



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA**

(11) **112687**

(13) **U**

(51) МПК

F04C 2/08 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2016 06869**

(22) Дата подання заявки: **23.06.2016**

(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну
модель: **26.12.2016**

(46) Публікація відомостей
про видачу патенту: **26.12.2016, Бюл.№ 24**

(72) Винахідник(и):

**Кулешков Юрій Володимирович (UA),
Магонець Євгеній Вадимович (UA),
Кулешкова Ксенія Юріївна (UA),
Руденко Тимофій Вікторович (UA),
Красота Михайло Віталійович (UA)**

(73) Власник(и):

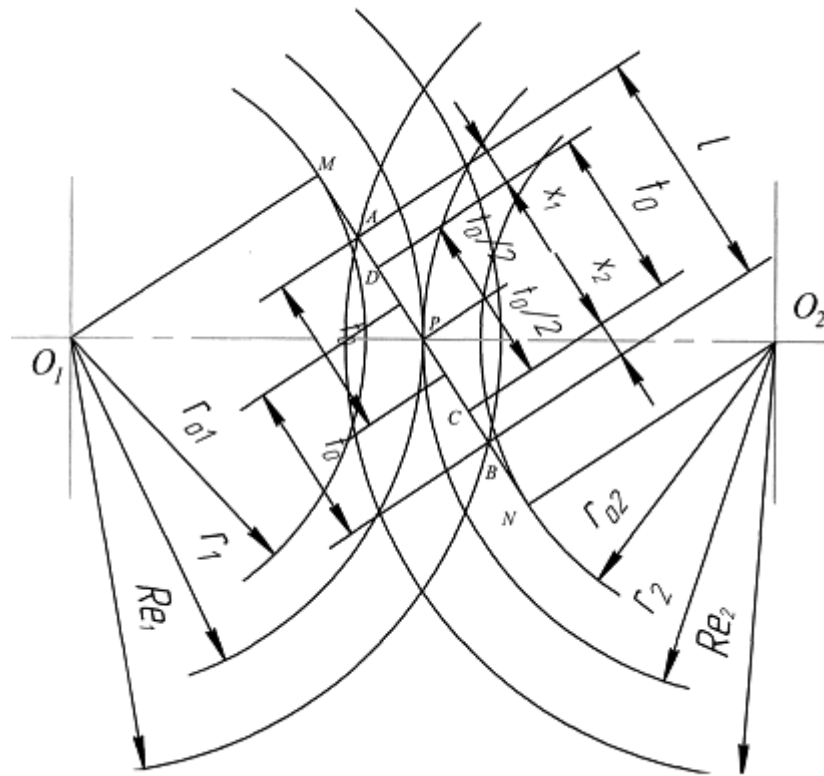
**КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
пр. Університетський, 8, м. Кіровоград,
25006 (UA)**

(54) ШЕСТЕРЕННА ГІДРОМАШИНА

(57) Реферат:

Шестеренна гідромашина містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з корегованими зубами евольвентного профілю, зачепленими між собою з утворенням бічного зазору. Точка зачеплення зубів шестерень знаходиться на відстані, яка не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення, а ведена шестірня має зовнішній діаметр.

UA 112687 U



Фиг. 1

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]. Задачею є розвантаження шестеренної гідромашини від надлишкового тиску, що виникає при компресії робочої рідини в процесі зменшення об'єму відсіченої порожнини за рахунок удосконалення конструкції розвантажувальних канавок.

Недоліком гідромашини [1] є наявність явища компресії робочої рідини у відсіченій порожнині, що призводить до різкого збільшення тиску, який у 2...2,5 разу 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 близьким аналогом до запропонованої корисної моделі 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 коефіцієнті 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 щодо 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 діаметрі, 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 тим, що в шестеренній гідромашині, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з корегованими зубами евольвентного профілю, зачепленими між собою з утворенням бічного зазору, згідно з корисною моделлю, точка зачеплення зубів шестерень знаходиться на відстані, яка не

перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення, а ведена шестірня має зовнішній діаметр, який визначають з умови:

$$D_{e2} = \sqrt{D_{e1}^2 + 4 \cdot A^2 \sin^2 \alpha + 4 \cdot \varepsilon^2 \cdot t_0^2 - (4A \sin \alpha + 4\varepsilon t_0) \cdot \sqrt{D_{e1}^2 - d_0^2} + 8 \cdot A \cdot \varepsilon \cdot t_0 \cdot \sin \alpha},$$

5

де D_{e1} - зовнішній діаметр ведучої шестірні;

d_0 - діаметр основного кола;

α - кут зачеплення зубчастого зачеплення;

A - міжосьова відстань;

10

t_0 - крок зубчастого зачеплення по основній окружності;

ε - коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення,

при цьому, коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення ε визначають з умови

$$\varepsilon = 0,5(1 + \varepsilon_0),$$

15

де ε_0 - коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення вихідного зубчастого зачеплення.

На Фіг. 1 наведена схема зубчастого зачеплення.

На Фіг. 2 показано зубчасте зачеплення в момент утворення відсіченої порожнини, що відповідає зубчастому зачепленню, яке було до запропонованої корисної моделі.

20

На Фіг. 3 показано зубчасте зачеплення запропонованої шестеренної гідромашини в момент утворення відсіченої порожнини.

На Фіг. 1-3 позначено: O_1O_2 - міжцентрова відстань, P - полюс зачеплення; MN - лінія зачеплення, AB - активна частина лінії зачеплення, l - довжина активної 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_{c1} , R_{c2} - радіус кола вершин зубів відповідно ведучої і веденої шестерень; R_{i1} , R_{i2} - радіус кола западин зубів відповідно ведучої і веденої шестерень.

25

На Фіг. 1-3 видно, що в зачепленні постійно знаходиться як мінімум одна пара зубів. Це забезпечується величиною коефіцієнта перекриття, який, виходячи з умови працездатності зубчатої передачі, повинен бути $\varepsilon \geq 1$.

30

Шестеренна гідромашина, що пропонується, містить (Фіг. 3) ведучу шестірню 1, ведену шестірню 2, точка зачеплення зубів шестерень знаходиться на відстані, яка не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення.

Розглянемо процес зачеплення зубчатої передачі.

35

Зачеплення першої пари зубів починається в точці A . При подальшому обертанні зубчастого колеса точка зачеплення переміщується вздовж активної лінії зачеплення AB . Коли точка зачеплення першої пари зубів переміститься на величину, рівну кроку зачеплення t_0 (точка E), в зачеплення вступить друга пара зубів, в точці A . При цьому, між першою та другою парою зубів утвориться відсічена порожнина, яка обмежена з боків тілом зубів, а з торців втулками, які ущільнюють робочу камеру шестеренної гідромащини з торців (Фіг. 1).

40

Для звичайного зубчастого зачеплення характерною рисою є те, що при подальшому обертанні шестерень відбувається переміщення точки зачеплення першої пари зубів в точку C , а другої в точку D , при цьому відбувається процес зменшення об'єму відсіченої порожнини, наслідком чого є компресія робочої рідини у відсіченій порожнині (Фіг. 1 і Фіг. 2).

45

Зменшення об'єму відсіченої порожнини відбувається до моменту, коли точка зачеплення наступної (другої) пари зубів досягне точки D на лінії зачеплення, яка відстоїть від полюсу зачеплення на відстані, що дорівнює половині кроку зачеплення - $5 \cdot t_0$.

З описаного процесу роботи зубчастого зачеплення шестеренної гідромащини 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 ділянці між точками A та D (Фіг. 1). Отже, доцільно використовувати таке зачеплення, при якому початок зубчастого зачеплення відбувається в момент, коли об'єм відсіченої порожнини досягає свого мінімального значення. Таке зачеплення має місце, коли зачеплення іншої пари зубів шестерень відбувається на відстані, що не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу, що співпадає з його мінімальним значенням.

55

Зважаючи на вище викладене, пропонується шестеренна гідромашина, в якій зачеплення наступної пари зубів шестерень відбувається на відстані, яка не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу.

5 Таке зачеплення може бути реалізоване завдяки тому, що зовнішній діаметр веденої шестірні визначають з умови (1).

На Фіг. 1 представлені можливі схеми зубчастого зачеплення шестеренної гідромашини, як в момент утворення відсіченої порожнини максимального об'єму - точка А, так і в момент утворення відсіченої порожнини мінімального об'єму - точка В, яка відстоїть від полюсу зачеплення на відстані, що не перевершує половини кроку зачеплення.

10 Для порівняння на Фіг. 2 наведено зубчасте зачеплення в момент утворення відсіченої порожнини з максимальним об'ємом, що відповідає зубчастому зачепленню найближчого аналога [1].

На Фіг. 3 наведено зубчасте зачеплення в момент утворення відсіченої порожнини з мінімальним об'ємом відсіченої порожнини, що пропонується у відповідності до запропонованої корисної моделі.

15 На Фіг. 1-3 видно, що момент утворення відсіченої порожнини в шестеренній гідромашині, що пропонується, співпадає з моментом мінімального її значення (Фіг. 3) на відміну від шестеренної гідромашини найближчого аналога, в якій момент утворення відсіченої порожнини співпадає з її максимальним значенням.

20 Це можливо завдяки тому, що точка зачеплення наступної пари зубів шестерень 1 і 2 відбувається дещо пізніше, а саме на відстані, що не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення.

Реалізовувати таке зачеплення можливо шляхом використання в конструкції шестеренної гідромашини веденої шестірні 2 (Фіг. 3), зовнішній діаметр якої визначають з умови (1).

25 У шестеренній гідромашині, що пропонується (Фіг. 3), у зачеплення вступає друга пара зубів ведучої шестірні 1 та веденої шестірні 2, у результаті чого утворюється відсічена порожнина. Особливістю цього моменту зачеплення є те, що утворення відсіченої порожнини відбувається в момент, коли її об'єм досягає свого мінімального значення, при цьому зачеплення відбувається на відстані, що не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу, а зовнішній діаметр веденої шестірні визначають з умови (1). Така конструкція виключить явище компресії рідини, а отже, і явище різкого підвищення тиску і всіх інших недоліків пов'язаних із цим явищем (див. вище).

Завдяки такому рішенню, можливо спростити розрахунок зубчастого зачеплення шестерень, шляхом виконання розрахунку у відповідності до стандартних методів та спростити технологію виготовлення, за рахунок використання стандартного інструменту.

35 Крім того, 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.

40 Запропонована конструкція шестеренної гідромашини дозволяє також підвищити її надійність і довговічність. Це пояснюється тим, що на відміну від прототипу, 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 дивлячись на зноси шестерень по зовнішньому діаметру аж до 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.

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

Джерела інформації:

55 1. А. с. СРСР № 1211457 Шестеренная гидромашина F04 C 2/08 / Р.К. Жулинский, Г.В. Рябошапка и А.Г. Гаркуша; Кировоградський завод гидравлических силових машин им. XXV съезда КПСС "Гидросила", БИ № 6, 1986 г.

2. А. с. СРСР № 1413274 Шестеренная гидромашина F04 C 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", 1969. - 432 с.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

5

Шестеренна гідромашина, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з корегованими зубами евольвентного профілю, зачепленими між собою з утворенням бічного зазору, яка **відрізняється** тим, що точка зачеплення зубів шестерень знаходиться на відстані, яка не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення, а ведена шестірня має зовнішній діаметр, який визначають з умови:

10

$$D_{e2} = \sqrt{D_{e1}^2 + 4 \cdot A^2 \sin^2 \alpha + 4 \cdot \varepsilon^2 \cdot t_0^2 - (4A \sin \alpha + 4\varepsilon t_0) \cdot \sqrt{D_{e1}^2 - d_0^2} + 8 \cdot A \cdot \varepsilon \cdot t_0 \cdot \sin \alpha},$$

де D_{e1} - зовнішній діаметр ведучої шестірні;

d_0 - діаметр основного кола;

α - кут зачеплення зубчастого зачеплення;

15

A - міжосьова відстань;

t_0 - крок зубчастого зачеплення по основній окружності;

ε - коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення,

при цьому, коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення ε визначають з умови

$$\varepsilon = 0,5(1 + \varepsilon_0),$$

20

де ε_0 - коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення вихідного зубчастого зачеплення.

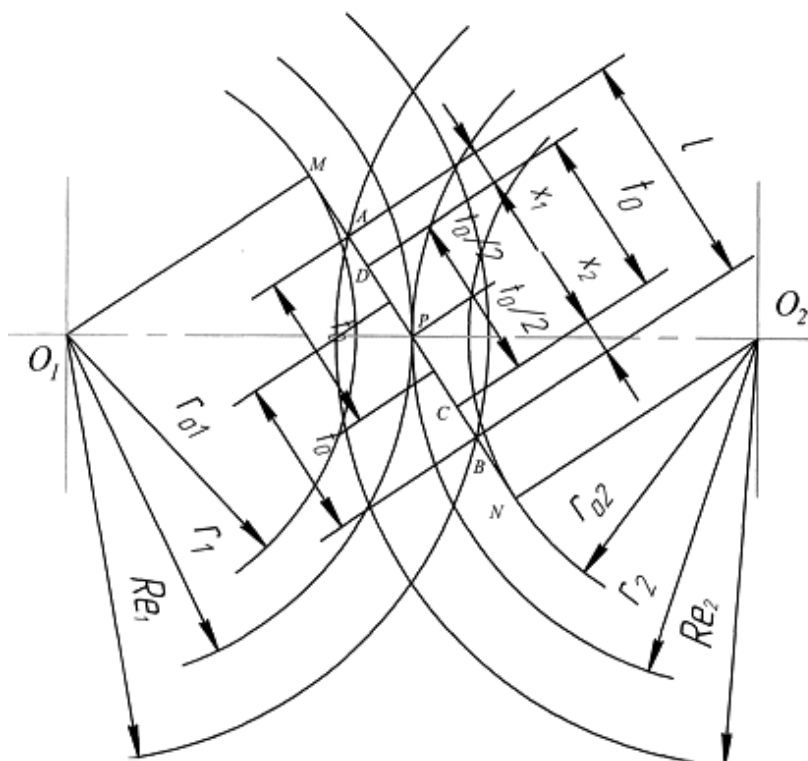


Fig. 1

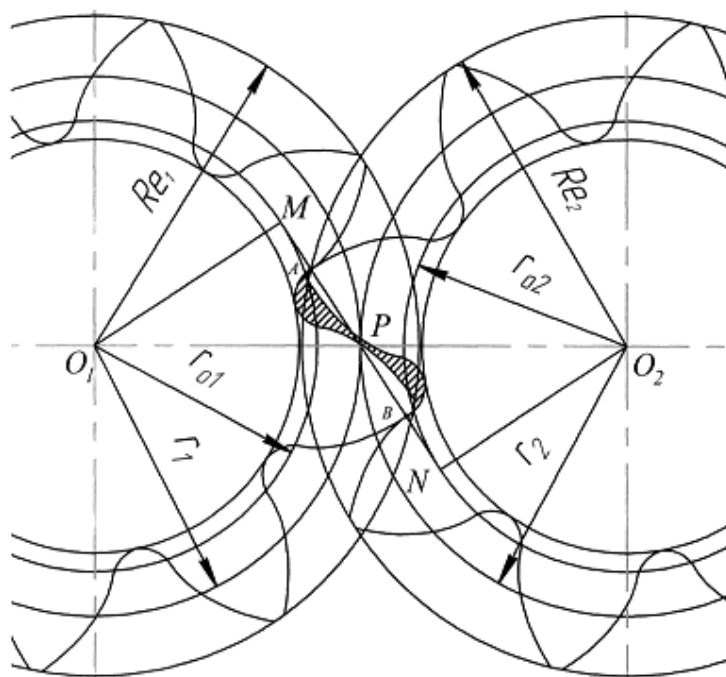


Fig. 2

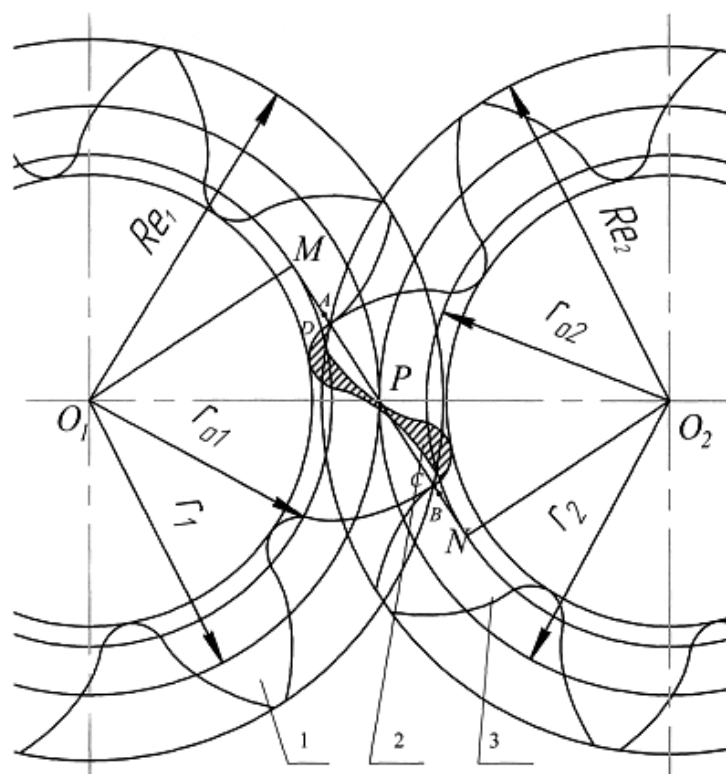


Fig. 3

Комп'ютерна верстка Т. Вахричева

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

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