

УДК 961.3:556

## Зменшення явища стискання рідини в защемленому об'ємі шестерінчатих насосів

Охріменко О.А., Поліщук В.О.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

***Анотація:** В роботі приводяться дослідження способу заміни прямозубого зачеплення, що використовується в шестерінчатих насосах на косозубе для того щоб уникнути явища стискання рідини в защемленому об'ємі таких насосів. Для цього розглянуто кінематичну модель евольвентного зачеплення такого насоса, показано як за її допомогою можна розрахувати параметри косозубого колеса, що заміняє прямозубе без інших конструктивних змін параметрів насоса. Параметри розробленого косозубого зачеплення будуть такі що коли в момент повного перекриття по ширині зубчастого вінця в насосі з однієї сторони з іншої сторони зачеплення буде відбуватись розкриття порожнини і таким чином рідина в защемленому середовищі не буде стискатись, це покращує коефіцієнт корисної дії насосів з таким зачепленням. Це досягається тим що кут нахилу зуба колеса повинен бути пропорційний різниці довжини активної лінії зачеплення та нормального кроку. Розроблено розрахункові залежності по визначенню параметрів таких зубчастих коліс, що заміняють стандартні прямозубі.*

***Ключові слова:** шестерінчасті насоси, гідраліка, зубчасте зачеплення.*

Шестерінчасті насоси з зубчастими колесами зовнішнього зачеплення на даний час отримали широке розповсюдження за рахунок простоти своєї конструкції та експлуатаційної надійності. До недоліків таких насосів в основному відносять зниження ккд за рахунок втрат робочої рідини, що визвано протікання через зазори в конструкції [1, 2, 3, 4] та стискання об'єму защемленої рідини, яке визвано особливістю роботи зубчастого зачеплення, що приводить також до шумів при роботі, та зниження експлуатаційного строку роботи. Якщо з зазорами в конструкції борються за рахунок удосконалення технології виготовлення складових елементів насоса. То зі зниженням ефекту стискання об'єму защемленої рідини вирішують різними методами: це створення розвантажувальних канавок, цей спосіб призводить до зниження ккд насосу, використання «двох парного» зачеплення до недоліків якого слід віднести, що зростає вартість виготовлення зубчастих шестерень, так щоб реалізувати це зачеплення необхідно мати високу точність зубчастих коліс, яка досягається методом зубошліфування, що значно підвищує вартість виготовлення такого насосу і також в конструкції повинні присутні розвантажувальні канавки, типовими конструкціями є моделі Rexroth AZP, Concentric Calma та інші. Для зменшення шуму і підвищення ккд широко застосовуються косозубе стандартне евольвентне зачеплення з неповною герметизацією впускної та нагнітаючої порожнини фірми виробники Salami, David Brown, так і зачеплення з неевольвентною формою профілю зуба: Rexroth, Elika та інші. До загальних недоліків цих конструкцій можна віднести значне підвищення вартості виготовлення таких моделей насосів. Проте ще не повністю вичерпані можливості евольвентного зачеплення, а саме пропонується використати звичайне косозубе зачеплення при чому його параметри необхідно вибирати так щоб при перекритті зубцями впускної порожнини на зубці на нагнітаючій порожнині виходили з зачеплення при цьому не буде відбуватиметься таке явище, як стискання об'єму затисненої рідини. Для прямозубого зачеплення в шестерінчатих насосах такий цикл роботи може бути реалізований тільки з к-нт торцевого перекриття, що дорівнює одиниці, однак з точки зору забезпечення плавності та неперервності руху це не припустимо. Для уникнення цього явища можна використати звичайне косозубе зачеплення зубчастих коліс при цьому кут нахилу зубів повинен бути таким, щоб при повному перекритті по ширині зубчастого колеса порожнини з однієї сторони насоса з іншої сторони ця порожнина по ширині повинна відкриватись. Тоді к-нт торцевого перекриття буде більше одиниці, що відповідає звичайному прямозубому

зачепленню і при такій схемі будуть зберігатись всі кінематичні характеристики, які відповідають початковому зачепленню.

Метою роботи є розрахунок параметрів косозубої евольвентної передачі, що заміняє аналогічну прямозубу передачу шестерінчастого насоса, при цьому не буде відбуватись стискування об'єму защемленої рідини і буде забезпечуватись повна герметизація впускної та нагнітаючої порожнини. Для вирішення цієї задачі необхідно розглянути схему евольвентного прямозубого зачеплення в зачепленні (рис.1). Параметри косозубого колеса

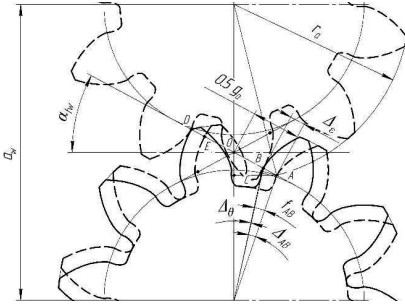


Рис. 1. Схема зачеплення шестерінчастого насоса.

будуть визначатись так, щоб профіль на одному торці зубчастого колеса знаходиться в точці А (рис.1) на лінії зачеплення AD то профіль на іншому торці колеса повернеться на кут  $\Delta_{AB}$  і по лінії зачеплення він переміститься на величину  $\Delta_{\epsilon}$ , яка є різницею між довжиною активної лінії зачеплення та нормальним кроком зубчастого колеса. Таким чином по проєкціям ліній AB та DE буде відбуватись герметизація порожнини по ширині зубчастого колеса. При подальшому русі зубців буде відбуватись розкриття, втрата герметичності порожнини з однієї сторони

залежності від напрямку руху, а з іншої сторони перекриття по ширині зубчастого колеса буде залишатись і об'єм рідини в просторі між зубами завжди буде відкритим, та не буде стискуватись, це буде забезпечувати герметизацію впускної і на нагнітаючої порожнини. Відповідно до основних положень теорії зачеплення евольвентних передач [5], параметри зубчастого колеса що реалізують такий цикл роботи, схема рис.1 будуть наступні:

$$\begin{aligned}
 f_{AB} = & \arccos(0.25 \alpha_w^2 + g_a (0.25 g_a - 0.5 \Delta_\epsilon) + \alpha_w (-0.5 g_a + 0.5 \Delta_\epsilon) \sin \alpha_{tw}) / \\
 & (\sqrt{0.25 \alpha_w^2 + 0.25 g_a^2 - 0.5 \alpha_w g_a \sin \alpha_{tw}} \cdot \\
 & \sqrt{(-0.5 g_a + \Delta_\epsilon)^2 \cos^2 \alpha_{tw} + (0.5 \alpha_w + (-0.5 g_a + \Delta_\epsilon) \sin \alpha_{tw})^2}) + \\
 & \frac{1}{r_b} (r_b \arccos(\frac{r_b}{\sqrt{0.25 \alpha_w^2 + 0.25 g_a^2 - 0.5 \alpha_w g_a \sin \alpha_{tw}}}) - \\
 & r_b \arccos(\frac{r_b}{\sqrt{(-0.5 g_a + \Delta_\epsilon)^2 \cos^2 \alpha_{tw} + (0.5 \alpha_w + (-0.5 g_a + \Delta_\epsilon) \sin \alpha_{tw})^2}}) - \\
 & \sqrt{0.25 \alpha_w^2 + 0.25 g_a^2 - 0.5 \alpha_w g_a \sin \alpha_{tw}} \sqrt{\frac{4r_b^2}{\alpha_w^2 + g_a^2 - 2\alpha_w g_a \sin \alpha_{tw}}} + \\
 & \sqrt{(-0.5 g_a + \Delta_\epsilon)^2 \cos^2 \alpha_{tw} + (0.5 \alpha_w + (-0.5 g_a + \Delta_\epsilon) \sin \alpha_{tw})^2} \cdot \\
 & \sqrt{1 - \frac{r_b^2}{(-0.5 g_a + \Delta_\epsilon)^2 \cos^2 \alpha_{tw} + (0.5 \alpha_w + (-0.5 g_a + \Delta_\epsilon) \sin \alpha_{tw})^2}}); \\
 p_x = & 2\pi f_{AB} / b_u; \sin \beta = \frac{p_x}{\pi m}; g_a = p_b \cdot \epsilon; \Delta_\epsilon = p_b \cdot \epsilon(\epsilon - 1);
 \end{aligned} \tag{1}$$

де,  $\alpha_w$  – міжосьова відстань,  $g_a$  - довжина активної лінії зачеплення,  $\epsilon$  – торцевий к-нт перекриття,  $\alpha_{tw}$  – кут зачеплення,  $p_b$  - нормальний крок зачеплення,  $b_u$  – ширина вінця зубчастого колеса,  $r_b$  – радіус основного кола,  $m$  – модуль зубчастого колеса,  $p_x$  – осьовий крок гвинтової лінії зуба колеса,  $\beta$  – кут нахилу зуба косозубого заміняючого колеса.

Таким чином можна розрахувати параметри косозубого колеса для шестерінчастого насоса, що заміняє аналогічне прямозубе при цьому буде реалізуватись кінематика зачеплення, що не призводить до стиснення рідини в просторі між зубами коліс. Проте в такому випадку кут вхідного контуру заміняючого колеса в передачі буде відрізнятися від стандартного значення  $20^{\circ}$ , що використовується в прямозубому зачепленні і тому задача знаходження параметрів заміняючого косозубого колеса зі стандартним кутом вихідного контуру, які би вписувались в габарити прямозубої передачі потребує подальших досліджень.

## Reductions of liquid compression appearance in the closed volume of the gear pump

Okhrimenko O.; Polishchuk V.

*Annotation:* The paper presents studies of the method of replacing a spur gearing that is used in gear pumps on a helical gear in order to avoid the phenomenon of fluid compression in a pinched volume of such pumps. For this, the kinematic model of the involute gearing of such a pump is considered, it is shown how it can be used to calculate the parameters of a helical gear that replaces the spur gear without structural changes to other pump parameters. The parameters of the developed helical gearing according to the calculations will be such that when at the moment of complete overlapping the width of the ring gear in the pump on the one hand, the cavity opens on the other side of the gearing and thus the fluid in the restrained medium will not compress, which improves the efficiency of the pumps with such engagement. This is achieved by the fact that the angle of inclination of the wheel tooth should be proportional to the difference between the length of the active line of engagement and the normal pitch. Developed calculated dependencies to determine the parameters of such gears, replacing the standard spur gears.

*Keywords:* gear pumps; hydraulics; gearing.

## Уменьшение явления сжатия жидкости в защемленном объёме шестеренчатого насоса

Охрименко А.А.; Полищук В.А.

*Аннотация:* В работе приводятся исследования способа замены прямозубого зацепления которое используется в шестеренных насосах на косозубое для того чтобы избежать явления сжатия жидкости в защемленном объёме таких насосов. Для этого рассмотрена кинематическая модель эвольвентного зацепления такого насоса, показано как с ее помощью можно рассчитать параметры косозубого колеса которое заменяет прямозубое без конструктивных изменений других параметров насоса. Параметры разработанного косозубого зацепления согласно расчетов, будут такие, что когда в момент полного перекрытия по ширине зубчатого венца в насосе с одной стороны с другой стороны зацепления будет происходить раскрытие полости и таким образом жидкость в защемленном среде не будет сжиматься, что улучшает коэффициент полезного действия насосов с таким зацеплением. Это достигается тем, что угол наклона зуба колеса должен быть пропорционален разности длины активной линии зацепления и нормального шага. Разработаны расчетные зависимости по определению параметров таких зубчатых колес, заменяющие стандартные прямозубые.

*Ключевые слова:* шестеренчатые насосы, гидравлика, зубчатое зацепление.

### Список літератури:

1. Башта Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем/ Т.М.Башта. М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
2. Рыбкин Е.А. Шестеренчатые насосы для металлорежущих станков/ Е.А. Рыбкин, А.А. Усов. М.: Машиностроение, 1960. – 186с.
3. Юдин Е.М. Шестеренные насосы/ Е.М. Юдин. М.: Машиностроение, 1964. - 326с.
4. Marc Borremans. Pumps and Compressors. John Wiley & Sons Ltd, 2019. – 468 p
5. Гинзбург Е. Г. Зубчатые передачи: Справочник/ Е. Г. Гинзбург. Л.: Машиностроение, 1980. - 416с.