n

Враховуючи, що

$$i = \frac{z_2}{z_1},$$

отримаємо залежність маси колеса від маси шестерні

$$m_2 = i^2 m_1.$$

Таким чином, в процесі проектування при заданому передаточному відношенні достатньо розглядати масову характеристику одного із зубчастих коліс.

Графік залежності маси шестерні (m_1 , кг) від нормального модуля зачеплення для прямозубої передачі приведені на рис. 3.

Графіки 1, 2, 3, 4 побудовані для $z_1 = 17$ шт., а 5, 6, 7, 8 для $z_1 = 30$ шт. Криві 1,2 та 5,6 побудовані для мінімальної величини передаточного відношення, а криві 3, 4 та 7, 8 для максимальної величини передаточ-

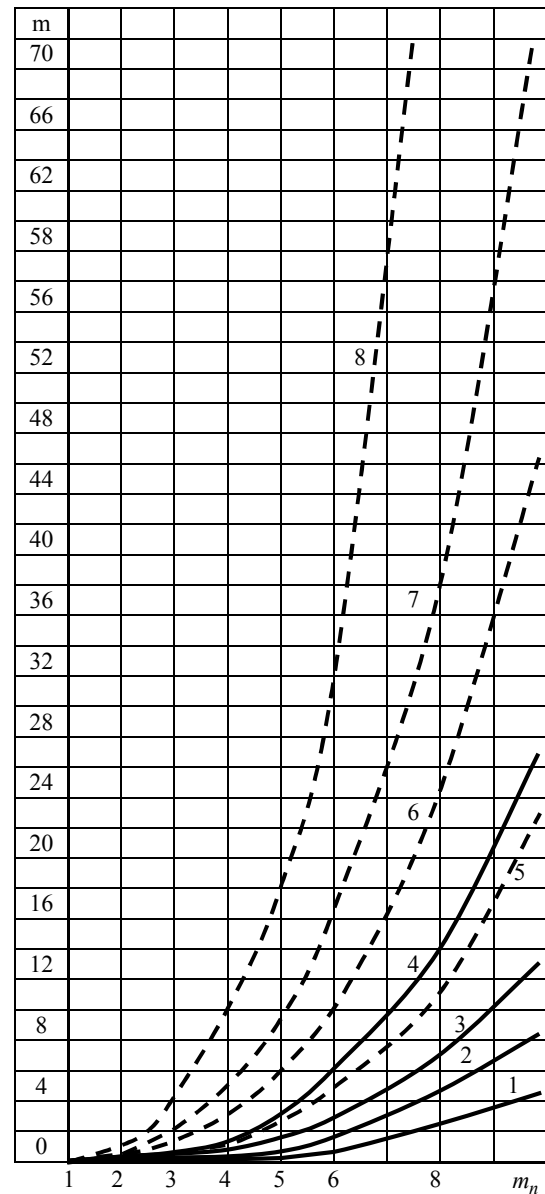


Рис. 3. Графіки залежності m_1 від m_n

ного відношення. Графіки 1, 3, 5, 7 відповідають мінімальної величини коефіцієнту ширини вінця зубчатого колеса по міжосьовій відстані, а 2, 4, 6, 8 відповідають максимальній величині коефіцієнту ширини вінця зубчатого колеса по міжосьовій відстані.

Числові значення змінних параметрів для відповідних кривих:

1 – $z_1 = 17, i = 1,25, \beta = 0^\circ, \psi_{ba} = 0,125$;

2 – $z_1 = 17, i = 1,25, \beta = 0^\circ, \psi_{ba} = 0,25$;

3 – $z_1 = 17, i = 6,3, \beta = 0^\circ, \psi_{ba} = 0,125$;

4 – $z_1 = 17, i = 6,3, \beta = 0^\circ, \psi_{ba} = 0,25$;

5 – $z_1 = 30, i = 1,25, \beta = 0^\circ, \psi_{ba} = 0,125$;

6 – $z_1 = 30, i = 1,25, \beta = 0^\circ, \psi_{ba} = 0,25$;

$$7 - z_1 = 30, i = 6,3, \beta = 0^\circ, \psi_{ba} = 0,125;$$

$$8 - z_1 = 30, i = 6,3, \beta = 0^\circ, \psi_{ba} = 0,25.$$

Графік залежності маси шестерні (m_1 , кг) від нормального модуля зачеплення для косозубої передачі приведені на рис. 4.

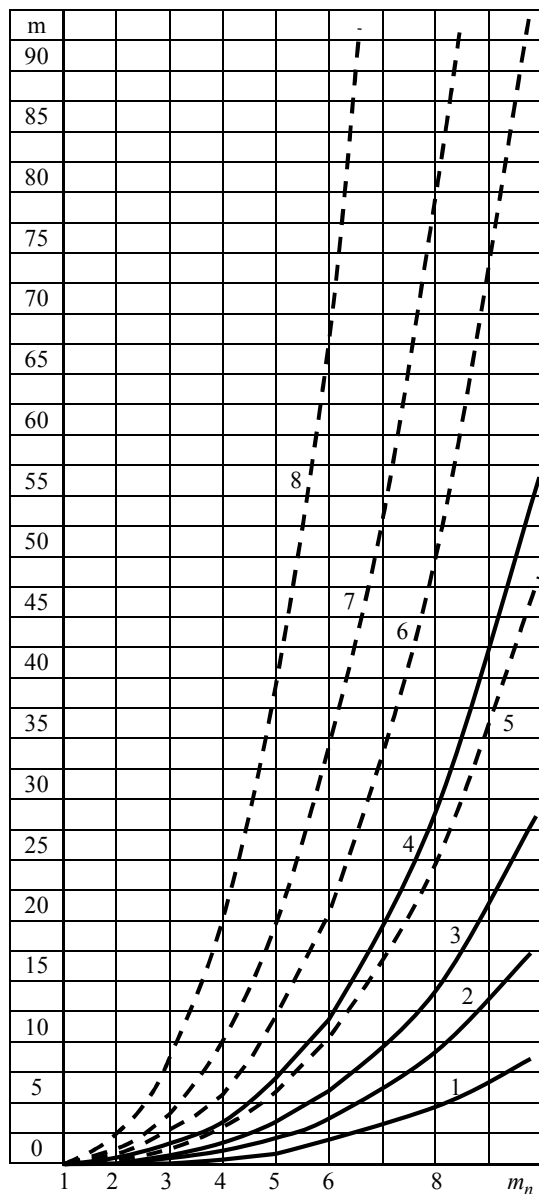


Рис. 4. Графіки залежності m_1 від m_n

Числові значення змінних параметрів для відповідних кривих:

$$1 - z_1 = 17, i = 1,25, \beta = 8^\circ, \psi_{ba} = 0,25;$$

$$2 - z_1 = 17, i = 1,25, \beta = 8^\circ, \psi_{ba} = 0,5;$$

$$3 - z_1 = 17, i = 6,3, \beta = 8^\circ, \psi_{ba} = 0,25;$$

$$4 - z_1 = 17, i = 6,3, \beta = 8^\circ, \psi_{ba} = 0,5;$$

$$5 - z_1 = 30, i = 1,25, \beta = 8^\circ, \psi_{ba} = 0,25;$$

$$6 - z_1 = 30, i = 1,25, \beta = 8^\circ, \psi_{ba} = 0,5;$$

$$7 - z_1 = 30, i = 6,3, \beta = 8^\circ, \psi_{ba} = 0,25;$$

$$8 - z_1 = 30, i = 6,3, \beta = 8^\circ, \psi_{ba} = 0,5.$$

Отримані залежності та результати дослідження дають можливість підібрати відповідні маси зубчатих коліс моменти інерції яких відповідали б маховому моменту маховика, який необхідний для стабілізації динамічних характеристик виконавчого органу машини

Висновки та перспективи подальших досліджень

1. Кут β не суттєво впливає на зміну маси зубчастих коліс і тому може бути виключений із змінних параметрів в процесі розв'язування задач оптимізації відповідного характеру.

2. Числові параметри коефіцієнту A дають можливість на етапі проектування оптимізувати вибір коефіцієнтів ψ_{ba} та m_n для отримання відповідної маси зубчастого колеса механічної передачі.

3. Графічні залежності m_1 від m_n забезпечують вибір оптимального передаточного відношення, а також дозволяють розв'язати зворотну задачу, тобто по заданому передаточному відношенню оптимізувати вибір z_1 та m_n , які б забезпечили відповідну масу зубчастого колеса.

Враховуючи багатоваріантність даної інженерної задачі, в наступних дослідженнях доцільно провести більш розширений аналіз взаємозалежних параметрів передачі з метою спрощення процесу оптимізації на етапі начального проектування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Геминтерн В.Н., Коган Б.М. Методы оптимального проектирования. /В.Н. Геминтерн, Б.М. Коган – М.: Энергия, 1980. – 160с.
2. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. / И.М. Соболев, Р.Б. Статников – М.: Дрофа, 2006. – 175с.
3. Джента Дж. Накопители кинетической энергии. Теория и практика современных маховичных систем. / Дж. Джента – М.: Мир, 1988. – 430с.
4. Романюк О.Д. Вибір махових мас ланок передаточних механізмів на основі оптимізації передаточної функції /Романюк О.Д.// Математичне моделювання. – 2015. – №2(33) – С.52 – 54.

пост. 10.02.2017