

**В.І. Осипенко, д.т.н., професор,
С.В. Коротун, аспірант**

Черкаський державний технологічний університет

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ПЛАНЕТАРНО-РОЛИКОВОЇ ГІДРОМАШИНИ БАГАТОКРАТНОЇ

Об'ємна планетарно-роликів гідромашина (ОПРГМ) багатократної дії [1-6], являє собою механізм в основу якого покладений принцип фрикційної планетарної машини. Тобто машина одночасно являє собою редуктор з дуже широким можливим передаточним відношенням і просту, ефективну роторну об'ємну гідромашину. З можливих варіантів конструкцій ОПРГМ багатократної дії найбільш цікавою за технічними і технологічними параметрами є ОПРГМ двократної дії (рис. 1). При приводі машини на зовнішнє кільце передаточне відношення від кільця до роликів має досить широкий діапазон. Це дає можливість проектувати гідромашину практично під майже будь-які необхідні параметри вихідного валу, Але суттєво ускладнює процес проектування цієї машини під задані характеристики.



Рисунок 1 – Геометрична модель об'ємної планетарно-роликів гідромашини двократної дії еліптичного типу

Кінематичну схему ОПРГМ зручно представити у вигляді планетарного редуктора (рис. 2).

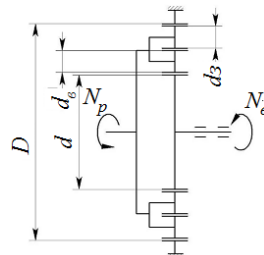


Рисунок 2 – Загальна кінематична схема планетарно-роликів об'ємної гідромашини

Відповідно до формули Вілліса [7] передаточне відношення при передачі руху до роликів від валу має вигляд:

$$I_B = 1 - \left(\frac{-d_B}{d}\right) \cdot \left(\frac{-d_3}{d_B}\right) \cdot \left(\frac{D}{d_3}\right) = 1 - \frac{D}{d}, \quad (1)$$

де I_B - передаточне відношення при передачі руху до роликів від валу, d - діаметр валу, D - діаметр зовнішнього кільця, d_3 - діаметр зовнішнього ролика, d_e - діаметр внутрішнього ролика.

У випадку коли вал залишається нерухомим, а передача руху до роликів здійснюється від зовнішнього кільця, формула Вілліса набуває вигляду:

$$I_3 = \frac{1}{1 - \left(\frac{-d_B}{d}\right) \cdot \left(\frac{-d_3}{d_B}\right) \cdot \left(\frac{D}{d_3}\right)} = \frac{1}{1 - \frac{D}{d}}, \quad (2)$$

де I_3 - передаточне відношення від зовнішнього кільця до обертання роликів навколо валу.

З рівнянь (1, 2) очевидно, що при приводі на зовнішнє кільце напрямком обертання роликів навколо валу співпадає з напрямком обертання кільця, а при приводі на вал напрямком обертання роликів навколо валу протилежний напрямку обертання валу.

Шляхом геометричного моделювання в системі автоматичного проектування T-flex CAD у випадку приводу на вал отримана емпірична залежність передаточного відношення від кількості роликів, яка представлена на (рис. 3)



Рисунок 3 – Залежність передаточного відношення при передачі руху від валу до роликів від кількості роликів

При приводі на зовнішнє кільце, таку залежність можливо виразити рівнянням:

$$I_3 = N \cdot 0.0609 - 0,65, \quad (3)$$

де I_3 - передаточне відношення від зовнішнього кільця до роликів, N - кількість роликів.

Таким чином ОПРГМ багатократної дії в залежності від обраного приводу має дві різні конструкції, в яких залежності вихідних характеристик від розмірів робочих органів кардинально відрізняються. Відповідно є різними і методики проектування таких ОПРГМ.

У випадку внутрішнього приводу через зменшення передаточного відношення при збільшенні кількості роликів практично не зростає робочий об'єм машини. Він залежить лише від діаметра роликів і кратності дії машини. Ця залежність може бути описана емпіричним рівнянням (4):

$$d_p = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_n}{n \cdot 0.00025}}, \quad (4)$$

де: d_p – діаметр та довжина ролика; V_n – робочий об'єм насоса; n – кратність дій машини.

У випадку зовнішнього приводу (див. рівн. (3)) зростання кількості роликів призводить до збільшення передаточного відношення та збільшення можливої кратності дії машини. Це в свою чергу збільшує робочий об'єм. Тобто має місце парадоксальна ситуація коли можливо збільшити робочий об'єм при зменшенні габаритів машини. В реальності платою за подібний підхід є ресурс та КПД гідромашини.

Тому в обох випадках зовнішнього та внутрішнього приводу, необхідно визначити мінімальну кількість роликів для передачі необхідного крутного моменту фрикційним методом. Сума модулів всіх сил контакту роликів з валом помножена на коефіцієнт тертя та на радіус валу має бути більшою від прикладеного моменту до валу. Тому для знаходження модуля всіх сил контакту роликів з валом, необхідно, зайти з якою силою кожен ролик діє на вал.

Найбільшою силою, яка діє на ролик у контакті з зовнішнім кільцем, буде у випадку, коли відстань між статором та ротором найбільша (рис. 4). Прийmemo цю силу F_1 за одиницю. Кожен ролик затиснутий з трьох сторін, тому знаючи кути α_x та α_y (рис. 4), під якими діють на нього сили, та значення хоча б однієї з них, з рівняння рівноваги можливо знайти значення двох невідомих сил P_1 та P_n . Сила P_1 це сила контакту з наступним

роликом, тому знаючи кути під якими діють сили на наступний ролик, таким же чином, можливо знайти значення сил F_2 (сила контакту наступного ролика за валом) та P_2 (сила контакту з наступним роликом). Повторивши цю дію для кожного ролика ми знайдемо співвідношення всіх сил контактів роликів до найбільш можливої сили контакту. Склавши всі сили які діють на вал ($F_2, F_4, F_6 \dots$) по модулю, ми отримаємо відношення максимальної сили контакту між роликами до нормальної сили яка діє на вал. Це співвідношення абсолютно не залежить від діаметра роликів, а залежить лише від їх кількості. Помноживши це значення на допустиму контактну силу ролика отримаємо теоретичну нормальну силу яка може діяти на вал.

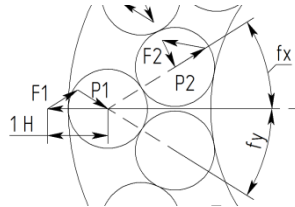


Рисунок 4 – Схема розрахунку контактних сил які діють на ролики

Побудувавши у параметричній системі T-flex CAD конструкцію машини з різною кількістю роликів та вимірявши співвідношення модульної суми всіх сил, що діють на вал, до найбільшої сили контакту між роликами, отримали залежність:

$$Kn = (n \cdot 0.27) - 0,5 \quad (5)$$

де: n - кількість роликів; Kn - коефіцієнт співвідношення між максимальною силою контакту ролика та модульною сумою всіх сил що діють на вал.

Це співвідношення дає можливість знайти можливий крутний момент машини.

На даний час ведеться практичне дослідження проковзування роликів під час руху в залежності від робочого тиску та частоті обертання.

Висновки

1. Удосконалено методику розрахунку раціональної кількості та розмірів роликів ОПРГМ.
2. Удосконалена методика є ефективним інструментарієм проектування гідромашин багатократної дії та усуває частину проблем, що стримують розвиток ОПРГМ як технології.
3. Отримані результати слугують засадами створення параметрично оптимізуючих програм, для розрахунку та генерування 3D креслень гідромашин під задані характеристики.

Список літератури

1. Патент № 103473 Об'ємна пневмо-гідромашина. Коротун С. В., Циба О. А.
2. Патент № 116308 Об'ємна машина. Коротун С. В..
3. Веретільник Т. І., Циба О. А., Коротун С. В. Передача руху в орбітально-роликових гідромашинах способом тертя кочення. Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: тези доп. XX Міжнар. наук.-техн. конф. Київ: КПІ, 2015. С. 82.
4. Веретільник Т. І., Циба О. А., Коротун С. В. Перспективи використання орбітально-роликових гідромашин в гідроприводах мобільних машин. Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XX Міжнар. наук.-техн. конф. Київ: КПІ, 2015. С. 123.
5. Осипенко В. І., Коротун С. В., Циба О. А. Орбітально-роликівна гідромашина з передачею обертального моменту тертям кочення. Вісник Черкаського державного технологічного університету. Серія Технічні науки. 2015. № 2. С. 123–130.
6. Осипенко В. І., Коротун С. В., Планетарно-роликівна гідромашина багатократної дії. Вісник Черкаського державного технологічного університету. Серія Технічні науки. 2017. № 2. С. 110–115.
7. Антонов А. С., Артамонов Б. А., Коробков Б. М., Магидович Е. И. Планетарные передачи. Воениздат, 1954. — С. 422—429.