



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **125707** (13) **U**  
(51) МПК  
**F04C 2/08** (2006.01)

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2017 11517</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>24.11.2017</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>25.05.2018</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>25.05.2018, Бюл.№ 10</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Кулешков Юрій Володимирович (UA), Магонець Євгеній Вадимович (UA), Кулешкова Ксенія Юрїївна (UA), Руденко Тимофій Вікторович (UA), Красота Михайло Віталійович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,</b> пр. Університетський, 8, м. Кропивницький, 25006 (UA)</p>
--	--

## (54) ШЕСТЕРЕННА ГІДРОМАШИНА

### (57) Реферат:

Шестеренна гідромашина містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з корегованими зубцями евольвентного профілю, зачепленими сполученими між собою з утворенням бічного зазору. При цьому точка зачеплення наступної пари зубців шестерень знаходиться на лінії зачеплення і відстоїть від полюсу зачеплення на відстані  $a$ , яка визначається з умови  $a \leq 0,5 \cdot t_0$ , а кут евольвентного профілю веденої шестірні, що відповідає точці початку зачеплення наступної пари зубців, визначають з умови  $\gamma_{2n} = \arctg \left( 2 \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \gamma_{e1} + \frac{\pi \cdot (1 + \varepsilon_0)}{z} \right)$ , де  $t_0$  - крок зубчастого зачеплення;  $\alpha$  - кут зачеплення зубчастого зачеплення;  $\gamma_{e1}$  - кут верхівки евольвентного профілю ведучої шестірні;  $\gamma_{2n}$  - кут евольвентного профілю веденої шестірні, що відповідає точці початку зачеплення наступної пари зубців;  $z$  - кількість зубців ведучої і веденої шестерень;  $\varepsilon_0$  - коефіцієнт перекриття вихідного зубчастого зачеплення.

UA 125707 U

Корисна модель належить до машинобудування, зокрема до шестеренних гідромашин зовнішнього зачеплення.

Відома шестеренна гідромашина, що складається з корпусу, ведучої та веденої шестерень, що розміщені в циліндричних розточках корпусу та утворюють порожнини високого і низького тиску, цапфи шестерень встановлені в підшипниках ковзання, які попарно сполучені між собою по поверхні дугоподібної виїмки, виконаної на зовнішній радіальній поверхні одного з них, і розвантажувальні канали, причому підшипники ковзання з дугоподібними виїмками з'єднані з протилежними торцями ведучої і веденої шестерень, при цьому розвантажувальні канали виконані в сполученні поверхонь підшипників ковзання з можливістю прямого з'єднання порожнин високого і низького тиску з міжзубовим об'ємом у момент перебування зубів в області полюса зачеплення, а розвантажувальні канали крім того можуть бути виконані на поверхнях дугоподібних виїмок підшипників ковзання, на циліндричній поверхні підшипників ковзання, у місці її сполучення з поверхнею дугоподібної виїмки іншого підшипника, або на сполучених поверхнях обох підшипників ковзання [1].

Винахід, описаний в [1], має за мету розвантаження шестеренної гідромашини від надлишкового тиску, що виникає при компресії робочої рідини в процесі зменшення об'єму відсіченої порожнини за рахунок удосконалення конструкції розвантажувальних каналок.

Недоліком гідромашини [1] є наявність явища компресії робочої рідини у відсіченій порожнині, що призводить до різкого збільшення тиску, який у 2...2,5 рази перевищує номінальний, що розвиває шестеренна гідромашина у режимі насоса. Оскільки описана конструкція [1] спрямована на усунення не самого явища компресії робочої рідини у відсіченій порожнині, а лише найбільш негативних наслідків, що виникають при цьому, то їй властивий ряд наступних недоліків: зниження подачі, коефіцієнта подачі, надмірний рівень шуму при роботі, а також зниження надійності, зокрема безвідмовності і довговічності.

Найбільш близькою до корисної моделі, що заявляється, є шестеренна гідромашина, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні з корегованими зубами евольвентного профілю, зачепленими між собою з утворенням бічного зазору, у якому усунення відсіченої порожнини в міжзубових западинах досягається шляхом того, що евольвентні профілі зубів шестерень зміщені в радіальному і тангенціальному напрямках відносно ділильного кола, а бічний зазор виконаний шляхом додаткового тангенціального зміщення евольвентного профілю кожного зуба, а висота зубів кожної шестерні при коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення  $\varepsilon=1$  [2].

До недоліків відомої шестеренної гідромашини належать наступні. По-перше, зниження подачі і коефіцієнта подачі. Це можна пояснити тим, що зміщення евольвентних профілів у радіальному і тангенціальному напрямках відносно ділильного кола зменшує об'єм зубів шестерень, що у свою чергу зменшує об'єм робочої рідини, яка може бути витиснута з міжзубових западин шестерень шестеренної гідромашини в камеру нагнітання. Таким чином, фактично ця частина робочої рідини, що не витиснута з міжзубової западини, зворотно переноситься в камеру всмоктування, що і призводить до зниження як подачі, так і коефіцієнта подачі шестеренної гідромашини.

По-друге, зниження надійності шестеренної гідромашини можливо пояснити тим, що висота зубів кожної шестерні виконана відповідно до рівності  $\varepsilon=1$  [2], і може призвести, при незначних зносах вершин зубів шестерень по зовнішньому діаметру, до зменшення коефіцієнта перекриття до величини меншої одиниці, а це у свою чергу веде до фактичного виходу зубчастого зачеплення з ладу [3].

По-третє, ускладнення конструкції, зокрема зубчастої передачі шестеренної гідромашини, яке можна пояснити тим, що створення евольвентного профілю шляхом тангенціального і радіального зміщення евольвенти відносно ділильного кола пов'язане з ускладненням як розрахунку такої евольвенти, так і технології її формоутворення. Зокрема, для цього потрібна розробка нової системи розрахунку, а також проектування і створення спеціального інструмента для нарізування вищезгаданих шестерень.

Задачею корисної моделі є усунення компресії робочої рідини, яка виникає в процесі зменшення об'єму відсіченої порожнини під час роботи шестеренної гідромашини.

Усунення компресії робочої рідини в процесі зменшення об'єму відсіченої порожнини сприяє підвищенню коефіцієнта подачі, надійності шестеренної гідромашини, а також зниженню пульсації тиску і подачі робочої рідини та рівня шуму, що виникають під час роботи шестеренної гідромашини.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в шестеренній гідромашині, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з корегованими зубцями евольвентного профілю, зачепленими між собою з утворенням бічного

азору, згідно з корисною моделлю, точка зачеплення наступної пари зубців шестерень знаходиться на лінії зачеплення і відстоїть від полюсу зачеплення на відстані  $a$ , яка визначається з умови:

$$a \leq 0,5 \cdot t_0, \quad (1)$$

5  $a$  кут евольвентного профілю веденої шестірні, що відповідає точці початку зачеплення наступної пари зубців, визначають з умови

$$\gamma_{2n} = \arctg \left( 2 \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \gamma_{e1} + \frac{\pi \cdot (1 + \varepsilon_0)}{z} \right), \quad (2)$$

де  $t_0$  - крок зубчастого зачеплення;

$\alpha$  - кут зачеплення;

10  $\gamma_{e1}$  - кут верхівки евольвентного профілю ведучої шестірні;

$\gamma_{2n}$  - кут евольвентного профілю веденої шестірні, що відповідає точці початку зачеплення наступної пари зубців

$z$  - кількість зубців ведучої і веденої шестерень;

$\varepsilon_0$  - коефіцієнт перекриття вихідного зубчастого зачеплення.

15 На фіг. 1 показано зубчасте зачеплення пропонованої шестеренної гідромашини в момент утворення відсіченої порожнини.

На фіг. 2 показано зубчасте зачеплення пропонованої шестеренної гідромашини в момент утворення відсіченої порожнини.

20 На фіг. 1, 2 позначено:  $O_1O_2$  - міжцентрова відстань,  $P$  - полюс зачеплення;  $MN$  - лінія зачеплення,  $AB$  - активна частина лінії зачеплення,  $t_0$  - крок зачеплення  $r_{o1}$ ,  $r_{o2}$  - радіус основного кола відповідно ведучої і веденої шестерень;  $r_1$ ,  $r_2$  - радіус початкового кола відповідно ведучої і веденої шестерень;  $R_{e1}$ ,  $R_{e2}$  - радіус кола вершин зубців відповідно ведучої і веденої шестерень;  $R_{i1}$ ,  $R_{i2}$  - радіус кола западин зубців відповідно ведучої і веденої шестерень,  $\alpha$  - кут зачеплення,  $\gamma_{e1}$  - кут верхівки евольвенти ведучої шестірні,  $\gamma_{2n}$  - кут точки евольвенти, що відповідає.

25 На фіг. 1, 2 видно, що в зубчастому зачепленні постійно знаходиться як мінімум одна пара зубців. Для підвищення надійності зубчастого зачеплення коефіцієнт перекриття повинен бути  $\varepsilon \geq 1$ . Це означає, що в певні періоди в зачеплення вступає наступна пара зубців, коли попередня пара ще не вийшла з зачеплення. Тобто, в цей період маємо двопарне зачеплення, що з одного боку призводить до підвищення працездатності зубчатої передачі, але з іншого веде до утворення відсіченої порожнини.

30 Шестеренна гідромашина, що пропонується, містить ведучу шестірню 1, ведену шестірню 2, при цьому точка зачеплення другої пари зубців шестерень знаходиться в точці  $D$  на відстані, яка не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення (фіг. 2), тобто виконується умова (1), що й забезпечує усунення компресії робочої рідини у відсіченій порожнині. Це пояснюється тим, що при виконанні умови (1) момент утворення відсіченої порожнини буде відбуватися пізніше, а саме в момент, коли її об'єм стає мінімальним. При подальшому провертанні шестерень об'єм відсіченої порожнини буде тільки збільшуватись, що принципово виключає можливість компресії робочої рідини у відсіченій порожнині.

40 Зміщення точки початку зачеплення другої пари зубців в шестеренній гідромашині, що пропонується, досягається тим, що кут евольвентного профілю веденої шестірні, що відповідає точці початку зачеплення наступної пари зубців, визначають з умови (2), що одночасно забезпечує виконання умови (1) і не веде до зниження подачі шестеренного насоса.

45 Шестеренна гідромашина, що пропонується, працює наступним чином. Шестерні зовнішнього зачеплення з корегованими зубцями евольвентного профілю, що розташовані у циліндричних розточках корпусу шестеренної гідромашини, при своєму обертанні захоплюють робочу рідину в камері всмоктування і переносять її в западинах шестерень до камери високого тиску шестеренної гідромашини (фіг. 1). В зоні камери високого тиску відбувається процес витискання робочої рідини із западини однієї шестірні, зубцем, що набігає, спряженої шестерні. 50 При цьому одночасно вступає в зубчасте зачеплення друга пара зубців. При цьому момент зачеплення друга пара зубців у відповідності з корисною моделлю, що пропонується, відбувається в момент, що відповідає умові (1), а досягається це тим, що використовують ведену шестірню з кутами евольвентного профілю, що відповідає точці початку зачеплення наступної пари зубців, який визначають з умови (2).

55 Зазначені особливості в конструкції шестеренної гідромашини, що пропонується, призводять до того, що момент утворення відсіченої порожнини відбувається щонайменше в момент, коли

її об'єм становить мінімальне значення і при подальшому повертанні шестерень компресія робочої рідини принципово неможлива. При цьому, на відміну від найближчого аналогу, корегування зубців шестерень відбувається таким чином, що не зніжує об'єм робочої камери шестеренної гідромашини.

5 З описаного процесу роботи зубчатого зачеплення шестеренної гідромашини видно, що компресія робочої рідини відбувається в період руху точки зачеплення на ділянці, на якій відбувається зменшення об'єму відсіченої порожнини від максимального до мінімального значення, що відповідає для другої пари зубців ділянці між точками А та D (фіг. 2). Отже, доцільно використовувати таке зачеплення, при якому початок зубчастого зачеплення  
10 відбувається в момент, коли об'єм відсіченої порожнини досягає свого мінімального значення. Таке зачеплення має місце, коли зачеплення наступної пари зубців шестерень відбувається на відстані, що не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу (1), що співпадає з його мінімальним значенням.

Зважаючи на вищевикладене, пропонується шестеренна гідромашина, в якій зачеплення  
15 наступної пари зубців шестерень відбувається на відстані, яка не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу. Таке зачеплення може бути реалізоване за рахунок використання веденої шестірні, у якій кут евольвентного профілю, що відповідає точці початку зачеплення наступної пари зубців відповідає умові (2).

На фіг. 2 наведено зубчасте зачеплення в момент утворення відсіченої порожнини з  
20 мінімальним об'ємом відсіченої порожнини, що пропонується у відповідності до корисної моделі.

Запропонована конструкція шестеренної гідромашини у режимі насоса дозволяє підвищити її коефіцієнт об'ємної подачі. Це можна пояснити тим, що зворотно в камеру всмоктування повертається робоча рідина об'ємом, рівним мінімальному об'єму відсіченої порожнини.

Запропонована конструкція шестеренної гідромашини дозволяє також підвищити її  
25 надійність і довговічність. Це пояснюється тим, що на відміну від найближчого аналога, де коефіцієнт зубчастого зачеплення  $\varepsilon=1$ , у запропонованій конструкції шестеренної гідромашини передбачається використовувати зубчасте зачеплення з коефіцієнтом перекриття  $\varepsilon>1$ . Це дозволяє підвищити надійність і довговічність такої шестеренної гідромашини завдяки тому, що вона буде працездатна, не зважаючи на зноси шестерень по зовнішньому діаметру аж до  
30 зносів, при яких коефіцієнт перекриття стає рівним одиниці  $\varepsilon=1$ .

Усунення умов, при яких виникає компресія робочої рідини дозволяє значно знизити шум, що утворюється при роботі шестеренної гідромашини. Це пояснюється зниженням ударних навантажень деталей, а також зменшенням коливань робочої рідини при зниженні компресії.

Окрім цього, оскільки момент утворення відсіченої порожнини співпадає з його мінімальним  
35 значенням, то в камеру нагнітання не буде додатково витискатися порція робочої рідини, що має місце в найближчому аналогу, що й є причиною зменшення пульсації, як тиску, так і подачі робочої рідини.

Джерела інформації:

1. А. с. № 1211457, Шестеренная гидромашини F04C 2/08 Р.К. Жулинский, Г.В. Рябошапка и  
40 А.Г. Гаркуша Кировоградський завод гидравлических силових машин им. XXV съезда КПСС "Гидросила", БИ № 6, 1986 г.

2. А. с. № 1413274, Шестеренная гидромашини F04C 2/08 И.П. Иванов и С.Л. Иванов, БИ №28, 1988 г. Ленинградский горный институт им. Г.В. Плеханова.

3. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. - М.: Машиностроение,  
45 1969. - 432 с.

### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Шестеренна гідромашина, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені  
50 шестерні зовнішнього зачеплення з корегованими зубцями евольвентного профілю, зачепленими сполученими між собою з утворенням бічного зазору, яка **відрізняється** тим, що точка зачеплення наступної пари зубців шестерень знаходиться на лінії зачеплення і відстоїть від полюсу зачеплення на відстані  $a$ , яка визначається з умови:

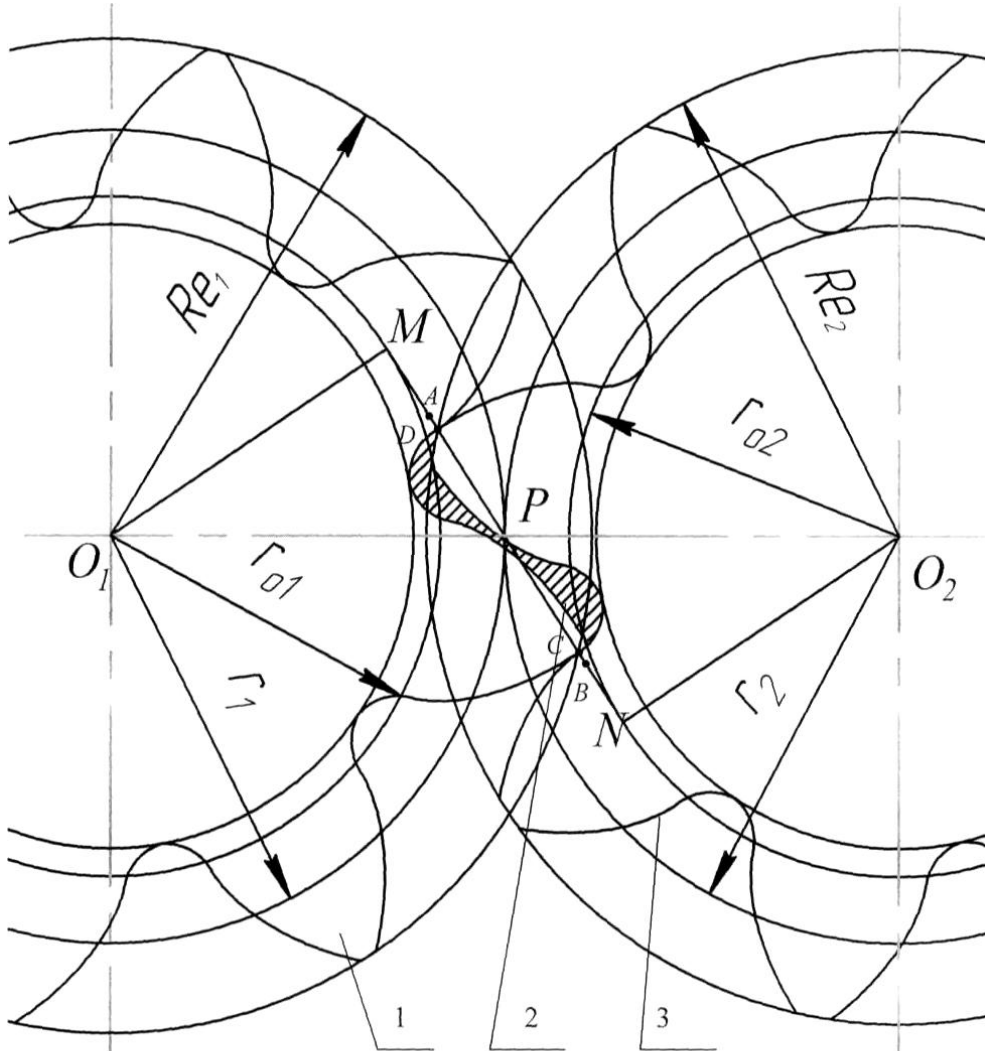
$$a \leq 0,5 \cdot t_0,$$

55 а кут евольвентного профілю веденої шестірні, що відповідає точці початку зачеплення наступної пари зубців, визначають з умови

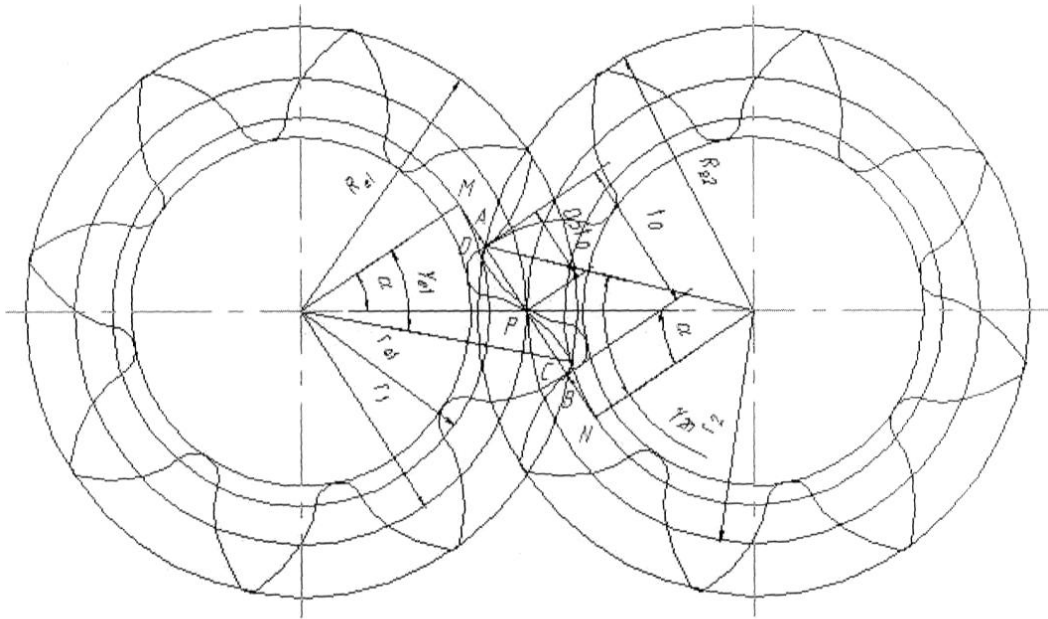
$$\gamma_{2n} = \arctg \left( 2 \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \gamma_{e1} + \frac{\pi \cdot (1 + \varepsilon_0)}{z} \right),$$

де  $t_0$  - крок зубчастого зачеплення;

- $\alpha$  - кут зачеплення зубчастого зачеплення;  
 $\gamma_{e1}$  - кут верхівки евольвентного профілю ведучої шестірні;  
 $\gamma_{2n}$  - кут евольвентного профілю веденої шестірні, що відповідає точці початку зачеплення наступної пари зубців;  
 5  $z$  - кількість зубців ведучої і веденої шестерень;  
 $\varepsilon_0$  - коефіцієнт перекриття вихідного зубчастого зачеплення.



Фиг. 1



Фіг. 2

---

Комп'ютерна верстка А. Крулевський

---

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

---

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601