

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ГЕОМЕТРІЇ ПРОФІЛІВ ЗУБЦІВ ТРОХОЇДНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ОРБІТАЛЬНОГО ГІДРОМОТОРА

Є.М. Шевцов

Одеський державний аграрний університет

Розглянуто питання щодо визначення оптимальної геометрії профілів зубців трохойдного зачеплення орбітального гідромотора.

Ключові слова: орбітальний гідромотор, геометрія зачеплення, профілі зубців.

Вступ. Орбітальні гідромотори відносяться до шестерінчастих машин внутрішнього зачеплення, вони знаходять усе більш широке застосування в різних галузях промисловості і сільського господарства. Орбітальні гідромотори відрізняються від традиційних поршневих простотою конструкції, малими габаритами, масою, низьким коефіцієнтом нерівномірності моменту, що крутить, і високим пусковим моментом. Питомий робочий об'єм Орбітальних гідромоторів, перевищує аналогічний показник гідромоторів усіх інших типів. Основним робочим елементом орбітальних гідромоторів, що утворює робочі камери змінного об'єму, є зубчаста пара з трохойдно-циліндричними зубцями.

Проблема. У різних кінематичних схемах планетарно-роторних гідромашин зубці трохойдного зачеплення мають різні навантаження і контактну напругу. Найбільш навантаженим є зачеплення в орбітальних гідромоторах, в яких передатне число від ротора до вихідного валу дорівнює одиниці. Контактна міцність зубців позацетроїдного епі- і гіпотрохойдного зачеплення є головним чинником, лімітуючим величину робочого тиску в указаних гідромоторах. Аналіз показує, що як в теоретично точному зачепленні, так і в зачепленні, виконаному з доступною точністю, нормальні навантаження розподіляються у край несприятливо. Максимальне нормальне навантаження виникає в парі зубців, що має мінімальний або близький до мінімального приведений радіус кривизни. Таке положення обумовлене початковою геометрією трохойдних профілів зубців. Для вирівнювання контактних напружень серед зубців і підвищення навантажувальної здатності зачеплення доцільно робити коригування, теоретичного профілю, який окреслено еквідистантою трохойди, на незначну, одного порядку з пружними деформаціями зубців в контакті, величину.

Результати досліджень. Отримане в роботі [1] рішення задачі про розподіл навантажень в зачепленні з урахуванням зазорів між зубцями, викликаних відхиленнями від теоретичних профілів, дозволяє зробити не лише порівняльну оцінку здатності навантаження зачеплення з різними модифікаціями трохойдних профілів, але й встановити оптимальну величину зазорів між яцями. Отже, можна встановити форму профілю, що забезпечує найбільш сприятливий розподіл навантажень серед зубців, виходячи з їх контактної міцності. У якості основних робочих органів орбітальних гідромоторів застосовуються внутрішнє зачеплення як з трохойдними профілями зубців, так і з модифікаціями цих профілів. Модифіковані профілі можна розглядати як

трохоїдні, але такі, що відрізняються від останніх законом розподілу зазорів між зубцями, які неминуче виникають при модифікуванні трохойдних профілів. У даному зачепленні після "вибірки" люфта ув контакті знаходиться, принаймні, одна пара зубців. Між іншими ж зубцями можуть існувати зазори. Якщо покласти, що ділянка профілю в первинній точці контакту співпадає з теоретичною, то зазори між іншими парами зубців, виміряні в деякому напрямі до спряжених профілів, наприклад, у напрямі їх загальної нормалі, будуть рівні за величиною відхиленням від початкових теоретичних профілів, виміряним в тому ж напрямі. З залежностей, для визначення навантажень і контактної напруги на зубцях, отриманих в роботах [1,2,3] неважко встановити, що відхилення від теоретичних профілів зубців можуть привести як до збільшення контактних напружень, так і до значного їх зниження. При раціональному виборі величин зазорів (відхилень від теоретичних профілів), здатність навантаження зачеплення може бути істотно підвищена. Зазори між зубцями можуть бути утворені в результаті коригування початкового, обкресленого еквідистантою трохойди, профілю на деяку змінну, виміряну у напрямі нормалі до нього, величину $\Delta_i(\theta)$. Якщо задатися законом розподілу нормальних навантажень $P_i(\theta)$, то закон розподілу зазорів $\Delta_i(\theta)$ на основі роботи [1], можна записати в наступному виді:

$$\Delta_i(\theta) = \varepsilon(\theta) \cos \alpha_i(\theta) - \frac{P_i(\theta)}{C_i(\theta)}, \quad (1)$$

де $\varepsilon(\theta)$ - загальне зближення зубчастих коліс; $\alpha_i(\theta)$ - кут зачеплення і - ої пари зубців; $C_i(\theta)$ - жорсткість зубців; $0 \leq \theta \leq 2\pi/z$; z - число циліндричних зубців. В процесі роботи гідромотора на ротор діє тиск рідини. Під дією цього тиску, в результаті пружних деформацій зубців в контакт, відбувається зближення зубчастих коліс. Очевидно, зближення зубчастих коліс $\varepsilon(\theta)$ дорівнює зближенню тієї пари зубців, в якій пружна деформація, виміряна у напрямі їх зближення, максимальна, отже, можна записати, що зближення зубчастих коліс

$$\varepsilon(\theta) = \left[\max_i \left(\frac{P_i(\theta)}{C_i(\theta) \cos \alpha_i(\theta)} \right) \right]. \quad (2)$$

Тоді рівність (1), з урахуванням вираження (2), можна представити у виді

$$\Delta_i(\theta) = \left[\max_j \left(\frac{P_j(\theta)}{C_j(\theta) \cos \alpha_j(\theta)} \right) \right] \cos \alpha_i(\theta) - \frac{P_i(\theta)}{C_i(\theta)} \quad (3)$$

Для визначення величин зазорів $\Delta_i(\theta)$ необхідно задатися законом розподілу нормальних навантажень $P_i(\theta)$ і визначити те зближення зубчастих коліс що відповідає цьому закону. Очевидно, після коригування профілю, зачеплення буде мати максимальну навантажувальну здатність за умови, що нормальні навантаження в зубцях, що знаходяться по одну сторону лінії центрів в порожнині низького тиску, будуть рівні припустимим, тобто $P_i(\theta) = P_{H \lim i}(\theta)$.

З вираження (3) виходить, що перерозподіл навантажень серед зубців може бути досягнутий коригуванням початкового профілю на незначну, одного порядку з пружними деформаціями зубців в контакт, величину. Таке коригування профілю не може скільки-небудь істотно вплинути на величини приведених радіусів кривизни, отже цими змінами можна нехувати. Тоді нормальні навантаження, що допускаються контактною міцністю

зубців, можуть бути визначені з достатньою для практики точністю на підставі відомої формули Герца

$$P_{H \lim i}(\theta) = \sigma_{H \lim}^2 W h \rho_{i \theta}(\theta), \quad (4)$$

де $\sigma_{H \lim}$ - межа контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідає еквівалентному числу циклів змін напружень; $W = \pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]/E_1E_2$; E_1, E_2 і μ_1, μ_2 - модулі пружності першого роду і коефіцієнти Пуассона матеріалів зубців; h - робоча довжина лінії контакту; $\rho_{np i}(\theta)$ - приведений радіус кривизни спряжених зубців. Навантаження на усіх контактуючих зубцях можуть підкорятися залежності (4) лише за умови, що деякий гіпотетичний, змінний по куту повороту, обертовий момент T , прикладений до ротора, дорівнюватиме сумі моментів від прпустимих навантажень в кожній парі зубців. Обертовий момент, який потрібно прикласти до ротора, щоб для усіх контактуючих пар зубців виконувалася рівність (4), буде

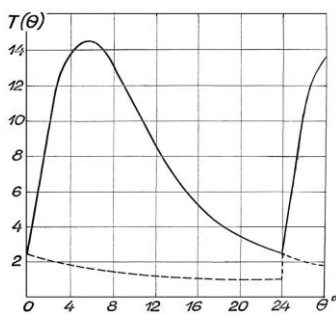
$$T(\theta) = \sigma_{H \lim}^2 W h e z \sum_{i=1}^{i=n} \rho_{np i}(\theta) \cos \alpha_i(\theta), \quad (5)$$

де n - число циліндричних зубців, розташованих по одну сторону лінії центрів в порожнині низького тиску, включаючи і зубці, осі яких перетинаються з лінією центрів. Аналіз кінематики зачеплення показує, що число зубців $n = f(\theta)$. У залежності від кута θ число зубців

$$n = \left[\frac{1}{2} \left(z_c + 2 - \frac{z_c \theta}{\pi} \right) \right]. \quad (6)$$

З рівності (5) виходить, що обертовий момент, який необхідно прикласти до ротора, щоб нормальні навантаження на зубцях рівнялися припустимим, має бути змінним по куту його повороту і змінюватися залежно від значень кута θ . Характер зміни відносних величин обертових моментів $T_{1..n}(\theta) = \sum_{i=1}^n T_i(\theta) / \sigma_{H \lim}^2 W h e z$ і $T_{2..n-1}(\theta) = \sum_{i=2}^{n-1} T_i(\theta) / \sigma_{H \lim}^2 W h e z$ залежно від

кута θ наведено на графіку рис. 1. Розрахунки приведені для зубчастої пари із наступними геометричними параметрами: число зубців статора $z_c = 15$; число зубців



ротора $z_r = 14$; коефіцієнт позацентроїдності зачеплення $K = 1,189$; ексцентриситет зубчастої пари $e = 3,45$ мм; радіуси циліндричних зубців $r_c = 7$ мм; ширина ротора $h = 16$ мм. **Рис. 1.** Графік залежностей відносних величин обертових моментів $T_{1..n}(\theta)$ (суцільна лінія) і $T_{2..n-1}(\theta)$ (пунктирна лінія)

На графіку рис. 1 суцільна лінія зображує величину обертового моменту, що допускається контактною міцністю усіх n зубців, а пунктирна контактною міцністю $2,3,4 \dots n-1$ зубців. З графіку видно, що при значеннях кута $\theta \neq 0$ основна частина обертового моменту доводиться на 1-ий і n -й зубці. При обертовому моменті $\theta = 0$, що допускається контактною міцністю усіх n зубців, мінімальний. Це пояснюється тим, що при куті $\theta = 0$ значення косинуса кута $\alpha_1 = 0$ і, отже, 1-й зуб, що має максимальну величину приведенного радіусу кривизни, в передачі обертового моменту участь не бере. Слід зауважити, що при парному числі зубців статора z_c і куті $\theta = 0$ в передачі обертового моменту не братиме участь також і n -й зуб. Очевидно, при

експлуатації гідромотора постійний по куту повороту ротора момент опору не повинен перевищувати мінімального значення обертового моменту $T(\theta)_{\min} = T(0)$. Інакше, при значеннях кута $\theta = 0$, Навантажувальна здатність зачеплення буде недостатньою. Отже, прикладений до ротора постійний по куту його повороту обертовий момент, не повинен перевищувати наступний обертовий момент

$$T(0) = \sigma_{H \lim}^2 W_{hez} \sum_{i=1}^{i=n} \rho_{npi}(0) \cos \alpha_i(0)$$

(7)

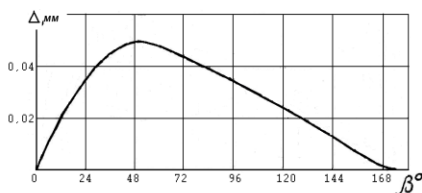
У зв'язку з викладеним, нормальні навантаження на 1-му і n- м зубцях, при моменті, що крутить, рівному $T(0)$ і куті $\theta \neq 0$ будуть завжди менше припустимих, а вирівнювання контактних напружень може бути досягнуте тільки на 2, 3, 4... n-1 зубцях. Отже, і нормальні навантаження підкорятимуться рівності (4) тільки на цих зубцях. З рівності (4) виходить, що проміжок між окремою парою зубців залежить не лише від її порядкового номера, але і від значень кута θ . Як показано вище, при куті $\theta = 0$ здатність навантаження зачеплення мінімальна. Тому оцінку здатності навантаження зачеплення слід робити при такому значенні кута. При $\theta = 0$ доцільно також визначати і величини зазорів між зубцями. Приймавши в рівності (4) $\theta = 0$ і $P_i(\theta) = P_{H \lim i}(\theta)$, отримаємо

$$\Delta_i(0) = \left[\max_j \left(\frac{P_{H \lim j}(0)}{C_j(0) \cos \alpha_j(0)} \right) \right] \cos \alpha_i(0) - \frac{P_{H \lim i}(0)}{C_i(0)} \quad (8)$$

Таким чином, рівність (8) визначає величини зазорів, контактної напруги, що забезпечує вирівнювання, в раніше вказаних зубцях при моменті, що крутить, рівному $T(0)$ і куті $\theta = 0$. При значеннях $\theta \neq 0$ контактні напруження в усіх зубцях будуть менше припустимих і, отже, здатність навантаження зачеплення не викликає побоювань. Закон розподілу зазорів між зубцями залежно від положення полюса зачеплення, визначуваного кутом β для зубчастої пари з раніше вказаними параметрами, наведено на графіку рис. 2. Розрахунки робилися по формулі (8) при $\theta = 0$ і обертовому моменті $T(0) = 1058$ Нм, вчисленому по формулі (7). При розрахунках були прийняті наступні характеристики матеріалів зубців; контактне припустиме напруження матеріалу ротора $\sigma_{H \lim} = 1400$ МПа,;

модуль пружності $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

Рис.2. Графік залежності зазорів в зачепленні від кута β .



З графіку видно, що максимальна величина зазору відповідає значенню кута $\beta = 56^\circ$. При цьому ж значенні кута β приведений радіус кривизни спряжених зубців, як показують розрахунки за формулою (4), набуває мінімального значення. Отже, нормальне навантаження на відповідній ділянці профілю буде так само мінімальне. На початку і у кінці лінії зачеплення, де величини зазорів мінімальні, а значення приведених радіусів кривизни набувають максимальних значень, нормальні навантаження незалежно від величини прикладеного до ротора обертового моменту будуть максимальними. Ця обставина вказує на те, що в даному зачепленні, окрім вирівнювання контактних напружень в зубцях, досягатиметься роз'єднання порожнин високого і низького тисків безпосередньо поверхнями контактуючих зубців, що є необхідною умовою для забезпечення високого об'ємного ККД гідромотора.

Висновки. Проведені дослідження показали, що для підвищення навантажувальної здатності зачеплення з трохойдними профілями зубців необхідно робити коригування профілів на величину одного порядку з пружними деформаціями зубців у контакті. Таке коректування профілів дозволяє досягти значного вирівнювання контактних напружень. В результаті такого коригування здатність навантаження зачеплення може бути значно підвищена.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шевцов Є.М., Сопун В.О. Вплив режимів прироблення позacentроїдного циклоїдального зачеплення орбітального гідромотора на розподіл навантажень серед зубців. Аграрний вісник Причорномор'я. Технічні науки. Випуск 48, 2007 р. с. 90–97.
2. Шевцов Е. Н. О выборе рациональной геометрии внутреннего зацепления орбитального гидромотора. Детали машин: Респ. Межвед. Научн.-техн. сб., 1987.- Вып. 44 - с. 45- 50.
3. Шевцов Е.Н. О повышении нагрузочной способности зацепления планетарно-роторных гидромоторов. Детали машин: Респ. Межвед. Научн.-техн. сб., 1978.- Вып. 27 - с. 22–28.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ ТРОХОИДНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ОРБИТАЛЬНОГО ГИДРОМОТОРА

Шевцов Е.Н.

Ключевые слова: орбитальный гидромотор, геометрия зацепления, профили зубьев.

Резюме

Рассмотрены вопросы, касающиеся определения оптимальной геометрии профилей зубьев трохойдного зацепления орбитального гидромотора.

DEFINITION OF OPTIMUM GEOMETRY OF CROSS-SECTIONS OF TEETHS OF TROKHOIDNY GEARING OF THE ORBITAL HYDRAULIC MOTOR

Shevtsov E. N.

Key words: orbital hydraulic motor, gearing geometry, cross-sections of teeths.

Summary

The questions concerning definition of optimum geometry of cross-sections of teeths of trokhoidny gearing of the orbital hydraulic motor are considered.