

The article is aimed to develop a new 5-dof redundant parallel manipulator 2R3T (2 rotational and 3 translational degrees of freedom) with custom end effector to eliminate singularities in the workspace and provide advanced orientation ability for machine tools applications.

The new redundant parallel manipulator with 5 controllable degrees of freedom has 6 variable-length links actuators connected to the end effector with a common axis of joints. A few possible layouts of the machine are proposed, extending the orientation capability of the end effector to 120 deg and 180 deg about two axes respectively. Kinematics and stiffness of the manipulator are considered.

The further research should be aimed to direct kinematics, workspace, manipulation indices, stiffness and geometry optimization, developing a special control algorithms based on a calculated torque to keep the stability and prevent the internal stress in the manipulator structure.

machine tool, parallel manipulator, redundant, end effector

Одержано 16.05.17

УДК 621.644:621.833.15

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Є.В. Магонєць, асп., К.Ю. Кулешкова, інж., М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна
E-mail: krasotamv@ukr.net

Аналіз теоретичних досліджень геометричних параметрів відсіченої порожнини шестеренного насоса

В статті наведені результати аналізу теоретичних досліджень геометричних параметрів відсіченої порожнини шестеренного насоса. Встановлені теоретичні залежності об'єму відсіченої порожнини від параметрів зубчастого зачеплення, а також від положення точки зачеплення на лінії зачеплення шестерень насоса. Отримані теоретичні залежності дозволяють визначити геометричні параметри відсіченої порожнини, при яких виключається явище компресії робочої рідини. Виключення компресії досягнуто завдяки використанню зубчастого зачеплення з асиметричною лінією зачеплення. В роботі вказані недоліки існуючих теоретичних досліджень і вказані напрямки подальшого їх розвитку.

шестеренний насос, зубчасте зачеплення, лінія зачеплення, точка зачеплення, робоча рідина, відсічена порожнина, компресія, коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Є.В. Магонєць, асп., К.Ю. Кулешкова, інж., М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна

Анализ теоретических исследований геометрических параметров отсеченной полости шестеренного насоса

В статье приведены результаты анализа теоретических исследований геометрических параметров отсеченной полости шестеренного насоса. Установлены теоретические зависимости объема отсеченной полости от параметров зубчатого зацепления, а также от положения точки зацепления на линии зацепления шестерен насоса. Полученные теоретические зависимости позволяют определить геометрические параметры отсеченной полости, при которых исключается явление компрессии рабочей жидкости. Исключение компрессии достигнуто за счет использования зубчатого зацепления с асимметричной линией зацепления. В работе указаны недостатки существующих теоретических исследований и указаны направления дальнейшего их развития.

шестеренный насос, зубчатое зацепление, линия зацепления, точка зацепления, рабочая жидкость, отсеченная полость, компрессия, коэффициент перекрытия зубчатого зацепления

© Ю.В. Кулешков, Є.В. Магонєць, К.Ю. Кулешкова, М.В. Красота, Т.В. Руденко, 2017

Постановка проблеми. Шестеренні насоси (НШ) знайшли саме широке застосування завдяки здатності працювати у важких умовах підвищеної запиленості та високих температур, що пояснюється особливостями їх конструкції.

Однак, поряд з перевагами, НШ мають істотний недолік, пов'язаний з утворенням в процесі роботи відсіченої порожнини (ВП). У ВП насоса відбуваються складні гідродинамічні процеси, що проявляються спочатку у різкому підвищенні, а потім зниженні тиску робочої рідини, що призводить до істотного зниження працездатності НШ.

На сьогодні єдиним реальним шляхом зниження впливу компресії робочої рідини на працездатність НШ є розвантаження відсіченої порожнини через відповідні канали, що не являється кардинальним вирішенням проблеми.

Подальше вдосконалення конструкції НШ у напрямку усунення компресії ВП можливе лише на основі відповідних фізичних і математичних моделей процесів, що відбуваються у ВП.

Дана робота присвячена аналітичному огляду наукової інформації у напрямку розробки фізичних і математичних моделей процесів, що відбуваються у ВП НШ, а отже є актуальною.

Зазначена проблема компресії робочої рідини у ВП НШ не може бути вирішена без встановлення фізичної суті процесів, що відбуваються у ВП НШ в процесі його роботи.

Відсутність фізичної моделі процесів, що відбуваються у ВП стримує розвиток відповідних математичних моделей, що повинні стати підґрунтям для усунення проблем, які виникають в НШ при утворенні ВП.

Першим етапом на цьому шляху є аналіз існуючих теоретичних моделей і їх відповідність дійсному стану речей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Однією з особливостей роботи шестеренного насоса є утворення відсіченої порожнини (ВП). Складні гідродинамічні процеси, які відбуваються у ВП, як правило негативно позначаються на технічних характеристиках НШ. Незважаючи на те, що теоретичні дослідження ВП ведуться досить тривалий час, єдиної теорії гідромеханічних процесів, що відбуваються у ВП НШ, досі не створено, що пояснюється складністю цих процесів [1].

З усього різноманіття науково-технічних джерел інформації, присвячених теоретичному дослідженню процесів, що відбуваються у ВП НШ, найбільшу увагу заслуговують джерела [1-13, 20-26].

Постановка завдання. Метою досліджень є проведення аналізу науково-технічної інформації щодо результатів теоретичних досліджень геометричних параметрів ВП шестеренного насоса та визначення подальшого напрямку досліджень процесів, які відбуваються у відсіченій порожнині та формулювання наукової гіпотези досліджень.

Виклад основного матеріалу. У роботі В.М. Прокоф'єва [13] запропонована залежність зміни об'єму ВП від параметрів зубчастого зачеплення НШ:

$$\Delta V_{ВП} = \frac{\pi b t_0^2}{4 z_1} \cdot \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \cdot (\varepsilon - 1)^2, \quad (1)$$

де $\Delta V_{ВП}$ – величина зміни об'єму відсіченої порожнини, мм³;

b – ширина шестерень, мм;

t_0 – крок зачеплення, мм;

r_1, r_2 – відповідно радіуси початкових (полоїдних) кіл;

z_1 – число зубів ведучої шестерні;

ε – коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення.

З виразу (1) можна знайти втрати робочого об'єму ΔV_0 насоса через наявність ВП [13], мм³:

$$\Delta V_0 = z_1 \cdot \Delta V_{ВП} . \quad (2)$$

Більш суттєві результати теоретичного дослідження ВП представлені в роботах А.Ф. Осипова, Е.М. Юдіна та Е.А. Рибкіна і А.А. Усова [5, 8, 9, 14].

У роботі А.Ф. Осипова [9] представлена залежність зміни об'єму ВП – $\Delta V_{ВП}$, що подібна залежності (1):

$$\Delta V_{ВП} = 2 r_0^2 b (\varepsilon - 1)^2 \left(\frac{\pi}{z} \right)^3 . \quad (3)$$

Крім того, наведена залежність максимальної величини об'єму ВП у вигляді двох доданків виду:

$$\Delta V_{ВП \max} = \Delta V_{ВП \min} + \Delta V_{ВП} . \quad (4)$$

У роботі Є.М. Юдіна [8] вираз для визначення мінімального об'єму ВП для шестерень з однаковою кількістю зубів представлений у більш простому вигляді, ніж у А.Ф. Осипова [9]:

$$\Delta V_{ВП \min} = 2b \left\{ \begin{array}{l} r_o^2 \cdot \left[\frac{\pi}{z} \cdot \left(\operatorname{tg}^2 \alpha + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - \frac{\operatorname{tg}^3 \alpha}{3} \right] - R_e^2 \cdot \left(\frac{\phi}{2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \gamma_e \right) - \\ - R_i^2 \cdot \left[\frac{\pi}{z} - \frac{\phi}{2} - \operatorname{inv} \alpha \right] \end{array} \right\} . \quad (5)$$

Однак, дослідження проведені в роботах [8, 9] не досягають рівня побудови фізичної або математичної моделі, що не дає можливості досліджувати явища, що відбуваються у ВП в процесі роботи НШ. Крім того, розгляду в згаданих роботах піддаються тільки зубчасті зачеплення з однаковою кількістю зубів.

Істотним кроком в цьому напрямку є робота Е.А. Рибкіна і А.А. Усова [5]. У цій роботі отримана математична модель зміни об'єму ВП від кута повороту ведучої шестерні, мінімальний і максимальний об'єм ВП та інші характерні точки цього процесу. Однак ряд прикрих помилок або описок не дає можливості використовувати ці залежності для дослідження поведінки ВП. Крім того, наведені залежності справедливі тільки для шестерень з однаковою кількістю зубів.

У роботі І.П. Аїстова [15] теоретично досліджуються умови розвантаження ВП через спеціальні розвантажувальні канавки. Розглядаючи масу робочої рідини в розвантажувальній канавці як коливальну систему, власну частоту коливань якої автор пропонує визначати відповідно за виразом [15]:

$$f_{рж} = \frac{1}{2 \pi} \sqrt{\frac{p \cdot F_{\kappa}}{\rho_{pp} \cdot L_{\kappa} \cdot \Delta V_{pp}}} , \quad (6)$$

де ρ_{pp} – щільність робочої рідини;

F_k – площа канавки;

ΔV_{pp} – величина «надлишкового» об'єму ВП, яка повинна бути витіснена з ВП через систему розвантажувальних каналів;

L_k – довжина канавки;

p – тиск робочої рідини у ВП.

На рис. 1 наведені розрахункові значення власної частоти коливань маси робочої рідини в розвантажувальній канавці $f_{рж}$ (графік 1) залежно від коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення ε . На графіку 2 (рис.1) показана частота перетікання робочої рідини, яка дорівнює частоті перезачеплення зубів шестерень насоса. З рис. 1 випливає, що зниження тиску спостерігається за умови $f_z < f_{pp}$, тобто при значенні коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення шестерень насоса ε більше ніж 1,027. У насосів, в яких при складанні коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення $\varepsilon < 1,027$ – робота розвантажувальних канавок стає неефективною і необхідне зниження тиску робочої рідини в міжзубовій западині не відбувається [15].

На рис. 2 приведено графік залежності тиску робочої рідини у ВП НШ залежно від коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення. За графіком видно, що тиск в міжзубовому просторі досягає $\Delta p = 2,7$ МПа, що становить 45% від тиску в порожнині нагнітання $p_n = 6$ МПа, що розвиває НШ. У цьому, випадку, як показують силові розрахунки, відбувається зростання радіального навантаження на підшипники насоса на 18% більше від номінального розрахункового радіального навантаження [15].

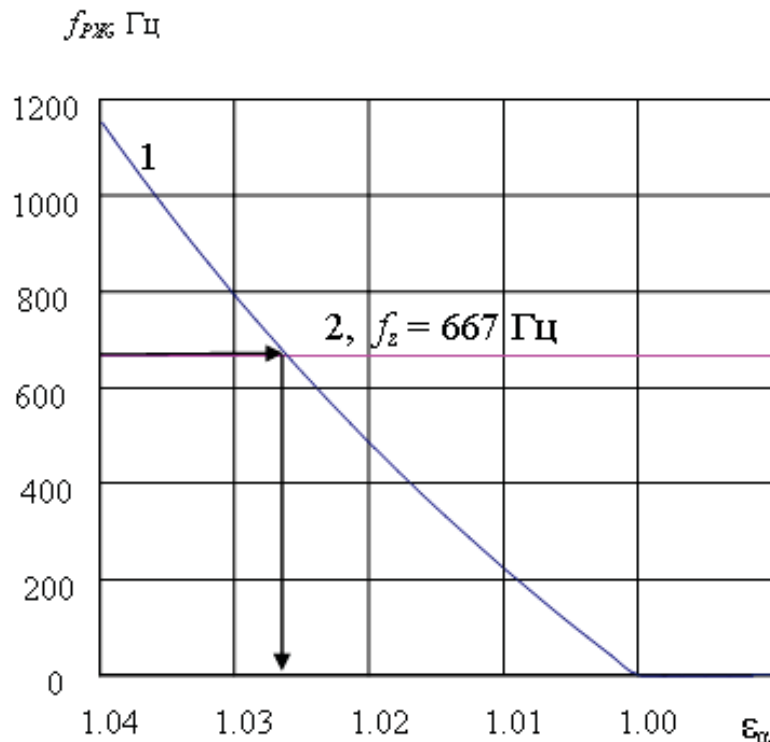


Рисунок 1 – Графіки залежності власної частоти коливання робочої рідини у розвантажувальній канавці від коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення [15]

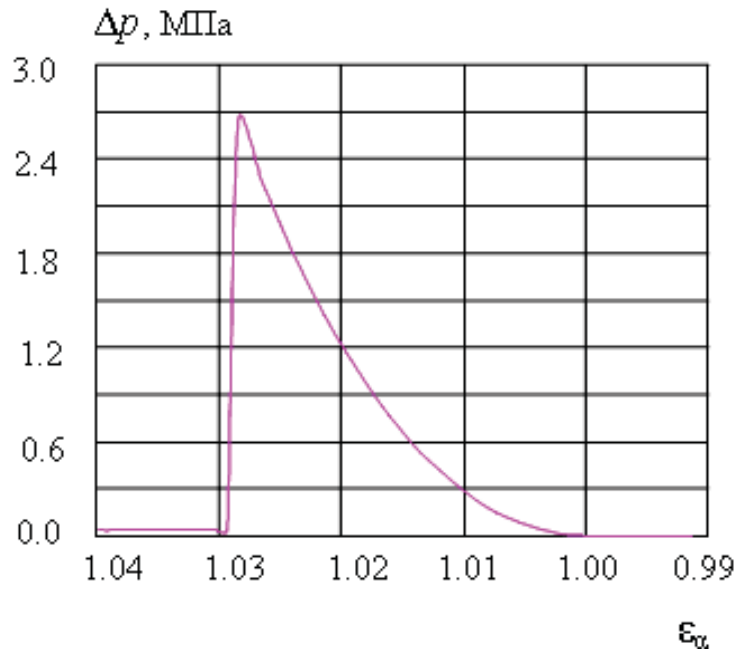


Рисунок 2 – Графіки залежності тиску робочої рідини у ВП НШ в залежності від коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення [15]

У статті [1] пропонується математична модель, що дозволяє визначити тиск у ВП НШ:

$$\begin{cases} Q_{ВП} = Q_{сж} + Q_H + Q_B; & Q_{сж} = \frac{dV_{II}}{dt}; & Q_H = \pm \mu_H F_H \sqrt{\frac{2|\Delta p_H|}{\rho}} \\ Q_B = \pm \mu_B F_B \sqrt{\frac{2|\Delta p_B|}{\rho}}; & \frac{1}{K} = -\frac{1}{V_{II}} \frac{dV_{II}}{dt} \end{cases}, \quad (7)$$

де $Q_{ВП}$ – геометричні втрати у ВП НШ $\text{м}^3/\text{с}$;

p – тиск у відсіченій порожнині, Па;

Q_H – втрати в область нагнітання, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_B – втрати в область всмоктування, $\text{м}^3/\text{с}$;

V_{II} – приведений об'єм ВП, м^3 ;

μ_H і μ_B – коефіцієнти втрати площ контакту ВП з областями нагнітання і всмоктування відповідно;

F_H і F_B – площа контакту ВП з порожнинами нагнітання і всмоктування відповідно;

Δp_H і Δp_B – різниця між тиском у ВП і тиском нагнітання і всмоктування відповідно, Па;

ρ – густина робочої рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$;

K – об'ємний модуль пружності робочої рідини, Па.

Наведену математичну модель слід визнати напівемпіричною, оскільки коефіцієнти втрати площ контакту ВП з областями нагнітання і всмоктування - повинні визначатися експериментально для кожного з досліджуваних насосів. Модель не дозволяє визначити поведінку ВП залежно від кута повороту шестерень НШ. Все це

істотно знижує цінність запропонованої моделі [1].

У процесі дослідження проблеми ВП авторами [16 - 19] була вперше поставлена задача розробки математичної моделі поведінки площі (об'єму) ВП залежно від положення точки зачеплення на лінії зачеплення [16 - 19]. Для зубчастого зачеплення з асиметричною лінією зачеплення ($z_1 \neq z_2$) маємо:

$$\begin{aligned}
 S(x)_{z_1 < z_2} = & \left(\frac{\pi}{z_1} + \frac{\pi}{z_2} \right) \cdot x^2 + \left[\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot r_{02}}{z_2^2} - \frac{2 \cdot \pi}{z_2} \cdot (r_{01} + r_{02}) \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot r_{01}}{z_1^2} \right] \cdot x + \\
 & + \frac{\pi}{z_2} \left[(r_{01} + r_{02})^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha - \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{02}}{z_2} \cdot (r_{01} + r_{02}) \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot r_{02}^2}{3z_2^2} + r_{02}^2 - R_{i2}^2 \right] + \\
 & + \frac{\pi}{z_1} \left(\frac{4 \cdot \pi^2 \cdot r_{01}^2}{3z_1^2} + r_{01}^2 - R_{i1}^2 \right) - r_{01}^2 \cdot \frac{\operatorname{tg}^3 \gamma_{e1}}{3} - R_{e1}^2 \cdot \left(\frac{\phi_1}{2} + \operatorname{inv} \alpha_1 - \operatorname{inv} \gamma_{e1} \right) + \\
 & + R_{i1}^2 \cdot \left(\frac{\phi_1}{2} + \operatorname{inv} \alpha_1 \right) - r_{02}^2 \cdot \frac{\operatorname{tg}^3 \gamma_{e2}}{3} - R_{e2}^2 \cdot \left(\frac{\phi_2}{2} + \operatorname{inv} \alpha_2 - \operatorname{inv} \gamma_{e2} \right) + R_{i2}^2 \cdot \left(\frac{\phi_2}{2} + \operatorname{inv} \alpha_2 \right)
 \end{aligned} \quad (8)$$

де $z_1; z_2$ – число зубців, відповідно ведучої і веденої шестерні, мм;

$r_{01}; r_{02}$ – радіус основної окружності, відповідно ведучої і веденої шестерні, мм;

$R_{i1}; R_{i2}$ – радіус окружності западин зубців, відповідно ведучої і веденої шестерні, мм;

$\gamma_{e1}; \gamma_{e2}$ – кут верхівки евольвенти, відповідно ведучої і веденої шестерні, град;

α – кут зачеплення, град;

ϕ – кут дуги зуба по начальному колу, град;

x – відстань точки зубчастого зачеплення від полюсу, мм.

Аналіз залежності площі ВП від положення точки зачеплення на лінії зачеплення – x (8) показав, що вона являє собою квадратний тричлен.

Для шестерень із симетричною лінією зачеплення, тобто за умови, коли $z_1 = z_2$ залежність площі ВП від x теж має вигляд квадратного тричлена [16-19]:

$$\begin{aligned}
 S(x)_{z_1 = z_2} = & \frac{2\pi}{z} x^2 + \frac{4\pi r_0}{z} \left(\frac{\pi}{z} - \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot x + \frac{\pi r_0^2}{z} \left(4 \operatorname{tg}^2 \alpha - \frac{4\pi}{z} \operatorname{tg} \alpha + \frac{4\pi^2}{3z^2} - 2R_i^2 + 1 \right) - \\
 & - 2 \left[r_o^2 \frac{\operatorname{tg}^3(\gamma_e)}{3} - R_e^2 \left(\frac{\phi}{2} + \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \gamma_e \right) + R_i^2 \left(\frac{\phi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right]
 \end{aligned} \quad (9)$$

Аналіз отриманих залежностей (8) і (9) показав, що їх графіки являють собою параболу спрямовану вершиною донизу, оскільки коефіцієнт при x^2 завжди позитивна величина. З цього випливає, що залежності (8) і (9) мають мінімум.

Надалі були отримані значення аргументу – x , при яких залежності (8) і (9) мають абсолютний мінімум:

- для шестерні з різною кількістю зубів, тобто за умови $z_1 \neq z_2$:

$$x_{\min_{z_1 < z_2}} = \frac{z_1}{z_1 + z_2} \left[(r_{01} + r_{02}) \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{\pi \cdot r_{02}}{z_2} - \frac{\pi \cdot r_{01} \cdot z_2}{z_1^2} \right]; \quad (10)$$

- для шестерні з однаковою кількістю зубів:

$$x_{\min z_1=z_2} = r_0 \cdot \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{\pi}{z} \right). \quad (11)$$

Підставивши значення x_{\min} з (10) та (11) у вирази (8) і (9) отримаємо мінімальне значення площі (об'єму) ВП для довільного випадку зубчастого зачеплення шестерень НШ.

В результаті досліджень розробленої математичної моделі ВП [16-19] були визначені координати точки зачеплення – x_0 на лінії зачеплення в момент утворення ВП:

$$x_{0z_1 < z_2} = (r_{01} + r_{02}) \cdot \operatorname{tg} \alpha - r_{02} \cdot \operatorname{tg} \gamma_{e2}. \quad (12)$$

Для випадку, коли $z_1 = z_2$ координати точки на лінії зачеплення матиме вигляд:

$$x_{0z_1=z_2} = r_0 \cdot (2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \gamma_e). \quad (13)$$

Далі були визначені координати точки зачеплення першої пари зубів x_k в момент припинення існування ВП [16-19]:

- для випадку, коли ($z_1 \neq z_2$):

$$x_{kz_1 < z_2} = ME - t_0 = r_{01} \cdot \operatorname{tg} \gamma_{e1} - \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{01}}{z_1} = r_{01} \cdot \left(\operatorname{tg} \gamma_{e1} - \frac{2 \cdot \pi}{z_1} \right). \quad (14)$$

- для випадку, коли $z_1 = z_2$:

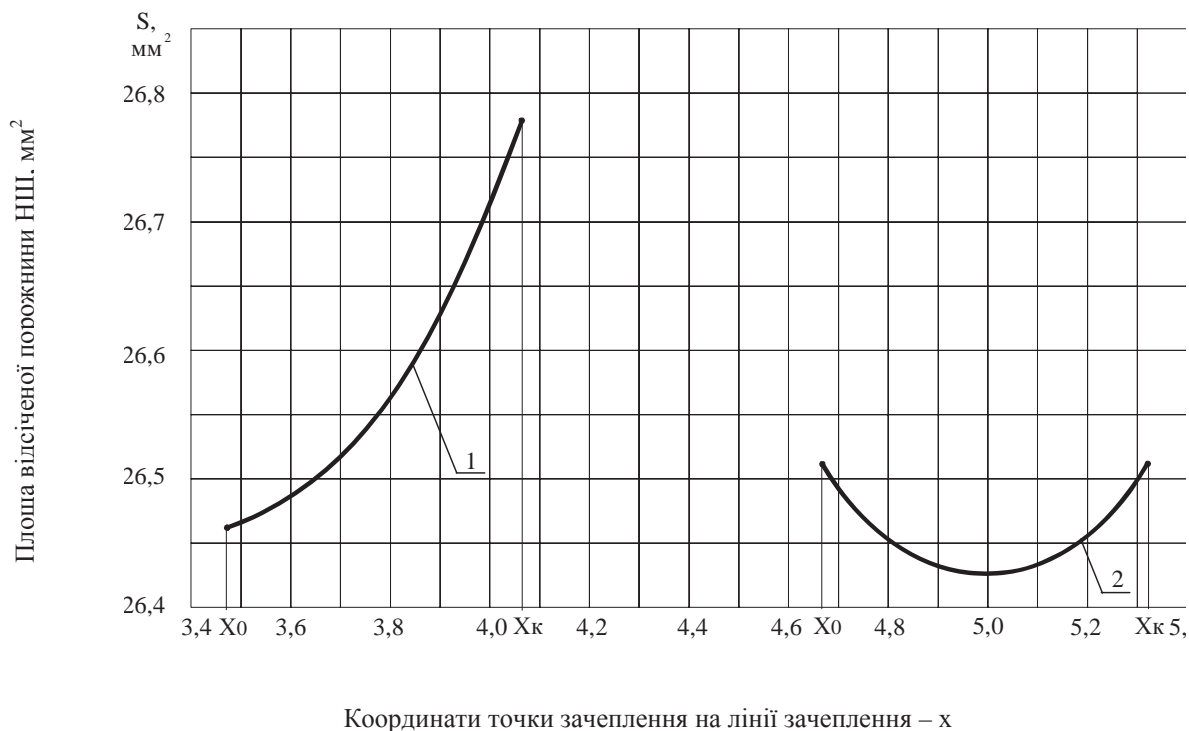
$$x_{kz_1=z_2} = r_0 \cdot \left(\operatorname{tg} \gamma_e - \frac{2 \cdot \pi}{z} \right). \quad (15)$$

На рис. 3 представлені графічні залежності площі ВП (8) і (9) від координати точки зачеплення зубів шестерень x на лінії зачеплення. Дані графіки будувалися для насоса типу НШ – 32УК. Параметри зачеплення шестерень для згаданого насоса за умови рівності зубів шестерень при $z_1 = z_2 = 8$, становлять: $r_o = 18,794 \text{ мм}$; $r = 22,5 \text{ мм}$; $R_i = 16,86 \text{ мм}$; $\gamma_e = 46,89^\circ$; $R_e = 27,5 \text{ мм}$; $\phi = 0,384 \text{ рад}$; $\alpha = 33,35^\circ$.

Далі, визначали положення точок утворення ВП в точці x_0 і зникнення ВП в точці x_k відповідно до залежностей (13) і (15). В результаті розрахунків були отримані наступні значення $x_0 = 4,666 \text{ мм}$ і $x_k = 5,315 \text{ мм}$.

Потім, визначали положення точки, в якій функція площі ВП (11) приймає мінімальне значення $x_{\min z_1=z_2} = 4,991 \text{ мм}$.

Підставивши значення $x_0 = 4,666 \text{ мм}$ і $x_k = 5,315 \text{ мм}$ у вираз (9), отримаємо наступні результати: $S_{z_1=z_2}(x_0) = S_{z_1=z_2}(x_k) = 26,515 \text{ мм}^2$ і $S_{z_1=z_2}(x_{\min z_1=z_2}) = 26,432 \text{ мм}^2$. Отримані результати графічно представлені на рис. 3 (крива 1). Графік побудований для випадку, коли $z_1 < z_2$ при $z_1 = 7$ $z_2 = 9$; $r_{o1} = 16,445 \text{ мм}$; $r_{o2} = 21,143 \text{ мм}$; $r_1 = 20 \text{ мм}$; $r_2 = 25 \text{ мм}$; $R_{i1} = 14,46 \text{ мм}$; $R_{i2} = 19,29 \text{ мм}$; $\gamma_{e1} = 48,869^\circ$; $\gamma_{e2} = 45,189^\circ$; $R_{e1} = 25,0 \text{ мм}$; $R_{e2} = 30,0 \text{ мм}$; $\phi_1 = 0,439 \text{ рад}$; $\phi_2 = 0,341 \text{ рад}$; $\alpha_1 = 34,691^\circ$.



крива 1 – $z_1 = 7, z_2 = 9$; крива 2 – $z_1 = z_2 = 8$

Рисунок 3 – Графічне відображення зміни площі ВП від положення точки зачеплення першої пари зубів на лінії зачеплення x

В результаті розрахунків були отримані координати точок утворення ВП $x_0 = 3,459$ мм і зникнення $x_k = 4,069$ мм, а також координату точки мінімального значення площі ВП $x_{\min_{z_1 < z_2}} = 3,459$ мм, яка збігається з координатами точки $x_0 = 3,459$ мм моменту утворення ВП. Це є підтвердженням гіпотези, що полягає у тому, що в зубчастому зачепленні з асиметричною лінією зачеплення, тобто при умові, коли $z_1 < z_2$ – момент утворення ВП відповідає його мінімальному значенню, що в принципі виключає компресію робочої рідини у ВП НШ.

Підставивши значення $x_0 = 3,459$ мм, $x_k = 4,069$ мм і $x_{\min_{z_1 < z_2}} = 3,459$ мм у вираз (8), отримаємо наступні результати: $S_{z_1 < z_2}(x_0) = S_{z_1 < z_2}(x_{\min_{z_1 < z_2}}) = 26,464$ мм² та $S_{z_1 < z_2}(x_k) = 26,776$ мм². Отримані результати представлені у вигляді графіків на рис. 3, крива 1.

Аналіз графіків, представлених на рис. 3 показав, що за умови, коли $z_1 = z_2$ (рис. 3 крива 2) ВП утворюється в точці $x_0 = 4,666$ мм і в цей момент набуває максимального значення $S_{z_1 = z_2}(x_0) = S_{z_1 = z_2}(x_k) = 26,515$ мм². Далі, по мірі зміни аргументу x від точки утворення ВП $x_0 = 4,666$ мм, до точки зникнення ВП $x_k = 5,315$ мм, площа (об'єм) ВП зменшується від значення $S_{z_1 = z_2}(x_0) = S_{z_1 = z_2}(x_k) = 26,515$ мм² до $S_{z_1 = z_2}(x_{\min_{z_1 = z_2}}) = 26,432$ мм². Різницю між максимальним і мінімальним значенням об'єму ВП можна знайти за формулою

$$\Delta V = b \cdot (S_{\max} - S_{\min}) = b \cdot [S(x_0) - S(x_{\min})]. \quad (16)$$

Відзначимо, що саме цей період найбільш негативно впливає на працездатність НШ оскільки в процесі зменшення замкнутого об'єму ВП відбувається компресія робочої рідини, що викликає різке підвищення тиску робочої рідини у ВП.

Підвищення тиску у ВП можна визначити відповідно до залежності [4]:

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V_{ВП}} \cdot E = \frac{b \cdot (S_{\max} - S_{\min})}{b \cdot S_{\max}} \cdot E = \left(1 - \frac{S_{\min}}{S_{\max}}\right) \cdot E, \quad (17)$$

де ΔV – зміна об'єму ВП в процесі повороту шестерень, мм³;

$V_{ВП}$ – вихідна величина об'єму ВП в точці x_0 , мм³;

Зробивши відповідні підстановки у вираз (17), отримаємо:

$$\Delta p = \left(1 - \frac{26,432}{26,515}\right) \cdot 1,35 \cdot 10^9 = 4,226 \text{ МПа.}$$

Для порівняння, номінальний тиск НШ 32-3 УК становить 16 МПа, тобто тиск у ВП підвищується на 26%.

Зовсім по-іншому поводить себе об'єм ВП при використанні в НШ зубчастого зачеплення з асиметричною лінією зачеплення. У нашому випадку це варіант при $z_1 = 7$, $z_2 = 9$. Як видно з рис. 3 (крива 1) момент утворення ВП в цьому випадку збігається з мінімальним значенням об'єму ВП, що виключає компресію робочої рідини в процесі подальшої зміни об'єму ВП при обертанні шестерень НШ. А це виключає всі ті негативні явища, які виникають в НШ при наявності компресії робочої рідини у ВП.

Висновки. 1. Аналіз представлених результатів теоретичних досліджень показав, що до сих пір немає загальноприйнятого чіткого розуміння всіх фізичних процесів, що протікають у ВП при роботі НШ, що пояснює відсутність розробленої фізичної моделі. Це стримує подальший розвиток теорії зазначених процесів, що відбуваються у ВП.

2. Виявлені математичні моделі описують поведінку об'єму ВП від положення точки зачеплення на лінії зачеплення. Але, для практичних цілей більш прийнятною є математична модель зміни об'єму ВП від кута повороту або від часу обертання ведучої шестерні.

3. Встановлено, що одним з можливих шляхів зниження впливу компресії робочої рідини у ВП НШ є не розвантаження ВП спеціально виконаними канавками, а принципове усунення компресії робочої рідини у ВП насоса шляхом, наприклад, використанням зубчастого зачеплення з асиметричною лінією зачеплення. Однак, відомі теоретичні дослідження дозволяють вирішити задачу усунення компресії робочої рідини у ВП лише для окремого випадку, коли $z_1 < z_2$. Отже, з вищевикладеного бачимо, що існуючі математичні моделі поведінки об'єму ВП підтверджують принципову можливість усунення компресії робочої рідини у ВП.

4. В представлених результатах теоретичних досліджень не сформульовані умови, при яких можливо усунути компресію робочої рідини у ВП. Отже, запропонована математична модель вирішує завдання усунення компресію робочої

рідини у ВП лише для окремого випадку, коли $z_1 < z_2$.

5. Відомі фізичні і математичні моделі не можуть до кінця пояснити механізм складних геометричних і гідромеханічних процесів, що відбуваються в ВП НШ. Це не дозволяє розробити математичну модель усунення компресії робочої рідини у НШ для загального випадку. З чого випливає нагальна необхідність у подальших поглиблених теоретичних і експериментальних досліджень процесів, що відбуваються у ВП НШ.

6. Результати аналізу представлених результатів теоретичних досліджень поведінки об'єму ВП в процесі роботи НШ дозволять сформулювати завдання подальшого розвитку теоретичних аспектів з цього питання. Тобто, сформульована актуальна науково-технічна проблема по розробці і дослідженню фізичної і математичної моделі геометричних і гідромеханічних процесів у ВП шестеренного насоса.

Перш ніж приступити до формулювання робочої гіпотези наведемо функцію бажаності. Аналіз науково – технічних джерел, власний досвід розробки нових конструкцій НШ і їх експериментальних досліджень дозволив отримати досить якісну науково-технічну інформацію, яка дозволила сформулювати основні положення функції бажаності.

Розроблені нові фізичні і математичні моделі геометричних і гідромеханічних процесів у ВП НШ дозволять встановити і пояснити причинно-наслідкові зв'язки між геометричними параметрами зубчастого зачеплення НШ і параметрами, що описують обертальний рух шестерень і зміною тиску робочої рідини в ВП НШ.

Розуміння і пояснення фізичних і геометричних принципів в роботі НШ, що приводять до компресії робочої рідини у ВП дозволить усвідомлено підійти до реалізації отриманих знань при розробці нових фізичних і математичних моделей процесів, що відбуваються в ВП НШ.

Реалізація нових знань на практиці полягає в розробці нових методів розрахунку геометричних параметрів зубчастого зачеплення НШ, використання яких при проектуванні зубчастого зачеплення дозволить виключити компресію робочої рідини у ВП, підвищити технічний рівень НШ за основними параметрами.

В якості робочої гіпотези висувається припущення про те, що розробка і дослідження фізичної і математичної моделі геометричних і гідромеханічних процесів, що відбуваються у ВП НШ дозволить виявити умови, при яких буде усунута компресія робочої рідини у ВП, що стане передумовою для подальшого підвищення технічного рівня НШ.

Використання результатів, отриманих при дослідженні фізичної і математичної моделі процесів, що відбуваються у ВП НШ, дасть можливість розробити методіку розрахунку і проектування зубчастого зачеплення з параметрами, які дозволять виключити компресію робочої рідини у ВП НШ.

Результати попередніх пошукових досліджень експериментального зразка НШ, в якому виключена компресія робочої рідини у ВП НШ дають підстави припустити, що запропонований метод усунення компресії робочої рідини у ВП реально дозволяє досягти зазначеного нижче технічного ефекту.

Прогнозовані технічні характеристики експериментального НШ, в якому усунуто компресію робочої рідини у ВП, не поступаються характеристикам серійного НШ [11], а за деякими параметрами перевершують серійний:

- по здатності забезпечити тиск експериментальний насос перевершує насоси третього виконання не менше ніж на 2,0 МПа [11];
- номінальна частота обертання $n = 40 \text{ c}^{-1}$;
- об'ємний ККД НШ, в якому використовується зубчасте зачеплення з

оптимальными геометрическими параметрами не менее $\eta_v = 0,94...0,96$, а загальний ККД не менший $\eta_{заг} = 0,85$.

Список літератури

1. Математическая модель динамики работы запертого объема шестеренного насоса с учетом движения подпятника [Текст] / Г.О. Белов, А.Н. Крючков, Л.В. Родионов, Е.В. Шахматов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2010. – №4, т. 12, – С. 151-156.
2. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы [Текст] / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1970. – 593 с.
3. Козерод, Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / Козерод Ю.В. – М. Московский институт инженеров железнодорожного транспорта, 1977. – 150 с.
4. Башта, Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств [Текст] / Т.М. Башта. – [3-е изд. перераб. и доп.] . – М.: Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз, 1961. – 475 с.
5. Рыбкин, Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков [Текст] / Е.А. Рыбкин, А.А. Усов. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
6. Лурье, З.Я. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса, как объекта многокритериальной оптимизации [Текст] / З.Я. Лурье, И.В. Коваленко // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 3 (29). – С.9-13.
7. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика: [справочное пособие] [Текст] / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
8. Юдин, Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет [Текст] / Е.М. Юдин. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
9. Осипов, А.Ф. Объемные гидравлические машины коловратного типа [Текст] / А.Ф. Осипов // Теория, конструкция, проектирование. – М.: Машиностроение, 1971. – 207 с.
10. Осипов, А.Ф. Исследование вопросов устойчивой работы шестеренных насосов и моторов на высоких давлениях рабочей жидкости [Текст] : дис. канд. техн. наук / А.Ф.Осипов. – М., МАИ, 1953. – 95 с.
11. Желтобрюх, В.Н. Повышение надежности шестеренчатых насосов с подшипниками скольжения [Текст] / В.Н. Желтобрюх, В.А. Петренко, В.М. Карленко // Технология и организация производства. – 1969. – №6. – С. 7-9.
12. Осипов, А.Ф. Объемные гидравлические машины [Текст] / А.Ф. Осипов. – М.: Машиностроение, 1966. – 159 с.
13. Прокофьев, В.Н. Основы функциональной взаимозаменяемости гидропередач / В.Н. Прокофьев // Сборник «Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении». – М.: Машиностроение, 1964. – № 4. – С. 217-250.
14. Патент на корисну модель № 73824 (Україна) 7 F04C2/08. Шестеренна гідромашина зовнішнього зацеплення з регульованою подачею / Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, Т.В. Руденко, О.О. Матвієнко, Г.В. Москаленко, О.В. Бевз, А.А. Волк. – опубл. 15.09.2005 р., Бюл. № 9.
15. Аистов, И. П. Разработка методов повышения ресурса шестеренных насосов гидротопливных систем [Текст] : автореферат дис. ... доктора техн. наук / И. П. Аистов. – Братск, 2009. – 36 с.
16. Бевз, О.В. Підвищення технічних характеристик шестеренних насосів типу НШ шляхом усунення компресії робочої рідини в затиснутому об'ємі [Текст] : дис. канд. техн. наук / О.В. Бевз. – Суми, 2004. – 230 с.
17. Кулешков, Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен [Текст] / Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, О.В. Без, Ю.А. Титов // Теория, конструкция и расчет. – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.
18. Кулешков, Ю.В. Теоретичне обґрунтування усунення компресії робочої рідини в затиснутому об'ємі шестеренного насоса з асиметричною лінією зацеплення [Текст] / Ю.В. Кулешков, О.В. Бевз, О.О. Матвієнко, Г.В. Москаленко // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 4. – С. 97 - 102.
19. Черновол, М.І. Основні напрямки підвищення технічного рівня шестеренних насосів сільськогосподарської техніки. [Текст] / М.І. Черновол, Ю.В. Кулешков // Вісник аграрної науки. – 2016. – №8. – С.38– 42.
20. Edge, K.A. The reduction of gear pump pressure ripple [Text] / K.A. Edge, B.R. Lipscombe // Proc. IMechE. – 1987. – Vol. 201. No B2.

21. Casoli, P. A numerical model for the simulation of external gear pumps [Text] / P. Casoli, A. Vacca, G. Franzioni // The six JFPS international symposium on fluid power. – 2005. – Tsukuba, Japan.
22. Yang, M. Condition monitoring and fault diagnosis for vane pumps using flow ripple measurement. Fluid Power and Motion Control [Text] / M. Yang, K.A. Edge, Johnston D.N. – 2008.
23. Исследование характеристик пульсаций нагнетаемого давления в шестеренных насосах / ТПП. – № 18341/3. – М., 1987. – 24 с. - Пер. с японск. ст. Ямагути Кэндзи из журн.: Нихон кикай гаккай ромбу нею. – 1984. – Т. 50. – С. 2968-2976.
24. E. Kajima, E. Characteristics of Fluidborne Noise Generated by Fluid Power Pump [Text] / E. Kajima, M. Shinada. // Bulierin of JSME. – October 1984. – Vol. 27, № 232. – p. 2188-2195.
25. Acoustical control of external gear pumps by intensity measuring techniques. [Text] / E. Carliffi, I. Veechi. // Noise Contr. Eng. J. – 1990. – 35, № 2. – pp. 53-59.
26. The noise control of external gear pumps. [Text] / R. Thorns, R. Bomhaev.- Beins, B. Schmidt. // Pr. Nauk. Inst. Konstr. i Eksploat. Macz. Pwof. Ser. Wspofepr. – 1991. – № 4. – С 179-188.

Yuriy Kuleshkov, Prof., DSc., E. Magonets, post-graduate, Ksenia Kuleshkova, eng., Mikhail Krasota, Assoc. Prof., Phd tech. sci., Timofey Rudenko, Assoc. Prof., Phd tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Analysis of theoretical studies of geometric parameters of the cut-off housing the of gear pump

The objective of research is to analyze scientific and technical information on the results of theoretical studies of the geometric parameters of the cut-off housing of the gear pump and to determine future direction of research of the processes that take place in the cut-off housing and to formulate the scientific hypothesis of the research.

The article presents the results of the analysis of theoretical studies of geometric parameters of the cut-off housing of the gear pump. The theoretical dependences of the volume of the housing on the parameters of toothing were established as well as the position of the point of engagement on the line of contact of a gear pump. The theoretical dependences allow determining geometrical parameters of the cut-off housing which eliminate the phenomenon of the working fluid compression. The avoidance of compression is achieved through the use of toothing with asymmetrical engagement line. The work indicates the shortcomings of existing theoretical research and presents the directions of further development.

It was established that one of the possible ways to reduce the impact of the compression of the working fluid in the cut-ff housing is to use toothing with asymmetric line engagement.

gear pump, toothing, engagement line, engagement point, working fluid, cut-off housing, compression, toothing overlap coefficient

Одержано 26.01.17