

УДК:621.644:621.833.15

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук., Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук,
М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, Р.А. Осін, доц., канд. техн. наук,
К.Ю. Кулешкова, інж.

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз існуючих уявлень про механізм виникнення пульсацій миттєвої подачі шестеренного насоса

В статті наведені теоретичні дослідження спрямовані на розробку фізичної моделі та відповідної їй аналітичної залежності миттєвої подачі, що дозволяють пояснити причини і механізм пульсації миттєвої подачі шестеренного насоса.

шестеренний насос, миттєва подача, пульсація миттєвої подачі, пульсація тиску

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, Р.А. Осін, доц., канд. техн. наук, К.Ю. Кулешкова, інж.

Кіровоградский национальный технический университет

Анализ существующих представлений о механизме возникновения пульсаций мгновенной подачи шестеренного насоса

В статье приведены теоретические исследования, целью которых является разработка физической модели и соответствующей ей аналитической зависимости мгновенной подачи, что позволяет объяснить причины и механизм пульсации мгновенной подачи шестеренного насоса.

шестеренный насос, мгновенная подача, пульсация мгновенной подачи, пульсация давления

Актуальність. Шестеренні насоси (НШ), завдяки особливостям конструкції і принципу роботи, здатні працювати у важких умовах підвищеної запиленості та високих температур, що дозволяє їм знайти широке поширення в найрізноманітніших галузях техніки.

Як відомо, одним з недоліків НШ, що обумовлений його конструктивною особливістю, є нерівномірність подачі за часом - пульсація миттєвої подачі (МП). Пульсація подачі є причиною пульсації тиску, що розвивається НШ. Однак, якщо пульсація тиску і подачі не має істотного впливу на якість роботи робочих органів машин, то включення гідросистем з таким пульсуючим насосом до системи управління просто неприпустиме. Отже, усунення пульсації подачі та тиску НШ має велике значення для подальшого вдосконалення і розширення галузі використання НШ.

Постановка проблеми. Зазначена проблема пульсації МП і тиску не може бути вирішена без встановлення фізичної суті процесів, що відбуваються при подачі робочої рідини в НШ.

Аналіз результатів, як теоретичних [1] так і експериментальних [2] досліджень, опублікованих у науково-технічних джерелах показав, що вони мають досить суперечливий характер. Також, слід відмітити певну невідповідність експериментальних результатів теоретичним, що дає підстави стверджувати про те, що існуючі фізико-математичні моделі, які пояснюють процес пульсації не відповідають в повній мірі існуючому стану речей.

Зв'язок проблеми з важливими науковими та практичними задачами. Розглянута проблема пов'язана з важливими науковими та практичними задачами виробництва НШ. Підвищення технічного рівня НШ буде сприяти підвищенню їх конкурентоспроможності та подальшому просуванню на ринку об'ємних насосів. Це також забезпечить розвиток та поширення гідроприводу в різних технічних системах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як зазначено вище, дана публікація безпосередньо пов'язана з попередніми працями [1, 2], присвяченими аналізу відомих результатів теоретичних і експериментальних досліджень проблеми пульсації МП і тиску НШ. Однак представлені в роботах [1, 2] результати не дозволили якісно наблизитися до вирішення проблеми пульсації. Таким чином, існує необхідність у проведенні подальших досліджень, як у теоретичному, так і в експериментальному напрямку.

Визначення мети і завдань досліджень. Метою досліджень є розробка фізичної та математичної моделі миттєвої подачі шестеренного насоса, які дозволять пояснити механізм виникнення пульсації миттєвої подачі і тиску в процесі робочого циклу НШ.

Викладення матеріалу з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів.

Визначимо математичне рівняння миттєвої подачі шестеренного насоса від положення точки зачеплення на лінії зачеплення.

Відразу відзначимо, що під миттєвою подачею (МП) розуміється миттєва геометрична подача без урахування об'ємних втрат, які зазвичай характеризуються об'ємним ККД насоса.

Для дослідження характеру поведінки подачі в процесі роботи НШ необхідно отримати залежність МП від положення точки зачеплення на лінії зачеплення або від кута (фази) повороту ведучої шестерні. Для цього розглянемо схему зубчатого зачеплення шестерень насоса, представлену на рис. 1.

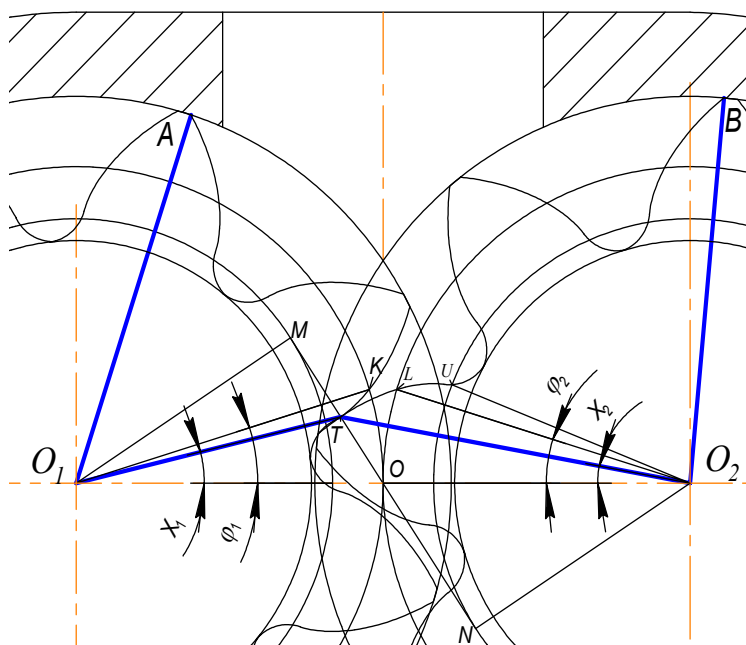


Рисунок 1 - Схема зубчатого зачеплення для визначення миттєвої подачі шестеренного насоса

Для спрощення досліджень процес подачі НШ представимо у вигляді наступної моделі. Зуби шестерень замінимо системою пластин O_1A , O_2B , O_1T та O_2T (див. рис. 1).

Цей прийом був вперше запропонований Т.М. Баштою [3] і далі неодноразово використовувався іншими авторами [4, 5, 6]. Проте, для виведення залежності МП, даний підхід вперше запропонований вперше в наших працях [7, 8].

Основні передумови математичного рівняння МП НШ полягають в наступному [7, 8].

На схемі зубчатого зачеплення (рис. 1), представлені наступні елементи шестерень та їх взаємозв'язки: MN - лінія зачеплення зубів шестерень; O - полюс зачеплення; $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ - радіуси, проведені з центрів обертання шестерень в поточну точку; T - точка зачеплення евольвентних профілів на лінії зачеплення MN ; $OT = x$ - координата точки зачеплення евольвентних профілів на лінії зачеплення; $O_1K = \frac{d_1}{2}$ і $O_2L = \frac{d_2}{2}$ - радіуси, проведені з центрів обертання шестерень в точку перетину робочої сторони евольвентного профілю з початковим колом; X_1, X_2 - кути повороту радіусів O_1K і O_2L , відповідно; φ_1 і φ_2 - кути, на які необхідно повернути радіуси O_1K і O_2L , щоб точки K і L одночасно опинилися в полюсі зачеплення - O . При цьому точка зачеплення - T переміщується по лінії зачеплення MN на відстань $PT = x$.

Зуби шестерень замінюємо системою пластин $O_1A, O_2B, O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ (рис. 1). При цьому пластини O_1A, O_2B при своєму русі сприяють подачі НШ, а пластини $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ - зубам шестерень, які знаходяться в зачепленні – протидіють процесу подачі і зменшують її. Слід зазначити, що таке спрощення не приводить до спотворення механізму подачі робочої рідини в НШ.

Розкриваючи більш детально пропоновану модель подачі НШ, відзначимо наступне. На рис. 1 можливо встановити, що нагнітання робочої рідини в НШ можна розділити на два процеси, що відбуваються одночасно. По-перше, при обертанні пластин O_1A і O_2B відбувається зменшення об'єму камери нагнітання, що сприяє процесу подачі робочої рідини. Другий процес полягає в тому, що при обертанні пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ відбувається збільшення об'єму камери нагнітання, що перешкоджає подачі робочої рідини.

На рис. 1, бачимо, що в процесі роботи НШ пластини O_1A і O_2B не змінюють своїх геометричних розмірів, в той час, як кожна з пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ і сума довжин пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ змінюються в процесі обертання при русі точки зачеплення уздовж лінії зачеплення. Крім цього, сума довжин пластин O_1A і O_2B протягом циклу нагнітання залишається більша, ніж сума довжин пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$. Ця особливість і забезпечує позитивний баланс подачі робочої рідини, оскільки швидкість зменшення об'єму камери нагнітання вища, ніж її збільшення.

Припустимо, що точка T відображає поточне положення точки зачеплення на лінії зачеплення зубів шестерень насоса. Початок відліку виберемо в полюсі зачеплення (точка O). При цьому, координаті поточної точки на лінії зачеплення - T відповідає відрізок $OT = x$ (див. рис. 1).

Введемо наступні позначення: $O_1L = r_1, O_2E = r_2, O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$. Тоді з рис. 1 бачимо:

O - полюс зачеплення – початок координатної осі відліку: при цьому вправо догори $x < 0$, а вліво донизу $x > 0$;

x - координата точки зачеплення на лінії зачеплення;

$\chi_1 = \angle OO_1T$ - кут, на який необхідно повернути радіус ρ_1 , щоб він зайняв нульове (горизонтальне) положення - O_1O ;

$\chi_2 = \angle OO_2T$ - кут, на який необхідно повернути радіус ρ_2 , щоб він зайняв нульове (горизонтальне) положення - O_2O ;

$\varphi_1 = \angle OO_2K$ - кут, на який необхідно повернути ведучу шестерню, щоб радіус ρ_1 зайняв нульове (горизонтальне) положення O_1O ;

$\varphi_2 = \angle OO_2L$ - кут, на який необхідно повернути ведену шестерню, щоб радіус ρ_2 зайняв нульове (горизонтальне) положення O_2O .

Крім цього, випишемо наступні очевидні співвідношення:

$$\varphi_{1n} = \frac{2\pi}{z} ; \varphi_1 = \frac{2\pi}{z} \varepsilon ; \varphi_2 = \varphi_1 \frac{r_1}{r_2} ; u = \frac{r_1}{r_2}, \quad (1)$$

де φ_{1n} - кут повороту ведучої шестерні, за який відбувається один робочий цикл роботи НШ, номінальний кут циклу у випадку якщо коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення $\varepsilon = 1$;

φ_1 - кут повороту ведучої шестерні, за який відбувається один робочий цикл роботи НШ, фактичний кут циклу у випадку якщо коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення $\varepsilon > 1$;

ε - коефіцієнт перекриття зубчатого зачеплення;

φ_2 - кут повороту веденої шестерні, за який відбувається один робочий цикл роботи НШ, фактичний кут циклу;

u - передаточне відношення зубчатої передачі НШ;

r_1 і r_2 - радіуси початкових кіл відповідно ведучої і веденої шестерень.

В першу чергу, знайдемо взаємозв'язок між положенням точки зачеплення T на осі зачеплення x і кутом повороту ведучої шестерні φ_1 . Такий взаємозв'язок за умови, що початок координат знаходиться в полюсі зачеплення O , має вигляд:

$$\varphi_1 = \frac{x}{r_{01}}, \quad \varphi_2 = \frac{x}{r_{02}}. \quad (2)$$

Із формул (2) можна отримати і зворотні залежності:

$$x = \varphi_1 r_{01}, \quad x = \varphi_2 r_{02}. \quad (3)$$

Далі знайдемо залежність довжин радіусів ρ_1 і ρ_2 від положення точки зачеплення на лінії зачеплення MN - x і від кута повороту ведучої шестерні - φ . Відповідно рис. 1 за теоремою Піфагора та з урахуванням знаку аргументу отримаємо:

$$\rho_1^2 = (r_{01} \operatorname{tg} \alpha + x)^2 + r_{01}^2. \quad (4)$$

Аналогічно:

$$\rho_2^2 = (r_{02} \operatorname{tg} \alpha - x)^2 + r_{02}^2. \quad (5)$$

Підставивши значення x від φ у відповідні формули, отримаємо:

$$\rho_1^2 = (r_{01} \operatorname{tg} \alpha + \varphi_1 r_{01})^2 + r_{01}^2. \quad (6)$$

Аналогічно:

$$\rho_2^2 = (r_{02} \operatorname{tg} \alpha - \varphi_2 r_{02})^2 + r_{02}^2. \quad (7)$$

З (6) і (7), отримаємо:

$$\rho_1 = \sqrt{(r_{01} \operatorname{tg} \alpha + \varphi_1 r_{01})^2 + r_{01}^2}, \quad (8)$$

$$\rho_2 = \sqrt{(r_{02} \operatorname{tg} \alpha - \varphi_2 r_{02})^2 + r_{02}^2} . \quad (9)$$

Графіки залежностей (8) і (9) представлені на рис. 2 для випадку, коли $z_1 = 7$ і $z_2 = 9$ та на рис. 3 для випадку $z_1 = z_2 = 8$. Коментуючи отримані графіки, слід зазначити, що зміна довжини радіусів ρ_1 і ρ_2 підкоряється нелінійним залежностям. При цьому, якщо радіус ведучої шестерні ρ_1 постійно зростає від мінімального до максимального свого значення, то радіус веденої шестерні ρ_2 , навпаки постійно зменшується від максимального до мінімального свого значення.

Набагато більше значення для подальшого розуміння особливостей подачі НШ представляє собою характер поведінки напівсуми квадратів радіусів ρ_1 і ρ_2 . Ці графіки представлені на рис. 4 і 5. На рис. 4 і 5, бачимо, що напівсуми квадратів радіусів змінюються за параболічними залежностями.

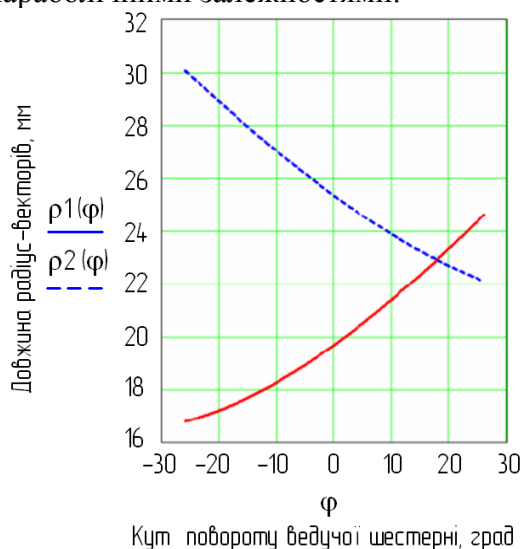


Рисунок 2 - Характер зміни радіусів, проведених з центрів шестерень в точку їх зачеплення для ведучої і веденої шестерень за умови, що $z_1 = 7$ і $z_2 = 9$

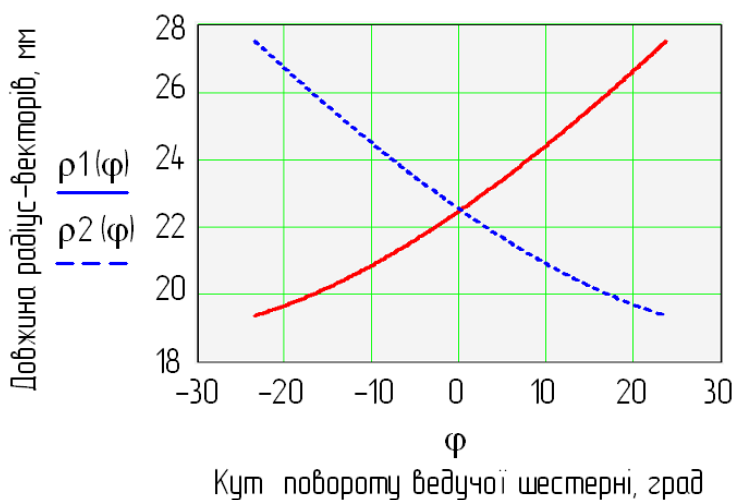


Рисунок 3 - Характер зміни радіусів, проведених з центрів шестерень в точку їх зачеплення для ведучої і веденої шестерень за умови, що $z_1 = z_2 = 8$

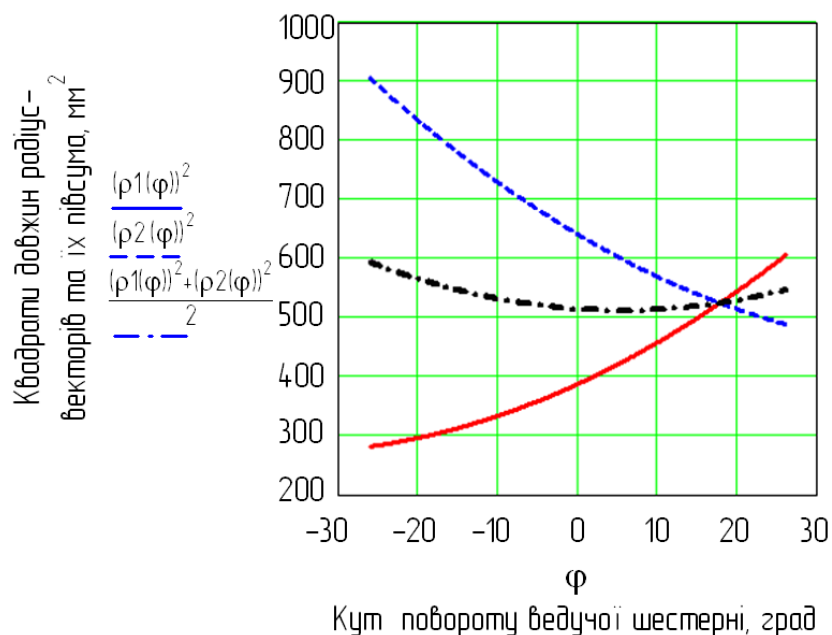


Рисунок 4 - Характер зміни квадратів радіусів, проведених з центрів шестерень в точку їх зачеплення для ведучої і веденої шестерень і напівсуми квадратів за умови, що $z_1 = 7$ і $z_2 = 9$

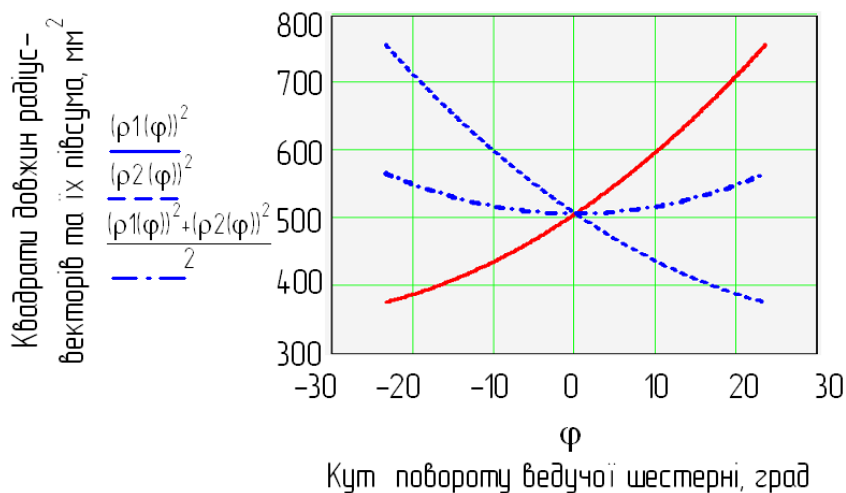


Рисунок 5 - Характер зміни квадратів радіусів, проведених з центрів шестерень в точку їх зачеплення для ведучої і веденої шестерень і напівсуми квадратів за умови, що $z_1 = z_2 = 8$

Для шестерень з різною кількістю зубів – крива напівсуми квадратів радіусів також підкоряється параболічному закону, але носить асиметричний характер, досягаючи максимального значення на початку зачеплення, а мінімального - після проходження полюса зачеплення (рис. 4).

Для шестерень з однаковою кількістю зубів крива напівсуми квадратів радіусів носить параболічний симетричний характер, досягаючи максимального значення на початку і в кінці зачеплення, а мінімальне значення доводиться на зачеплення в полюсі O (рис. 5). Вказана особливість зміни напівсуми квадратів радіусів дозволяє пояснити пульсуючий характер подачі робочої рідини НШ.

З рис. 5 бачимо, що напівсума квадратів радіусів лежить в межах $507 < \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} < 565$ мм². Для шестерень насоса НШ-32УК-3 з числом зубів $z_1 = z_2 = 8$ довжина радіуса складає $O_1A = 27,5$ мм, а його квадрат $O_1A^2 = 756,25$ мм². Порівнюючи квадрат радіусу O_1A^2 з напівсумою квадратів радіусів ρ_1 і ρ_2 бачимо, що їх різниця позитивна, що і забезпечує позитивну подачу НШ.

Далі перейдемо до виведення залежності зміни об'єму робочої камери НШ від кута повороту ведучої шестерні φ_1 . Надамо куту повороту ведучої шестерні приріст $\Delta\varphi$. Тоді квадрати довжин радіусів ρ_1 і ρ_2 складуть:

$$\rho_1^2(\Delta\varphi) = [r_{01} \operatorname{tg}\alpha + (\varphi_1 + \Delta\varphi)r_{01}]^2 + r_{01}^2, \quad (10)$$

$$\rho_2^2(\Delta\varphi) = \left[r_{01} \operatorname{tg}\alpha - \left(\frac{r_1}{r_2} \varphi_1 + \Delta\varphi \right) r_{01} \right]^2 + r_{02}^2. \quad (11)$$

Виходячи з схеми зубчатого зачеплення, представленої на рис. 1, приріст об'єму камери нагнітання НШ можна представити у вигляді

$$\Delta V(\Delta\varphi) = b \left[\frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} (R_{e1}^2 - R_{i1}^2) + \frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} \frac{r_1}{r_2} (R_{e2}^2 - R_{i2}^2) - \frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} (\rho_1^2 - R_{i1}^2) - \frac{\pi\Delta\varphi}{2\pi} \frac{r_1}{r_2} (\rho_2^2 - R_{i2}^2) \right], \quad (12)$$

де R_{e1} і R_{e2} - радіуси кола вершин зубів шестерень, відповідно ведучої і веденої шестерень;

R_{i1} і R_{i2} - радіуси кола западин зубів шестерень, відповідно ведучої і веденої шестерень;

r_1 і r_2 - радіуси початкових кіл зубчатого зачеплення шестерень насоса, відповідно ведучої і веденої шестерень;

b - ширина шестерні.

Перетворивши (12), отримаємо

$$\Delta V(\Delta\varphi) = \frac{\Delta\varphi}{2} b \left(R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - \rho_1^2 - \frac{r_1}{r_2} \rho_2^2 \right). \quad (13)$$

Підставимо в (13) значення квадратів радіусів з формул (10) і (11):

$$\Delta V(\Delta\varphi) = \frac{\Delta\varphi}{2} b \left\{ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - [r_{01} \operatorname{tg}\alpha + (\varphi_1 + \Delta\varphi)r_{01}]^2 - r_{01}^2 - \left[-\frac{r_1}{r_2} \left[r_{02} \operatorname{tg}\alpha - \left(\frac{r_1}{r_2} \varphi_1 + \Delta\varphi \right) r_{02} \right]^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \right] \right\}. \quad (14)$$

Визначимо середню швидкість зміни об'єму робочої камери НШ за один радіан

$$VV_{cp}(\varphi) = b \cdot \frac{\Delta V(\Delta\varphi)}{\Delta\varphi} = \frac{1}{2} b \left\{ R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - [r_{01} \operatorname{tg}\alpha + (\varphi_1 + \Delta\varphi)r_{01}]^2 - r_{01}^2 - \left[-\frac{r_1}{r_2} \left[r_{02} \operatorname{tg}\alpha - \left(\frac{r_1}{r_2} \varphi_1 + \Delta\varphi \right) r_{02} \right]^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \right] \right\}. \quad (15)$$

Переходячи до границі – перейдемо від середньої швидкості зміни об'єму робочої камери НШ до миттєвої

$$VV_{\text{min}}(\varphi) = b \cdot \lim_{\Delta\varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta V(\Delta\varphi)}{\Delta\varphi} = \frac{1}{2} b \left[\begin{array}{l} R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - (r_{01} \operatorname{tg}\alpha + \varphi_1 r_{01})^2 - r_{01}^2 - \\ - \frac{r_1}{r_2} \left(r_{02} \operatorname{tg}\alpha - \frac{r_1}{r_2} \varphi_1 r_{02} \right)^2 - \frac{r_1}{r_2} r_{02}^2 \end{array} \right]. \quad (16)$$

Виконавши перетворення попереднього виразу, отримаємо

$$VV_{\text{min}}(\varphi) = \frac{1}{2} b \left\{ \begin{array}{l} R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - (r_{01}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_{01}^2) - 2\varphi_1 r_{01}^2 \operatorname{tg}\alpha - \varphi_1^2 r_{01}^2 - \\ - \frac{r_1}{r_2} (r_{02}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_{02}^2) + 2 \frac{r_1}{r_2} \frac{r_1}{r_2} \varphi_1 r_{02}^2 \operatorname{tg}\alpha - \frac{r_1}{r_2} \left(\frac{r_1}{r_2} \varphi_1 r_{02} \right)^2 \end{array} \right\}. \quad (17)$$

На рис. 1, бачимо, що

$$r_1^2 = r_{01}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_{01}^2, \quad r_2^2 = r_{02}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + r_{02}^2. \quad (18)$$

Тоді (17) можна представити у вигляді

З урахуванням того, що $r = \frac{r_0}{\cos \alpha}$, вираз (17) можна записати у вигляді:

$$VV_{\text{min}}(\varphi) = \frac{1}{2} b \left[R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \varphi_1^2 r_{01}^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]. \quad (19)$$

Для випадку $z_1 = z_2$ отримаємо:

$$VV_{\text{min}}(\varphi) = b (R_e^2 - r^2 - \varphi_1^2 r_{01}^2). \quad (20)$$

Або миттєва швидкість зміни об'єму робочої камери НШ через диференціал складе:

$$VV_{\text{min}}(\varphi) = \frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{1}{2} b \left[R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \varphi_1^2 r_{01}^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]. \quad (21)$$

Для випадку $z_1 = z_2$ отримаємо:

$$VV_{\text{min}}(\varphi) = \frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = b (R_e^2 - r^2 - \varphi_1^2 r_{01}^2). \quad (22)$$

Таким чином, отримані залежності миттєвої швидкості зміни об'єму робочої камери НШ у функції від кута повороту ведучої шестерні φ_1 .

Проте, в початкових умовах при виведенні вказаної залежності відмічено, що як незалежний параметр може виступати координата точки зачеплення на лінії зачеплення - x , а також час обертання шестерень - τ .

Провівши заміну перемінних можна записати, що

$$\frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{dV(x)}{dx} \frac{dx}{d\varphi}, \quad (23)$$

але оскільки

$$\frac{dx}{d\varphi} = r_0, \quad (24)$$

то вираз (23) перепишемо у вигляді:

$$\frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{dV(x)}{dx} r_0. \quad (25)$$

Тоді залежність миттєвої швидкості зміни об'єму робочої камери НШ від положення точки зачеплення на лінії зачеплення - x можна представити у вигляді (див.

залежності (21, 22)):

– для випадку, коли $z_1 \neq z_2$

$$VV_{\text{мит}}(x) = \frac{dV(x)}{dx} = \frac{b}{2r_{01}} \left[R_{e1}^2 + R_{e1}^2 \frac{r_1}{r_2} - r_1^2 - r_1 r_2 - x^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]; \quad (26)$$

– для випадку, коли $z_1 = z_2 = z$

$$VV_{\text{мит}}(x) = \frac{dV(x)}{dx} = \frac{b}{r_0} (R_e^2 - r^2 - x^2). \quad (27)$$

По аналогії з попереднім випадком можемо записати, що

$$\frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{dV(\tau)}{d\tau} \frac{d\tau}{d\varphi} = \frac{dV(\tau)}{d\tau} \frac{1}{\omega}. \quad (28)$$

Відзначимо, що швидкість зміни об'єму в одиницю часу є подачею насоса і вимірюється в $\text{м}^3/\text{с}$.

Тоді залежність МП від часу обертання шестерень можна представити у вигляді (див. залежності (21, 22, 26, 27)):

– для випадку $z_1 \neq z_2$

$$q_{\text{мит}}(\tau) = \frac{dV(\tau)}{d\tau} = \frac{1}{2} b\omega \left[R_{e1}^2 + \frac{r_1}{r_2} R_{e2}^2 - r_1^2 - r_1 r_2 - \tau_1^2 \omega_1^2 r_{01}^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right]. \quad (29)$$

Для випадку $z_1 = z_2$ отримаємо

$$q_{\text{мит}}(\tau) = \frac{dV(\tau)}{d\tau} = b\omega (R_e^2 - r^2 - r_0^2 \tau^2 \omega^2). \quad (30)$$

Юдіним Є.М. [9] були отримані аналогічні залежності для визначення МП НШ від положення точки зачеплення на лінії зачеплення з припущенням, що початок відліку руху точки зачеплення знаходиться в полюсі O .

Отримані вирази (21, 22, 26, 27, 29, 30) відображають миттєву швидкість зміни об'єму робочої камери НШ залежно від положення точки зачеплення на лінії зачеплення. Положення точки зачеплення може визначатися в даному випадку або кутовою координатою – кутом повороту ведучої шестерні $-\varphi$, або лінійною координатою положення точки зачеплення на лінії зачеплення $-x$, або часом $-\tau$. У останньому випадку миттєва швидкість зміни об'єму робочої камери НШ від часу є миттєвою подачею НШ.

Одиницею вимірювання миттєвої швидкості зміни об'єму робочої камери НШ є $-\text{м}^3/\text{рад}$ (залежності (21, 22)) або $\text{м}^3/\text{м}$ (залежності (26, 27)), або $\text{м}^3/\text{с}$. Фізичний сенс її полягає в тому, що при зміні координати точки зачеплення на $\Delta\varphi$ [рад/с] або Δx , [м], або $\Delta\tau$, [с] швидкість зміни об'єму робочої камери НШ зміниться на Δq , м^3 .

Аналіз отриманих залежностей (21, 22, 26, 27, 29, 30) показує, що миттєва швидкість зміни об'єму робочої камери НШ у тому числі і МП складається з двох складових: постійної і змінної. Змінна складова підкоряється квадратичній залежності, а кривими вказаних залежностей є параболи, направлені вершинами догори. Максимальне значення вони набувають в момент, коли координата точки зачеплення $x=0$, якій відповідає кут повороту ведучої шестерні $-\varphi_1=0$ або часу повороту ведучої шестерні $\tau_1=0$, тобто в полюсі зачеплення зубів шестерень $-O$, а далі вона зменшується за параболічною залежністю.

Таким чином, у відповідності до запропонованої фізичної моделі процесу подачі НШ процес подачі складається з двох складових: постійної складової, що сприяє подачі і є результатом руху пластин O_1A і O_2B назустріч одна одній, та змінної складової, яка

перешкоджає процесу подачі і є наслідком руху пластин $O_1T = \rho_1$ і $O_2T = \rho_2$ - радіусів, проведених з центрів обертання шестерень в поточну точку T дотикання евольвентних профілів на лінії зачеплення MN . Ці пластини обертаються в напрямку від камери нагнітання тим самим зменшуючи подачу. НШ. Окрім цього з попередніх досліджень з'ясовано, що сума квадратів цих радіусів є змінною величиною, що підкорюється квадратичній залежності (6, 7, 10 і 11), а також рис. 4 і 5.

А отже, якщо від постійної величини відняти змінну величину, що підкорюється квадратичній залежності, то отримаємо графічну залежність, що представлена на рис. 6.

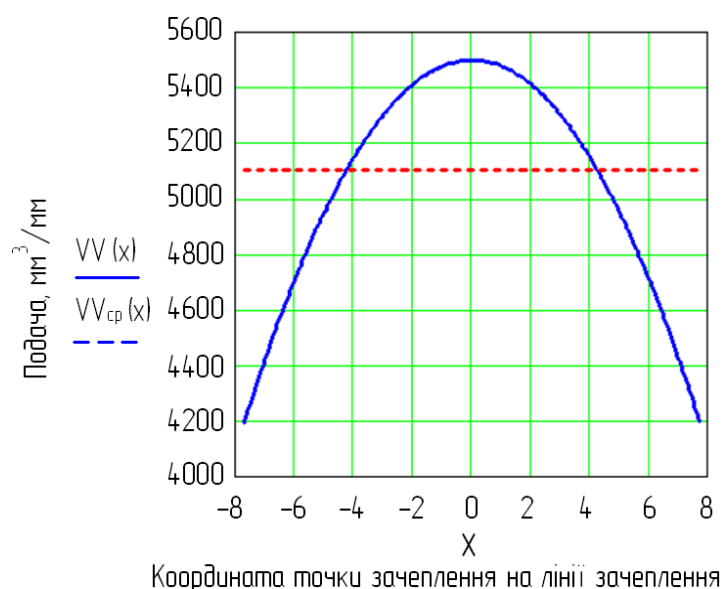


Рисунок 6 - Миттєва і усереднена швидкість зміни об'єму робочої камери за цикл роботи шестеренного насоса

При цьому під циклом роботи розумітимемо тривалість роботи НШ за час зачеплення однієї пари зубів.

Висновки.

1. Запропонована нова фізична модель і відповідна їй математична модель процесу миттєвої подачі НШ, суть яких полягає в тому, що процес подачі складається з двох одночасно виникаючих процесів: процесу зменшення об'єму, який сприяє подачі і процесу збільшення об'єму, що перешкоджає подачі.

2. Запропонована математична модель дозволяє пояснити пульсуючий характер миттєвої подачі НШ особливостями зміни радіусів, що сполучають центри шестерень з точкою зачеплення, і які при своєму обертанні протидіють подачі.

Список літератури

1. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин/ Петров В.А. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
2. Машиностроительный гидропривод/ [Прокофьев В.Н., Кондаков Л.А., Никитин Г.А. и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
3. Башта Т.М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты: [конструкция и расчет]/ Башта Т.М. –М.: Гос. издат. оборонной промышленности, 1951. – 356 с.
4. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / [Башта Т.М. , Руднев С.С., Некрасов Б.Б и др.]. – М.: Машиностроение, 1970. – 593 с.

5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: [учебник для машиностроительных вузов] / [Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др.]. – [2-е изд., перераб.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.
6. Чиняев И.А. Роторные насосы: [справочное пособие] / Чиняев И.А. – Л.: Машиностроение, 1969. – 216 с.
7. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса: збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко О.О. – Кіровоград, КНТУ. – 2008. – № 20. – С. 253–262.
8. Кулешков Ю.В. Математическая модель мгновенной подачи шестеренного насоса. Матеріали XVII Міжнародної науково - технічної конференції «Гідромеханіка в інженерній практиці» 17 – 20 квітня 2012 р. Черкаси, Україна - 2012. – С. 158-161.
9. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет/ Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

Yuriy Kuleshkov, Tymofiy Rudenko, Mykhailo Krasota, Ruslan Osin, Ksenia Kuleshkova

Kirovohrad National Technical University

The Analysis of Current Conception of Mechanism of Occurrence of Pulsations of Immediate Flow of Gear Pump

The objective of the research is the elaboration of a mathematical physical model of immediate flow of a gear pump which allows explaining the mechanism of occurrence of pulsations of immediate flow and pressure in the process of work cycle of a gear pump.

We suggested a new physical model and a corresponding mathematical model of the process of immediate flow of a gear pump which show that the process of flow consists of two simultaneously occurring processes: the process of volume reduction which stimulates flow and the process of volume increase which blocks flow.

The suggested mathematical model allows explaining the pulsating character of immediate flow of a gear pump due to the peculiarities of changes of conditional radiuses which connect the centres of gears with the contact point and while rotation they block the flow.

gear pump, instantaneous flow, instantaneous flow pulsation, pressure pulsation

Одержано 17.01.14

621.664

М.М. Підгаєцький, доц., канд.тех.наук, А.Г. Шевчук, магістр

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз гідро-кінематичної схеми кульково-гвинтового гідропідсилювача

Розроблений аналіз гідро-кінематичної схеми кульково-гвинтового гідропідсилювача. Даний аналіз вміщує: опис об'єкта випробувань, устрій кульково-гвинтового гідропідсилювача, принцип дії кульково-гвинтового гідропідсилювача, конструктивне виконання кульково-гвинтового гідропідсилювача, аналіз гідро-кінематичної схеми гідро підсилювача по забезпеченню стійкості при роботі в перехідному режимі.

гідро-кінематична схема, кульково-гвинтовий гідропідсилювач, устрій

М.М. Подгаецкий, доц., канд. техн. наук, А.Г. Шевчук, магистр

Кіровоградский национальный технический университет

Анализ гидро-кинематической схемы шарико-винтового гидроусилителя

© М.М. Підгаєцький, А.Г. Шевчук, 2014