

УДК 621.644 : 621.833.15

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

Аналіз гідродинамічних процесів, що відбуваються у відсіченій порожнині шестеренного насоса

В статті наведені результати аналізу впливу динамічних процесів, що відбуваються у відсіченій порожнині шестеренного насоса на його працездатність. Зазначені умови виникнення компресії і декомпресії робочої рідини у відсіченій порожнині шестеренного насоса. Встановлено взаємозв'язок між компресією і декомпресією робочої рідини, що виникають у відсіченій порожнині шестеренного насоса і негативним впливом цих явищ на працездатність насоса. Зазначено зниження працездатності шестеренного насоса внаслідок негативного впливу гідродинамічних явищ у відсіченій порожнині, що виявляється у підвищеному зношуванні деталей і з'єднань насоса, зниженні довговічності, коефіцієнту подачі, підвищенні пульсації тиску і подачі, збільшенні вібрацій і шуму НШ.
шестеренний насос, зубчасте зачеплення, робоча рідина, відсічена порожнина, компресія, декомпресія, коефіцієнт перекриття, коефіцієнт подачі

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Є.В. Магонець, асп., К.Ю. Кулешкова, інж., Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

Анализ гидродинамических процессов, происходящих в отсеченной полости шестеренного насоса

В статье приведены результаты анализа влияния динамических процессов, происходящих в отсеченной полости шестеренного насоса на его работоспособность. Определены условия возникновения компрессии и декомпрессии рабочей жидкости в отсеченной полости шестеренного насоса. Установлена взаимосвязь между компрессией и декомпрессией рабочей жидкости, возникающих в отсеченной полости шестеренного насоса и отрицательным влиянием этих явлений на работоспособность насоса. Отмечено снижение работоспособности шестеренного насоса вследствие негативного влияния гидродинамических явлений в отсеченной полости, которое проявляется повышенном износе деталей и сопряжений насоса, снижении долговечности, коэффициента подачи, повышении пульсации давления и подачи, увеличении вибраций и шума НШ.
шестеренный насос, зубчатое зацепление, рабочая жидкость, отсеченная полость, компрессия, декомпрессия, коэффициент перекрытия, коэффициент подачи

Актуальність. Широке застосування шестеренних насосів (НШ) в гідравлічних системах машин пояснюється простотою і компактністю їх конструкції, надійністю, малою трудомісткістю виготовлення, зручністю обслуговування, а також, на відміну від інших типів об'ємних насосів, можливістю безпосереднього їх з'єднання з приводними механізмами. Однак, поряд з перевагами, НШ мають істотний недолік, пов'язаний з утворенням в процесі роботи відсіченої порожнини. У відсіченій порожнині насоса відбуваються складні гідродинамічні процеси, що проявляються на макрорівні у вигляді явищ компресії та декомпресії робочої рідини. Різке підвищення та зниження тиску робочої рідини 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.

© Ю.В. Кулешков, Є.В. Магонець, К.Ю. Кулешкова, Т.В. Руденко, М.В. Красота, 2016

Дана робота присвячена аналітичному огляду наукової інформації про останні досягнення в напрямку усунення негативних наслідків гідродинамічних явищ, а отже є актуальною.

Постановка проблеми. Відомо, що гідродинамічні процеси, які відбуваються у відсіченій порожнині, зокрема компресія і декомпресія робочої рідини призводять до виникнення додаткових силових навантажень на деталі НШ, не пов'язаних з виконанням його функціонального призначення. Підвищення силового навантаження веде до суттєвого підвищення зношування деталей НШ, а отже до зниження його надійності. Крім того, запирання робочої рідини у відсіченій порожнині приводить до підвищення пульсації і шуму НШ. Декомпресія робочої рідини у відсіченій порожнині безпосередньо є причиною виникнення кавітації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Історія розвитку НШ налічує понад сто років, проте до цих пір не була запропонована модель, що встановлює причинно-наслідковий взаємозв'язок між зміною геометрії відсіченої порожнини, наслідком чого є компресія та декомпресія робочої рідини, і тими негативними наслідками, що виникають при цьому. Зазначена проблема вирішується в даній роботі.

Постановка завдання. Метою досліджень є проведення аналізу науково-технічної інформації та визначення подальшого напрямку досліджень щодо процесів, які відбуваються у відсіченій порожнині та формулювання наукової гіпотези досліджень.

Викладення основного матеріалу. Однією з особливостей функціонування НШ є утворення відсіченої порожнини між неробочими сторонами евольвентного профілю зубів шестерень НШ.

Утворення відсіченої порожнини приводить до ряду негативних явищ. По-перше, утворення відсіченої порожнини знижує робочий об'єм насоса. Але основний недолік утворення відсіченої порожнини полягає в тому, що в процесі провертання шестерень відбувається зменшення об'єму відсіченої порожнини, що супроводжується зростанням тиску за рахунок компресії у відсіченій порожнині, що приводить до значного перевищення номінального тиску.

З компресією робочої рідини пов'язано ряд негативних наслідків в роботі НШ, що приводять до неконтрольованого стрибкоподібного зростання тиску, що, в свою чергу, тягне за собою:

- виникнення додаткових динамічних навантажень, які носять ударний характер, що сприяє підвищеному зношуванню деталей і з'єднань насоса, наслідком чого є зниження надійності НШ;
- періодичне розкриття торцевого зазору в з'єднанні «торець шестерні - торець втулки» і збільшення зазору в стику між втулками, що знижує коефіцієнт подачі НШ;
- підвищення пульсації тиску і подачі НШ;
- підвищення вібрацій і шуму НШ.

У роботах [1-4] утворення відсіченої порожнини вважається одним з головних недоліків НШ, що призводить до збільшення пульсації подачі і підвищенню рівня звукового тиску при роботі НШ.

У роботах авторів [5,6] показано, що насосні агрегати не лише генерують в гідравлічних системах інтенсивні пульсації тиску робочого середовища, але також є причиною виникнення підвищених вібрацій і шуму. Причому, в ряді досліджень показано, що збільшення амплітуд коливань тиску робочої рідини призводить до збільшення віброакустичної активності насоса. Значний вплив на вібрацію насоса і приєднаних до нього елементів гідравлічної системи має явище компресії робочої рідини.

Загальні поняття про відсічену порожнину, що утворюється в процесі роботи НШ, а також результати вивчення явищ компресії та декомпресії робочої рідини у відсіченій порожнині висвітлюються у ряді робіт вітчизняних і зарубіжних авторів [7-30, 33].

Розвантажити відсічену порожнину можливо вивівши надлишок робочої рідини у всмоктувальну або в нагнітальну порожнину. При відведенні надлишків робочої рідини у всмоктувальну порожнину суттєво знижується коефіцієнт подачі НШ. Відведення ж надлишків робочої рідини у нагнітальну порожнину не призводить до зниження коефіцієнту подачі насоса. Так, наприклад, розрахунки і випробування показують, що коефіцієнт подачі насоса з шестернями, що мають шість зубів і розвантажувальною канавкою, яка з'єднана з всмоктуючою порожниною, зменшується на відносно невеликий відсоток. Однак, вже при дванадцяти зубах коефіцієнт подачі насоса зменшується суттєво, приблизно на 7% [10].

При подальшому обертанні шестерень за умови двопарного зачеплення існує період, в якому відбувається збільшення відсіченої порожнини, що призводить до різкого падіння тиску у відсіченій порожнині. При цьому може відбутися кавітація робочої рідини, що знаходиться у відсіченій порожнині [8,10]. На роботі насоса негативно позначаються, як компресія робочої рідини у западині при вході зубів у зачеплення, так і розрідження при виході зубів із зачеплення. Ці явища супроводжуються виділенням з робочої рідини пари і повітря [10], що створює умови для кавітаційної ерозії зубів шестерень і ударного навантаження на підшипники НШ.

Якщо позначити через n частоту обертання шестерень, а через z – число зубів шестерень, то частота утворення відсіченої порожнини буде дорівнювати:

– для беззазорного зачеплення

$$v_{\text{вз}} = 2 \cdot n \cdot z; \quad (1)$$

– для зачеплення з боковим зазором

$$v_z = n \cdot z. \quad (2)$$

З огляду на те, що номінальна частота обертання шестерень насоса становить не менше $n = 25 \dots 50 \text{ c}^{-1}$, а число зубів $z = 8 \dots 16$, то частота утворення відсіченої порожнини для беззазорного зачеплення лежить в межах $v_{\text{вз}} = 400 \dots 1600 \text{ Гц}$, а для зачеплення з боковим зазором, відповідно $v_z = 200 \dots 800 \text{ Гц}$. При цьому, з такою ж частотою відбувається пульсація тиску і подачі насоса, що призводить до ряду негативних наслідків, як в роботі НШ, так і гідросистеми в цілому.

У літературних джерелах [7-30, 33] неодноразово згадується про те, що тиск у відсіченій порожнині в процесі компресії робочої рідини зростає і може істотно перевершити номінальний тиск.

Дійсно, у зв'язку з тим, що модуль пружності робочої рідини має порівняно велике значення ($E > 1,3 \cdot 10^9 \text{ Па}$), то навіть незначне зменшення об'єму затиснутої робочої рідини призводить до виникнення значних навантажень на деталі і з'єднання НШ [15, 20, 31]. Збільшення тиску у відсіченій порожнині може бути описане наступною залежністю [15, 20, 31]:

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V} E, \quad (3)$$

де Δp – зміна (збільшення) тиску у відсіченій порожнині, Па;

ΔV – зміна (зменшення) об'єму відсіченої порожнини, м^3 ;

$\frac{\Delta V}{V}$ – відносне зменшення об'єму відсіченої порожнини;

E – об'ємний модуль пружності робочої рідини, $E = 1,3 \cdot 10^9$ Па.

Зменшення об'єму відсіченої порожнини визначається за формулою:

$$\Delta V = V_{OП\max} - V_{OП\min} \quad (4)$$

Максимальний об'єм відсіченої порожнини утворюється в момент замикання робочої рідини, а мінімальний, коли точки зачеплення обох пар зубів розташовані симетрично відносно полюса зачеплення. Результат цього процесу представлений залежностями (3) і (4) та графічно відображений на рис. 1.

З графічної залежності, представленої на рис. 1 бачимо, що тиск у відсіченій порожнині лінійно зростає від збільшення різниці об'ємів ΔV між вихідним (максимальним) значенням відсіченої порожнини $V_{OП\max}$ і його мінімальним значенням $V_{OП\min}$ (див. залежності (3) і (4)) і може досягти, в залежності від типорозміру насоса, 10...15 МПа і більше.

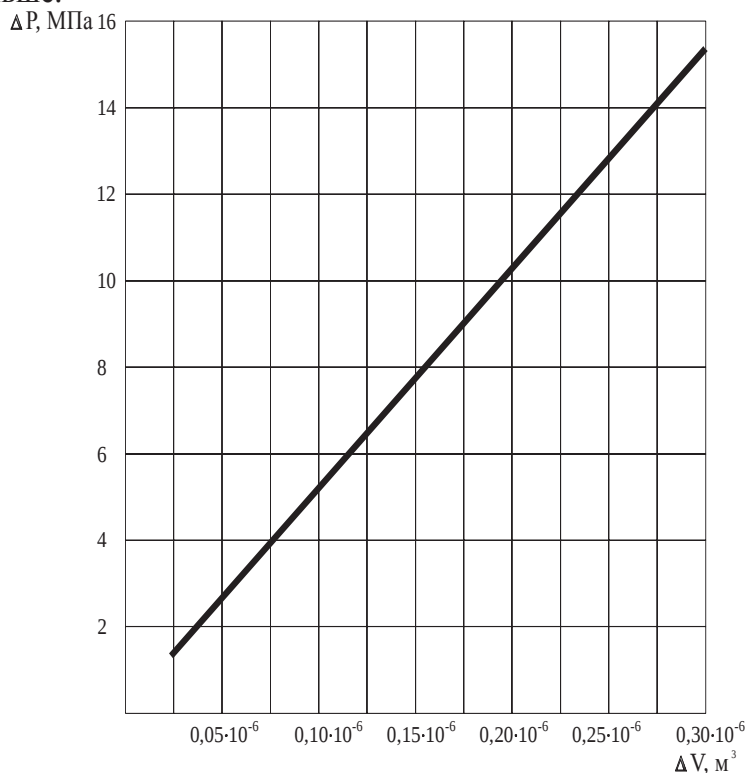


Рисунок 1 – Залежність тиску у відсіченій порожнині від різниці між максимальним і мінімальним значенням об'єму відсіченої порожнини

Різке зростання тиску у відсіченій порожнині було зафіксоване і експериментально. На рис. 2 представлена циклограма залежності тиску від кута повороту шестерень. З рис. 2 бачимо, що, починаючи з кута повороту шестерень від 270^0 до 283^0 , тобто з моменту утворення відсіченої порожнини і до моменту відкриття її у всмоктувальну порожнину спостерігається швидке наростання тиску з 5,2 МПа до 9,0 МПа. При компресії робочої рідини у відсіченій порожнині відбувається різке збільшення тиску, яке істотно перевершує номінальний тиск. Так для випадку, приведеному на рис. 2, в результаті компресії робочої рідини відбувається підвищення тиску у відсіченій порожнині в 1,7 рази в порівнянні з номінальним тиском в НШ.

Підвищення тиску в результаті компресії підвищує внутрішні втрати робочої рідини через торцевий зазор, сприяє зростанню навантаження на зуби шестерень і її цапфи, а також на опорні поверхні підшипників [8]. Крім цього, величина загального ККД є функцією коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення, і з його зростанням ККД НШ зменшується через компресію робочої рідини у відсіченій порожнині НШ.

Підвищення тиску у міжзубовій западині вище розрахункового рівня призводить до розкриття торцевих з'єднань і різкого збільшення внутрішніх втрат робочої рідини через торцевий зазор.

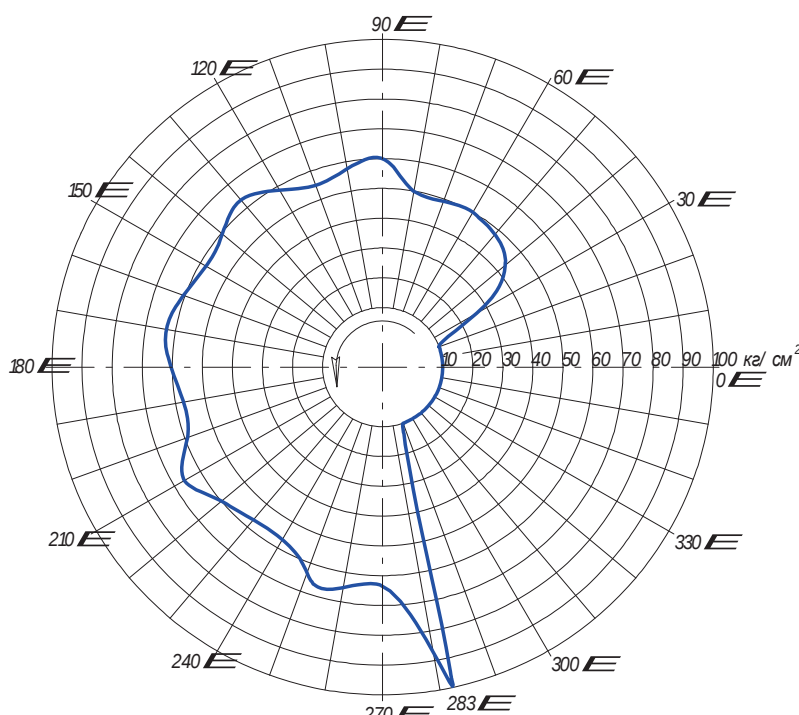


Рисунок 2 – Залежність тиску в НШ від кута повороту шестерень на прикладі НШ -32 УК

Явище компресії робочої рідини у відсіченій порожнині призводить до збільшення крутного моменту, миттєві значення якого можуть набагато перевищувати величину моменту, розрахованого для номінального робочого тиску.

Крім того, дроселювання робочої рідини через торцевий зазор призводить до нагрівання робочої рідини. Явище нагрівання робочої рідини свідчить про те, що частина енергії приводу насоса йде не на підвищення потенційної енергії робочої рідини, а на підвищення її внутрішньої енергії, що знижує загальний ККД НШ.

Вивчаючи принципи роботи шестеренних гідромоторів, автори роботи [28] стверджують, що утворення відсіченої порожнини і компресії робочої рідини в ній негативно позначається на працездатності гідромоторів, зокрема, призводить до зниження його пускових характеристик. При цьому, положення шестерень, що відповідає виникненню відсіченої порожнини, найбільш несприятливе для пуску шестеренного гідромотора [28].

Замикання робочої рідини призводить до компресії на першій стадії зміни об'єму відсіченої порожнини, що викликає шум в насосі, посилення пульсації подачі, тиску та крутного моменту на приводному валу, а також до ударних навантажень на підшипники і торцеві ущільнення. На другій стадії відбувається збільшення об'єму відсіченої порожнини, що є причиною зменшення тиску в ній і зумовлює можливість

виникнення кавітації та сприяє кавітаційному зношуванню деталей НШ [7]. Все це в цілому сприяє зменшенню надійності НШ.

Крім цього, різке пульсуюче підвищення тиску викликає підвищення віброакустичного навантаження на деталі НШ [22]. Як відомо, одним з показників досконалості будь-якої машини і НШ, зокрема, є рівень звукового випромінювання, що виникає в процесі роботи. Шум НШ обумовлюється пульсацією тиску і подачі, яка виникає в результаті компресії робочої рідини при її замиканні у відсіченій порожнині [22].

А.Ф. Осипов стверджує, що значні перевантаження, що виникають при компресії робочої рідини у відсіченій порожнині, можуть стати причиною поломок деталей насоса [15]. Крім того, після проходження точки утворення мінімального об'єму відсіченої порожнини починається фаза його збільшення, що призводить до падіння абсолютного тиску у відсіченій порожнині до величини, що відповідає пружності насичених парів робочої рідини. В останньому випадку виникає явище локального кипіння, виділення розчинених газів і збільшення об'єму газових бульбашок, які з розчиненого стану переходять в стан механічної суміші [15], тобто виникають умови для кавітації робочої рідини у відсіченій порожнині.

Різке коливання тиску, що перевершує в два і більше разів розрахункове, приводить до підвищеного зносу зубів і цапф шестерень, опорної поверхні підшипників, торцевої поверхні втулок, зниження втомної міцності деталей насоса через виникнення значних навантажень динамічного характеру.

Якщо в конструкції насоса не передбачене розвантаження відсіченої порожнини, то велика частина робочої рідини в процесі зменшення об'єму відсіченої порожнини витискатиметься у всмоктувальну камеру, так як тиск в ній менший ніж в нагнітальній. В результаті буде втрачатися частина енергії приводу насоса, що знизить коефіцієнт подачі і загальний ККД насоса. Це можна пояснити наступним. Оскільки відсічена порожнина робочої рідини з підвищеною потенційною енергією повертається знову в камеру всмоктування, то разом з цим втрачається енергія, яку можна визначити за формулою:

$$E_{оп} = \Delta V_{вл} \cdot \Delta p, \quad (5)$$

де $E_{оп}$ – енергія, що втрачається з об'ємом робочої рідини у відсіченій порожнині, Вт;

$\Delta V_{вл}$ – об'єм витисненої з відсіченої порожнини робочої рідини, м³;

Δp – перепад тиску робочої рідини між відсіченою порожниною і камерою всмоктування, Па.

Козерод Ю.В. з посиланням на першоджерела [11,14,25] зазначає, що замикання робочої рідини у відсіченій порожнині підвищує втрати робочої рідини через торцеві зазори і сприяє зростанню навантаження на опорну поверхню підшипників. При цьому зростає зношення зубів і рівень шуму [8]. Тому, при конструюванні НШ прагнуть отримати коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення максимально близьким до одиниці. Це пояснюється тим, що максимальна подача робочої рідини, що витісняється з відсіченої порожнини, пропорційна різниці $(\varepsilon - 1)$:

$$q_{max} = \omega \cdot b \cdot t_0^2 \cdot (\varepsilon - 1), \quad (6)$$

де q_{max} – максимальна подача робочої рідини, що витісняється з відсіченої порожнини;

ω – кутова швидкість приводу НШ, рад/с;

b – ширина шестерні, м;

t_0 – крок зачеплення, м;

ε – коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення.

Частина об'єму робочої рідини, що витісняється з відсіченої порожнини пропорційна величині $(\varepsilon - 1)^2$ і становить [14]

$$q_{\text{выт}} = \frac{\pi b}{2z} t_0^2 \cdot (\varepsilon - 1)^2. \quad (7)$$

При цьому наголошується, що зменшення коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення бажано навіть при наявності спеціальних розвантажувальних пристроїв, так як ці пристрої не завжди дозволяють нівелювати поштовх тиску і подачі при компресії робочої рідини у відсіченій порожнині [8].

Аналогічне судження зустрічається і у авторів публікації [32], які стверджують, що ефективність зниження коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення і ступінь компресії робочої рідини, що залежить від нього, невелика. Це пояснюється тим, що навіть при невеликих значеннях коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення спостерігається замикання робочої рідини у відсіченій порожнині НШ. Крім того, мале число зубів шестерень з позитивним зміщенням, які використовуються в НШ приводить до загострення вершини зубів (при малих числах зубів і великих кутах зачеплення). Дієвим методом протидії цьому є зменшення діаметра шестерень, що призводить до зменшення коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення і зниження шкідливого впливу компресії і декомпресії робочої рідини. Однак, зменшення висоти зубів знижує геометричну продуктивність насоса [32].

За проведенням літературним оглядом можливо стверджувати, що на теперішній час немає фізичної моделі, що встановлювала б причинно-наслідковий взаємозв'язок між зміною геометрії відсіченої порожнини, наслідком якої є компресія і декомпресія робочої рідини в ній, і тими негативними наслідками, що виникають при цьому. Отже, існує необхідність в подальшому вивченні цього феномену в роботі НШ.

Робоча гіпотеза досліджень. Аналіз літературних джерел [1-33], а також пошукові експерименти дозволили сформулювати наступну робочу гіпотезу досліджень.

1. В якості робочої гіпотези висувається припущення про те, що змінюючи параметри зубчастого зачеплення шестерень насоса, можливо створити умови, при яких зменшення об'єму відсіченої порожнини відбуватися не буде, в результаті чого буде виключено явище компресії робочої рідини у відсіченій порожнині НШ.

Результати попередніх пошукових експериментальних і теоретичних досліджень зміни об'єму відсіченої порожнини від положення точки зачеплення на лінії зачеплення дозволили з'ясувати, що компресію можливо усунути в тому разі, коли момент утворення відсіченої порожнини збігається з її мінімальним значенням або коли відсічена порожнина утворюється після проходження точки, що відповідає мініимальному значенню об'єму відсіченої порожнини. Це можливо забезпечити за умови використання зубчастого зачеплення з шестернями різного діаметра. Зазвичай діаметр веденої шестерні повинен бути менше діаметра ведучої.

2. Такі умови можливо реалізувати, використовуючи зубчате зачеплення з асиметричною лінією зачеплення [31] декількома шляхами, коли:

- число зубів веденої шестерні менше ніж ведучої $z_2 < z_1$, однак при цьому суттєво знижується об'єм робочої камери НШ;
- при однаковому числі зубів:
- коли коефіцієнт профільного зміщення веденої шестерні буде меншим

коефіцієнта профільного зміщення ведучої шестерні $\xi_2 < \xi_1$;

– коли коефіцієнти висоти головки зуба веденої шестерні будуть менші коефіцієнта висоти головки зуба ведучої шестерні $\chi_2 < \chi_1$;

– використанням у насосі рівнозміщеної передачі. Для цього нарізування ведучої шестерні проводять при зміщенні зубонарізного інструменту на величину $+\xi \cdot m$, а для веденої шестерні на величину $-\xi \cdot m$. В цьому випадку міжосьова відстань відповідає теоретичній міжосьовій відстані $A_0 = m z$, як у випадку використання не корегованого зубчатого зачеплення (тут ξ - коефіцієнт профільного зміщення, m - модуль зубчатого зачеплення, а z - число зубів шестерень).

3. Теорія розвитку технічних систем стверджує, що технічний рівень технічної системи зростає, якщо перейти від використання однакових елементів з однаковими характеристиками до подібних елементів зі зміщеними характеристиками. Це положення дає нам право очікувати появи нової системної якості від насоса, в якому замість однакових шестерень із симетричною лінією зачеплення використовують шестерні з асиметричною лінією зачеплення. З цього випливає, що пропонується напрямок вдосконалення конструкції НШ – перехід від конструкцій з шестернями з симетричною лінією зачеплення до конструкцій з асиметричною лінією зачеплення, лежить в руслі загальних закономірностей розвитку технічних систем.

4. Прояв нової системної якості має виразитися в підвищенні технічних характеристик шестеренного насоса. Запропонований напрямок досліджень по усуненню негативних явищ, що виникають у відсіченій порожнині на технічні характеристики НШ повинен:

- виключити компресію і декомпресію робочої рідини у відсіченій порожнині при мінімальних змінах в конструкції шестеренного насоса;
- підвищити коефіцієнт подачі шестеренного насоса;
- підвищити загальний ККД шестеренного насоса;
- знизити шум, випромінюваний насосом;
- поліпшити умови роботи зубчатого зачеплення;
- усунути причини появи кавітації;
- підвищити надійність шестеренного насоса.

Висновки. З вищенаведеного бачимо, що гідродинамічні процеси, які відбуваються у відсіченій порожнині суттєво знижують технічний рівень шестеренного насоса.

При аналізі науково-технічних джерел інформації не було виявлено всеосяжних фізичних або математичних моделей опису гідродинамічних процесів, які відбуваються у відсіченій порожнині.

На основі аналізу науково-технічних джерел інформації була запропонована робоча гіпотеза досліджень, результатом яких передбачається усунення зазначених прогалин в теорії і практиці шестеренного насоса.

Список літератури

1. Гаспаров М.С. Гидродинамика и виброакустика комбинированных насосных агрегатов [Текст] / М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. – Самара, СГАУ, 2006. – 85с.
2. Гимадиев А.Г. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах [Текст] / [А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, В.В. Ленинин, А.Б. Прокофьев и др.]. – Самара: СГАУ, 1998. – 270 с.
3. Иголкин А.А. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах [Текст] / [А.А.Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарянц, А.Б. Прокофьев и др.]. – Самара: СГАУ, 2005. – 314 с.

4. Радионов Л.В. Разработка метода расчета и улучшение динамических характеристик шестеренных насосов: дисс. ... канд. техн. наук [Текст] / Л.В. Радионов. – Самара, 2009. – 154 с.
5. Влияние рабочих параметров на пульсацию и уровень шума шестеренных гидронасосов: /ДНИИТЭСТРОЙМАШ, № БП-82-14895, 1979. – 12 с.
6. Загузов И.С. О снижении уровней пульсаций, вибраций и шума в гидравлических и топливных системах [Текст] / И.С. Загузов // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. – Самара, 1994. – С. 69-74.
7. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы [Текст] / [Башта Т.М. , Руднев С.С., Некрасов Б.Б и др.]. – М.: Машиностроение, 1970. – 593 с.
8. Козерог Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса: дисс. ... канд. техн. наук [Текст] / Ю.В. Козерог. – М.: Московский институт инженеров железнодорожного транспорта, 1977. – 150 с.
9. Основы теории и конструирования объемных гидропередач [Текст] / [Л.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев, А.А. Кондаков]; под ред. д.т.н., проф. В.Н Прокофьева. – М.: Высшая школа, 1968. – 399 с.
10. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств [Текст] / Башта Т.М. – [3-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз, 1961. – 475 с.
11. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков [Текст] / Е.А. Рыбкин , А.А. Усов. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
12. 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.
13. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: [справочное пособие] [Текст] / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
14. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет [Текст] / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
15. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины коловратного типа [Текст] / А.Ф. Осипов //Теория, конструкция, проектирование. – М.: Машиностроение, 1971. – 207 с.
16. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: [учебник для вузов] [Текст] / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974.– 606 с.
17. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем и машин [Текст] / А.Е. Леонов. – М.-К.: Машгиз, 1960 – 226 с.
18. Осипов А.Ф. Исследование вопросов устойчивой работы шестеренных насосов и моторов на высоких давлениях рабочей жидкости: дисс. ...канд. техн. наук [Текст] / А.Ф. Осипов. – М., МАИ, 1953. – 103 с.
19. В.Н. Желтобрюх. Повышение надежности шестеренчатых насосов с подшипниками скольжения [Текст] / В.А Петренко, В.М. Карленко // Технология и организация производства. – 1969. – №6. – С.7-9.
20. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины [Текст] /А.Ф. Осипов. – М.: Машиностроение, 196.–159 с.
21. Прокофьев В.Н. Основы функциональной взаимозаменяемости гидропередач [Текст] / Прокофьев В.Н. // Сборник «Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении», № 4. – М.: Машиностроение, 1964.
22. Башта Т.М. Снижение шума в гидросистемах машин [Текст] / Башта Т.М. // Вестник машиностроения. –1971. – № 6. – С 33-38.
23. Деклараційний патент України № 59521 F 04 C2/08 Шестеренна гідромашина зовнішнього зацеплення. / Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, О.О. Матвієнко, О.В. Бевз, Г.В. Москаленко / Опубл. 15.09.2003., Бюл. № 9.
24. Кулешков Ю.В. Технология ремонта шестеренных насосов путем восстановления его шестерен пластическим деформированием: дисс. ... канд. техн. наук [Текст] / Ю.В. Кулешков. – Саратов СИМСХ, 1990. – 372 с.
25. Вышевский И.И. Экспериментальное исследование работы шестеренных гидравлических насосов. [Текст] / Вышевский И.И. // В сб. «Силовые судовые установки и механизмы».– Новосибирск, 1970. – Вып. 46. – С. 45 – 64.
26. А. с. № 1413274 МКИ⁴ F 04 C 2/08 И.П. Иванов, С.Л. Иванов Шестеренная гидромашина внешнего зацепления. Опубл. БИ 1988 №28.

27. А. с. № 1211457, Шестеренная гидромашина F 04 C 2/08 Р. К. Жулинский, Г.В.Рябошапка и А.Г.Гаркуша Кировоградский завод гидравлических силовых машин им. XXV съезда КПСС «Гидросила», БИ № 6 1986 г.
28. Савуляк В.І. Аналіз впливу затиснутого об'єму на пускові характеристики шестеренних гідромоторів [Текст] / Савуляк В.І. // Вибрації в техніці та технологіях, № 3 (29). — С. 55 -57.
29. Бевз О.В. Підвищення технічних характеристик шестеренних насосів типу НШ шляхом усунення компресії робочої рідини в затиснутому об'ємі: дис. ... канд. техн. наук [Текст] : 05.05.17 / Бевз Олег Вікторович. — Сум. держ. ун-т. — Суми, 2004. — 230 с.
30. Кулешков Ю.В. наліз існуючих способів усунення негативного впливу затиснутого об'єму на працездатність шестеренних насосів [Текст] / Кулешков Ю.В., О.В Бевз // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск № 8 «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин». — Харків, 2001. — Т.2. — С.13 – 17.
31. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен [Текст] / [Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Бевз О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет — Кировоград: «КОД», 2009. — 243 с.
32. Раздолин М.В. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей [Текст]: учеб. пособие / М.В. Раздолин, Д.Н. Сурнов. — М.: Машиностроение, 1973. — 352 с.
33. W.M. Schlosser, I.A. Hilmrads “La cylindree the origue de pompa a deplACEMENT”, Hudraulik pneumat et asserv. 1965. — № 24. — P.33-39.

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

Kirovohrad National Technical University, Kropyvnickiy, Ukraine

Analysis of Hydrodynamic Processes Taking Place in the Isolated Section of a Gear Pump

The objective of the work is to analyse scientific and technical information and to determine further directions of research of processes taking place in the isolated section of a gear pump and to formulate scientific hypothesis of the research.

The article presents the analysis results of the influence of dynamic processes taking place in the isolated section of a gear pump on its operational performance. The conditions of the occurrence of compression and decompression of hydraulic oil in the isolated section of a gear pump were determined. The interrelationship between the compression and decompression of the hydraulic oil which occurs in the isolated section of a gear pump and the negative influence of these effects on the operational performance of a pump was established. The decrease of operational performance of a gear pump is resulted by the negative influence of hydrodynamic effects in the isolated section. This results the excessive wear of the pump parts and interferences, decrease of service life, pump delivery rate and increase of pressure and delivery pulsation, vibration and noise of the gear pump.

It was determined that scientific and technical information does not have physical and mathematic models with the description of hydrodynamic processes taking place in the isolated section of a gear pump.

On the basis of the analysis of scientific and technical information we suggested a working hypothesis of the research with the result to exclude the gaps in theory and practice of a gear pump concerning hydrodynamic processes taking place in the isolated section of a gear pump.

Gear pump, toothing, hydraulic oil, isolated section, compression, decompression, contact gear ration, delivery rate

Одержано 02.06.16