

УДК 621.833(088.8)

ВПЛИВ РЕЖИМІВ ПРИРОБЛЕННЯ ПОЗАЦЕНТРОЇДНОГО ЦИКЛОЇДАЛЬНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ОРБІТАЛЬНОГО ГІДРОМОТОРА НА РОЗПОДІЛ НАВАНТАЖЕНЬ СЕРЕД ЗУБЦІВ

Є.М. Шевцов, канд. техн. наук., В.О. Сопун, студент магістратури.
Одеський державний аграрний університет

Досліджується вплив прироблення зубців на розподіл нормальних навантажень у позацентроїдному циклоїдальному зачепленні орбітального гідромотора. Визначено обертовий момент, при якому доцільно виконувати обкатку зачеплення гідромотора для подальшого зниження контактних напружень і підвищення його довговічності.

Ключові слова: позацентроїдне циклоїдальне зачеплення, орбітальний гідромотор, прироблення зубців, розподіл нормальних навантажень.

Вступ. Орбітальні гідромотори відносяться до шестерінчастих машин внутрішнього зачеплення, вони знаходять все більш широке застосування в різних галузях промисловості і сільського господарства.

Основним робочим елементом, створюючим замкнуті об'єми робочих камер, в орбітальних гідромоторах є позацентроїдне циклоїдне зачеплення. У такому зачепленні профілі зубів одного із зубчатих коліс обкреслюються еквідистантою епі- або гіпотрохоїди, а спряженого дугою кола. **Проблема.** Теоретично, без урахування погрішностей виготовлення, у позацентроїдному циклоїдальному зачепленні повинні одночасно знаходитися в контакті зубці, розташовані по одну із сторін лінії центрів, тобто половина всіх пар зубців. Проте на практиці, у зв'язку з неминучими погрішностями при виготовленні, це ніколи не досягається.

З досвіду експлуатації і експериментів відомо, що в процесі роботи зачеплення виникають направлені в тіло зубців відхилення від первинної геометрії їх активних поверхонь. У первинний період експлуатації, відбувається особливо інтенсивне прироблення поверхонь зубців. Надалі, залежно від режиму прироблення і режиму подальшої експлуатації гідромотора, може наступити або не наступити стабілізація в стані активних поверхонь зубців. При цьому, довговічність зачеплення в процесі експлуатації в значній мірі залежить від режиму його прироблення в первинний період експлуатації.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Численні експериментальні дослідження свідчать про зміну форми профілів зубців в процесі їх роботи і в інших видах передач [1,2,3,4 і ін.]. Як указується в роботі [4] знос зубців у процесі прироблення обов'язковий і повинен враховуватися при

розрахунках зачеплення на міцність. У роботі [4] при дослідженні здатності навантаження прироблених передач з евольвентним профілем виходять з того, що при двохпарному зачепленні нормальні навантаження розподіляються серед зубців пропорційно приведеним радіусам кривизни. У роботі [4] обґрунтована необхідність проводити розрахунки виходячи з лінійної залежності між нормальними навантаженнями і приведеними радіусами кривизни не тільки для евольвентних, але і для будь-яких передач зачепленням, в яких можливі (хоча і дуже малі, але зіставні з величиною пружних деформацій зубців) зміни в геометрії.

Відомо, що при двохпарному зачепленні унаслідок перерозподілу навантажень серед зубців, навантаження можуть бути істотно підвищені [4]. У вказаній роботі відзначається, що таке підвищення в проведених експериментах досягало 70-80% і при цьому наступала повна стабілізація в стані активних поверхонь зубців.

У позацентроїдному циклоїдному зачепленні, що розглядається в цій роботі, в контакті може знаходитися одночасно до половини всіх пар зубців, тому виґраш в підвищенні здатності навантаження в результаті їх прироблення може бути, істотнішим. Не дивлячись на це, вплив зносу зубців в період прироблення позацентроїдного циклоїдного зачеплення на його здатність навантаження до теперішнього часу не враховується. Більш того, розрахунки зачеплення на міцність будуються таким чином, щоб запобігти зносу зубців в період їхнього прироблення [5,6,7].

Таким чином, при існуючій методиці розрахунку здатності навантаження зачеплення не використовується додатковий, великий резерв в підвищенні його здатності навантаження.

Мета досліджень: підвищення навантажувальної спроможності позацентроїдного циклоїдального зачеплення і підвищення робочого тиску орбітального гідромотора, який обмежується навантажувальною спроможністю зубців.

Результати досліджень. У даному зачепленні циліндрові зубці в процесі роботи, під дією сил тертя в контакті, провертаються, внаслідок цього вони піддаються рівномірному зносу по всій поверхні. Рівномірний знос циліндрових зубців, не приводить до скільки-небудь істотного перерозподілу зазорів, а, отже, і нормальних навантажень в зачепленні. Крім того, циліндрові зубці виконуються із сталі *ШХ15* твердістю не менше *HRC 62* тому до зносу вони схильні значно менше.

Спряжені зубчаті колеса з профілем, обкресленим еквідистантою трохойди, через значно більше число циклів навантажень, що доводяться на одиницю поверхні контакту зубців, і меншої їх твердості (*HRC 56-60*), схильні значно більшому, причому, нерівномірному зносу. Нерівномірний знос зубців приводить до перерозподілу навантажень між зубцями і, як наслідок, до вирівнювання контактних напружень в зачепленні.

У зв'язку з викладеним, при подальших розрахунках вважатимемо, що перерозподіл зазорів між зубцями відбувається тільки за рахунок змін геометрії трохойдних профілів. Причому, зміна геометрії трохойдних профілів направлена на досягнення вирівнювання контактних напружень в зубцях.

В результаті прироблення активних поверхонь зубців відбувається зближення зубчастих коліс і зменшення зазорів між зубцями. Вважатимемо, що в первинній точці контакту профілі зубців співпадають з теоретичними, а зазори між рештою зубців, зміряні у напрямі нормалі до профілів, рівні відхиленням від теоретичної геометрії, зміряним в тому ж напрямі.

Якщо до прироблення зачеплення в i -й парі зубців існував, зміряний у напрямі загальної нормалі, зазор, викликаний відхиленнями від теоретичної геометрії трохойдних профілів, то після прироблення відбудеться зближення зубчастих коліс. Під дією результуючої тиску рідини колеса зближуватимуться на деяку величину $\xi(\theta)$. При цьому відхилення від теоретичного, обкресленого еквідистантою трохойди профілю, будуть [8]

$$\bar{\Delta}_i(\theta) = s_{pi}(\theta) - \xi(\theta) \cos \alpha_i(\theta), \quad (1)$$

де $0 \leq \theta < 2\pi/z$; α_i – кут зачеплення i -ої пари зубців.

Негативна величина $\bar{\Delta}_i(\theta)$ указує на те, що зазор «вибраний» і на величину $|\bar{\Delta}_i(\theta)|$ відбулося прироблення зубця.

Сумарний зазор в i -ої парі зубців ненавантаженого зачеплення рівний сумарному зазору, викликаному відхиленнями $s_{pi}(\theta)$ від трохойдних і $s_{ci}(\theta)$ від циліндрових зубців

$$\delta_i(\theta) = s_{pi}(\theta) + s_{ci}(\theta). \quad (2)$$

Закон розподілу нормальних навантажень $P_i(\theta)$ і $\bar{P}_i(\theta)$ відповідно до i після прироблення зубців з урахуванням (2) представимо у вигляді

$$P_i(\theta) = C_i(\theta) [\varepsilon(\theta) \cos \alpha_i(\theta) - s_{pi}(\theta) - s_{ci}(\theta)]; \quad (3)$$

$$\bar{P}_i(\theta) = C_i(\theta) [\varepsilon(\theta) \cos \alpha_i(\theta) - s_{pi}(\theta) - s_{ci}(\theta) + \xi(\theta) \cos \alpha_i(\theta)],$$

де – жорсткість i -ої пари зубців; ε – загальне зближення зубчастих коліс, що відбувається в результаті пружних деформацій зубців в контакті.

З системи рівнянь (3) загальне зближення зубчастих коліс, викликане приробленням зубців

$$\xi(\theta) = \frac{\overline{P}_i(\theta) - P_i(\theta)}{C_i(\theta) \cos \alpha_i(\theta)}. \quad (4)$$

Рівняння (1) з урахуванням виразу (4) перетвориться до вигляду

$$\overline{\Delta}_i(\theta) = s_{pi}(\theta) - \frac{\overline{P}_i(\theta) + P_i(\theta)}{C_i(\theta)}. \quad (5)$$

Величини зазорів $s_{pi}(\theta)$, що існували до прироблення, знайдемо, прийнявши в першому рівнянні з системи рівнянь (3)

$$s_{pi}(\theta) = \varepsilon(\theta) \cos \alpha_i(\theta) - \frac{P_i(\theta)}{C_i(\theta)}. \quad (6)$$

В процесі прироблення зубців первинні зазори $s_{pi}(\theta)$ змінюються. Найбільший практичний інтерес представляє випадок, коли вступить в контакт одночасно половина всіх зубців, тому виключимо з рівняння (5) зазори, підставивши їх значення з виразу (6)

$$\overline{\Delta}_i(\theta) = \varepsilon(\theta) \cos \alpha_i(\theta) - \frac{\overline{P}_i(\theta)}{C_i(\theta)}. \quad (7)$$

Рівняння (7) в поодинокому випадку при $\overline{\Delta}_i(\theta) < 0$ визначає величину прироблення зубців. При цьому обумовлений приробленням зубців зазор $s_{pi}(\theta) = 0$. Якщо $\overline{\Delta}_i(\theta) > 0$, то завжди буде $s_{pi}(\theta) = \overline{\Delta}_i(\theta)$. Іншими словами, при $\overline{\Delta}_i(\theta) > 0$ рівняння (7) визначає величини зазорів (відхилень від теоретичного профілю), що створюються в результаті прироблення зубців. Так як зближення зубчастих коліс $\varepsilon(\theta)$, що відбувається в результаті пружних деформацій зубців у контакті, дорівнює сближенню той пари зубців, у котрій пружна деформація, що вимірюється в напрямку їх зближення максимальна, то завжди будуть виконуватися

умови $\overline{\Delta}_i(\theta) \geq 0$, а $s_{pi}(\theta) = \overline{\Delta}_i(\theta)$. Отже, рівняння (7), при підставленні в нього значення

$$\varepsilon(\theta) = \left[\max_j \left(\frac{\overline{P}_j(\theta)}{C_j(\theta) \cos \alpha_i(\theta)} \right) \right] \quad (8)$$

буде визначати величини відхилень від от теоретичного, обкресленого еквідистантою трохіди профілю, що утворюється в результаті прироблення зубців

$$\overline{\Delta}_i(\theta) = s_{pi}(\theta) = \left[\max_j \left(\frac{\overline{P}_j(\theta)}{C_j(\theta) \cos \alpha_i(\theta)} \right) \right] \cos \alpha_i(\theta) - \frac{\overline{P}_i(\theta)}{C_i(\theta)}. \quad (9)$$

З формули (9) виходить, що величини зазорів $s_{pi}(\theta)$, а, отже, і форма профілів зубців, залежить від нормальних навантажень, що виникають в зачепленні в кінцевий період прироблення. Нормальні ж навантаження, у свою чергу, визначаються, за інших рівних умов, прикладеним до ротора обертовим моментом.

Для визначення величин нормальних навантажень на зубцях в кінцевий період їх прироблення слід враховувати численний досвід прироблення зубців тяжконавантажених передач.

Експериментальними дослідженнями встановлено [2,3,4], що в межах контактної напруги, що допускається, досить декілька десятків циклів навантажень для практично повного припинення пластичної деформації активних поверхонь зубців. Оскільки в даному зачепленні при пластичній деформації зубців відбувається вирівнювання контактних напружень, і його здатність навантаження підвищується, то при обертovому моменті на роторі, рівному сумі моментів від нормальних навантажень, що допускаються, в контактуючих зубцях, також наступить стабілізація в стані їх активних поверхонь.

Пластична деформація активних поверхонь зубців, відбуватиметься при виникненні граничного припустимого контактного напруження $\sigma_{HP \max}$. Величини нормальних навантажень в кінцевий період прироблення зачеплення можна визначити з відомої формули Герца при підстановці замість граничної контактної витривалості $\sigma_{H \lim}$, – граничного припустимого контактного напруження

$$P_{H \max i}(\theta) = h \sigma_{HP \max}^2 W \rho_{npi}(\theta), \quad (10)$$

де W – довжина площадки контакту, рівна ширині зубчастої пари;
 $W = \pi \left[E_2 (1 - \mu_1^2) + E_1 (1 - \mu_2^2) / E_1 E_2 \right]$; E_1, E_2 і μ_1, μ_2 – модулі пружності першого роду і коефіцієнти Пуассона матеріалів зубців; ρ_{npi} – приведений радіус кривизни i -ої пари зубців.

У зв'язку з дискретною зміною числа одночасно контактуючих зубців і коливанням навантажувальної здатності зачеплення у функції кута, що змінюється в межах $0 \leq \theta < 2\pi/z$, вирівнювання контактних напружень в процесі обкатки зачеплення при обертовому моменті $T_{\max}(0)$, може бути досягнуте не на всіх, а тільки на 2,3,4... $n-1$ зубцях. При цьому 1-й і n -й зубці виявляються недовантаженими, а при $\theta = 0$, 1-й і n -й зубці взагалі не беруть участь в передачі обертового моменту, тому навантаження на них не враховуються. У зв'язку з цим залежність (10) при значеннях кута $0 < \theta < 2\pi/z_u$ є справедливою для всіх, окрім 1-го і n -го зубців.

Максимальна величина обертового моменту, в період прироблення зачеплення, яке можна допустити виходячи з його здатності навантаження, визначиться по формулі (10) при $\theta = 0$ і підстановці замість, $\sigma_{HP \max}$ – граничного прпустимого контактного напруження

$$T_{\max}(0) = \sigma_{HP \max}^2 W h e z \sum_{i=1}^{i=n} \rho_{npi}(0) \cos \alpha_i(0). \quad (11)$$

Слід зазначити, що при визначенні обертового моменту необхідного для настання пластичної деформації активних поверхонь зубців при їх приробленні, не враховувалися погрішності виготовлення циліндрових зубців $s_{ci}(\theta)$. Це пов'язано з тим, що виготовлення циліндрових зубців з погрішностями навіть на порядок меншими пружних деформацій зубців в контакті не представляє особливих технологічних труднощів. Так завжди і поступають при визначенні навантажень в даному зачепленні [5,6,7]. Отже, величину обертового моменту в період прироблення зачеплення, можливо з достатньо високою точністю визначати по формулі (11).

Для експериментальної перевірки правомочності прийнятих при розрахунках допущень були проведені випробування зубчастої пари з наступними геометричними параметрами: числа циліндрових і трохоїдних зубців відповідно $z = 15$; $z_T = 14$; ексцентриситет зубчастої пари $e = 3,45$ мм; коефіцієнт позацентроїдності зачеплення $K = 1,19$; ширина зубчастої пари $h = 16$ мм.

Розрахунок проводився для наступних характеристик матеріалу зубців: модуль пружності $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона

$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$; граничне припустиме контактне напруження матеріалу зубців МПа;

Обертний момент, при якому необхідно проводити прироблення зачеплення, обчислений за формулою (11), склав $T(0) = 1841$ Нм, цей обертний момент, відповідає тиску робочої рідини в гідромоторі $p = 20,5$ МПа. Обкатка гідромотора показала, що при розрахунковому тиску рідини спостерігається прироблення активних поверхонь зубців. При цьому, повна стабілізація в стані активних поверхонь зубців настає вже через 10^3 циклів вантажень.

Висновки. Таким чином, на підставі отриманих залежностей можна укласти, що оптимальна форма профілів зубців, що забезпечує максимальну здатність навантаження зачеплення, може бути досить просто отримана в результаті прироблення зачеплення при обертному моменті, що викликає незначну, одного порядку з пружними деформаціями зубців в контакті, пластичну деформацію активних поверхонь зубців.

Отримані залежності дозволяють вирішувати задачу про розподіл навантажень серед зубців при будь-яких значеннях обертного моменту $T_0 \leq T_{\max}(0)$ та визначати величину обертного моменту, при якому доцільно проводити обкатку зачеплення орбітального гідромотора.

Знаючи величини нормальних навантажень, неважко, по загальноприйнятій методиці, визначити величину обертного моменту (робочого тиску гідромотора), що допускається контактною витривалістю зубців в період експлуатації зачеплення орбітального гідромотора і оцінити його довговічність.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гришко В.А. Повышение износостойкости зубчатых передач.– М.: Машиностроение, 1977.
2. Заблонский К.И., Филипович С.И., Котов Ю.А. Приработочное изнашивание зубьев, вызванное пластическим деформированием.– Детали машин, Респ. межвед. научн.–техн. сб. 1977, вып. 24, с.47–53.
3. Клебанов Б.М. Контактная прочность прямозубых передач.– В кн.: Зубчатые и червячные передачи. Л.: Машиностроение, 1974, с. 81–88.
4. Кудрявцев В.Н. К расчетам на прочность зубьев цилиндрических передач.– В кн.: Прочность и надежность механического привода.– М.: Машиностроение, 1977, с.7–48.
5. Лобастов В.К. О распределении усилий в цевочном зацеплении планетарно–цевочного редуктора.– Известия вузов. Машиностроение, 1970, №7, с. 23–28.

6. Лобастов В.К. Распределение усилий в гипоциклоидальном внеполюсном зацеплении планетарных редукторов.– Известия вузов. Машиностроение, 1976, №4, с. 45–50.
7. Сигов И.В. Планетарні редуктори. К.–: Техніка, 1964.
8. Шевцов Е. Н. О выравнивании контактных напряжений в результате приработки профилей зубьев внецентроидного цевочного зацепления планетарно-роторного гидромотора. - Одесса, 1978. - 21с.- Деп. в НИИмаше 16.01.79 № 17-79.
9. Niemann G. Maschinenelemente, Band 2, Springeryerlag. Berlin (Gö ttingen) Heidelberg, 1960.

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ ПРИРАБОТКИ ВНЕЦЕНТРОИДНОГО ЦИКЛОИДАЛЬНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ОРБИТАЛЬНОГО ГИДРОМОТОРА НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК СРЕДИ ЗУБЬЕВ

Е.Н. Шевцов, В.О. Сопун.

Ключевые слова: внецентроидное циклоидальное зацепление, орбитальный гидромотор, приработка зубьев, распределение нормальных нагрузок.

Резюме

Исследуется влияние приработки зубьев на распределение нормальных нецентроидном циклоидальном зацеплении орбитального гидромотора. Определен крутящий момент при котором целесообразно выполнять обкатку зацепления гидромотора для дальнейшего снижения контактных напряжений и повышения его долговечности.

INFLUENCE OF MODES THE INITIAL PERIOD OF WORK GEROTOR OF GEARING OF THE ORBITAL HYDROMOTOR ON DISTRIBUTION OF FORCES AMONG TOOTHES

E.N. Shevtsov, V.O. Sopun.

Key words: gerotor of gearing, orbital hydromotor, the initial period of work toothes, distribution of normal loadings.

Summary

The influence the initial period of work toothes on distribution of normal loadings in gerotor of gearing of the orbital hydromotor is investigated. The twisting moment is determined at which expediently to carry out initial period of work toothes of gearing hydromotor for the further decrease of contact pressure and increase of its durability.