



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 59521

(13) A

(51) 7 F04C2/08

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІОПИС  
ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ  
НА ВІНАХІДВидається під  
відповідальність  
власника  
патенту

## (54) ШЕСТЕРЕННА ГІДРОМАШИНА ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

1

2

(21) 2002043357

(22) 23 04 2002

(24) 15 09 2003

(46) 15 09 2003, Бюл. № 9, 2003 р.

(72) Кулешков Юрій Володимирович, Черновол Михайло Іванович, Матвієнко Олександр Олександрович, Бевз Олег Вікторович, Москаленко Геннадій Вікторович

(73) КІРОВОГРАДСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ  
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

(57) 1 Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з зубцями евольвентного профілю, які сполучені між собою, яка відрізняється тим, що сполучення другої пари зубців шестерень відбувається на відстані, яка не перевищує половини кроку зачеплення від полюса зачеплення, що співпадає з його мінімальним значенням

2 Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення за п. 1, яка відрізняється тим, що кількість зубців ведучої шестерні менше ніж веденої

3 Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення за п. 1, яка відрізняється тим, що використовують зачеплення рівнозміщених шестерень з однаковою кількістю зубців, при цьому ведучу шестерню виконано з негативним зміщенням ( $-\xi_{вч} m$ ),а ведену шестерню з позитивним зміщенням ( $+\xi_{вед} m$ ), причому ці зміщення рівні між собою за абсолютною величиною, тобто

$$|-\xi_{вч} m| = |+\xi_{вед} m|,$$

де  $\xi_{вч}$  і  $\xi_{вед}$  - коефіцієнт зміщення відповідно веденої і ведучої шестерень,

m - модуль зачеплення

4 Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення за пп. 1, 2 і 3, яка відрізняється тим, що використовують зубчасте зачеплення шестерень без бічного зазору

Винахід відноситься до машинобудування, зокрема до шестеренних гідромашин зовнішнього зачеплення і може бути використаний при виробництві шестеренних гідромашин зовнішнього зачеплення (ШГМЗЗ).

Відома ШГМЗЗ, що містить корпус і розміщені в циліндричних розточках корпусу з утворенням порожнин високого і низького тиску ведучу і ведену шестерні, цапфи яких встановлені в підшипниках ковзання, попарно сполучених між собою по поверхні дугоподібної виїмки, виконаної на зовнішній радіальній поверхні одного з них, і розвантажувальні канали, причому підшипники ковзання з дугоподібними виїмками сполучені 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 зубців 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].

З опису [1] бачимо, що винахід спрямований на підвищення ефективності розвантаження насоса від надлишкового тиску, що виникає при компресії робочої рідини в процесі зменшення розміру затиснутого об'єму за рахунок удосконалення конструкцій розвантажувальних каналів.

Описаною конструкцією ШГМЗЗ [1] не вирішується проблема усунення шкідливого явища компресії робочої рідини в затиснутому об'ємі. Це призводить до різкого збільшення тиску, який у 2-2,5 рази перевищує номінальний тиск, що розвиває ШГМЗЗ у режимі насоса, що і тягне за собою цілу низку негативних явищ. Оскільки описана конструкція [1] спрямована на усунення не самого явища утворення затиснутого об'єму, а тільки на усунення найбільш негативних наслідків, що виникають

(13) A

(11) 59521

(19) UA

при цьому, то йому властивий ряд наступних недоліків зниження об'ємної подачі, коефіцієнта об'ємної подачі, надмірний рівень шуму при роботі насоса, а також зниження довговічності і надійності ШГМЗЗ

Найбільш близьким до винаходу, що пропонується являється шестеренна підмашина зовнішнього зачеплення, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з корегованими зубцями евольвентного профілю, сполученими між собою з утворенням бічного зазору, у якому усунення затиснутого об'єму в міжзубових западинах досягається шляхом того, що евольвентні профілі зубців шестерень зміщені в радіальному і тангенціальному напрямках відносно діпильного кола, бічний зазор виконаний шляхом додаткового тангенціального зміщення евольвентного профілю кожного зубця, а висота відповідно до рівності  $\varepsilon_{\alpha} = 1$ , де  $\varepsilon_{\alpha}$  - коефіцієнт перекриття [2]

До недоліків відомої ШГМЗЗ віднести, наступне

По-перше, зниження об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі. Це можна пояснити тим, що зміщення евольвентних профілів у радіальному і тангенціальному напрямках щодо діпильного кола зменшує об'єм зубців шестерень, що у свою чергу зменшує об'єм робочої рідини, яка може бути витиснута з міжзубових западин шестерень ШГМЗЗ у режимі насоса 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 об'ємної подачі, так і коефіцієнта об'ємної подачі ШГМЗЗ у режимі насоса

По-друге, зниження надійності і довговічності ШГМЗЗ можна пояснити тим, що висота зубців кожної шестерні виконана відповідно до рівності  $\varepsilon_{\alpha} = 1$  [2], і може призвести при незначних зносах вершин зубців 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]. Дійсно коефіцієнт перекриття зачеплення зубчастої передачі  $\varepsilon_{\alpha}$  визначається наступною, залежністю [4]

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_o^2} - A_d \sin \alpha}{t_o}, \quad (1)$$

де  $D_e$  - діаметр виступів головок зубців, мм,

$d_o$  - діаметр основного кола, мм,

$A_d$  - межцентрова відстань, мм,

$\alpha$  - кут зачеплення передачі, град,

$t_o$  - основний крок зачеплення, мм

Як впливає з приведеної залежності (1) із зменшенням зовнішнього діаметра шестерень -  $D_e$ , коефіцієнт перекриття зубчастої передачі зменшується, а оскільки він відповідно до авторського свідчення [2] дорівнює одиниці  $\varepsilon_{\alpha} = 1$ , то при незначних зносах, які фактично мають місце в процесі експлуатації ШГМЗЗ, зубчаста передача такої ШГМЗЗ виходить із ладу. Отже, така ШГМЗЗ працездатна лише номінально, оскільки її надійність мінімальна

По-третє, ускладнення конструкції, зокрема

зубчастої передачі ШГМЗЗ, яке можна пояснити тим, що створення евольвентного профілю шляхом тангенціального і радіального зміщення евольвенти відносно діпильного кола пов'язано з ускладненням, як розрахунку такої евольвенти, так і технології її формоутворення. Зокрема, для цього, швидше за все, буде потрібне розроблення нової системи розрахунку, а також проектування і створення спеціального інструмента для нарізання вицезгаданих шестерень

Задачу, яку вирішує даний винахід, полягає в спрощенні конструкції шестеренної підмашини зовнішнього зачеплення, підвищенні її коефіцієнта об'ємної подачі, підвищенні її надійності і довговічності, а також зниження шуму, пульсації тиску і пульсації подачі робочої рідини, які виникають під час роботи ШГМЗЗ

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в шестеренній підмашині зовнішнього зачеплення, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з зубцями евольвентного профілю, сполученими між собою, при цьому сполучення другої пари зубців шестерень відбувається на відстані, яка не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення, що співпадає з його мінімальним значенням

Поставлена задача може бути, зокрема, реалізованою шляхом використання в конструкції шестеренної підмашини зовнішнього зачеплення ведучої шестерні, кількість зубців, якої менше ніж веденої

Поставлена задача може бути також вирішена шляхом використання в конструкції шестеренної підмашини зовнішнього зачеплення - зачеплення рівнозміщених шестерень з однаковою кількістю зубців, при цьому ведучу шестерню виконано з негативним зміщенням ( $-\xi_{вч}m$ ), а ведену шестерню з позитивним зміщенням ( $+\xi_{вед}m$ ), причому ці зміщення рівні між собою по абсолютній величині, тобто

$$|-\xi_{вч}m| = |+\xi_{вед}m|$$

де  $\xi_{вч}$  і  $\xi_{вед}$  - коефіцієнт зміщення відповідно веденої і ведучої шестерень,

$m$  - модуль зачеплення

Подальшим розвитком поставленої задачі являється шестеренна підмашина зовнішнього зачеплення, в якій використовують зубчасте зачеплення шестерень без бічного зазору

На фіг 1 наведена схема зубчастого зачеплення в загальному випадку. На фіг 2 наведений позовдній розріз ШГМЗЗ

На фіг 3 наведений поперечний розріз шестеренної підмашини зовнішнього зачеплення, в якій кількість зубців ведучої шестерні менше ніж веденої

На фіг 4 наведена фаза утворення затиснутого об'єму в момент його мінімального значення (величини)

На фіг 5 наведена фаза подальшої зміни затиснутого об'єму від кута повороту шестерень ШГМЗЗ

На фіг 6 наведена фаза розкриття затиснутого об'єму

На фіг 7 наведені графічні залежності зміни

величини затиснутого об'єму від кута повороту ведучої шестерні

На фігурах 1, 4, 5 та 6 використовуються наступні умовні позначення

$P$  - полюс зачеплення,

$r_{01}, r_{02}$  - відповідно радіус основного кола ведучої і веденої шестерень,

$r_1, r_2$  - відповідно радіус початкового кола ведучої і веденої шестерень,

$R_{e1}, R_{e2}$  - відповідно радіус кола вершин зубців ведучої і веденої шестерень,

$R_{r1}, R_{r2}$  - відповідно радіус кола западин зубців ведучої і веденої шестерень,

$MN$  - основна лінія зачеплення

Розглянемо схему процесу зачеплення зубчатої передачі шестеренного насосу (фіг 1) На фіг 1  $O_1O_2$  міжцентрова відстань,  $N_1N_2$  - лінії зачеплення,  $l$  - довжина лінії зачеплення,  $t_0$  - крок зачеплення

В зачепленні постійно знаходиться як мінімум одна пара зубців Це забезпечується величиною коефіцієнту перекриття, який, виходячи з умови працездатності зубчатої передачі повинен бути не меншим за 1

Розглянемо процес зачеплення зубчатої передачі Початок зачеплення першої пари зубців припадає на точку  $A$  При подальшому обертанні зубчатого колеса точка зачеплення почне переміщуватись вздовж лінії зачеплення  $AB$  Коли точка зачеплення першої пари зубців переміститься на величину, рівну кроку зачеплення  $t_0$  (точка  $E$ ), в зачеплення вступить друга пара зубців, в точці  $A$  При цьому між першою та другою парою зубців утвориться замкнутий об'єм, який обмежений лініями зачеплення першої та другої пари зубців, тілом зубців та втулками насосу, які ущільнюють робочу камеру з торців (фіг 1)

При подальшому обертанні шестерень в загальному випадку, відбудеться переміщення точки зачеплення першої пари зубців в точку  $C$ , а другої в точку  $D$ , при цьому відбувається процес зменшення затиснутого об'єму, і в крайніх точках він набуде найменшого свого значення При цьому геометрична форма затиснутого об'єму в цьому положенні є симетричною відносно лінії центрів шестерень Точка зачеплення першої пари зубців (точка  $C$ ) відстоїть від точки виходу зубців з зачеплення на відстані  $x_2$ , а точка зачеплення другої пари зубців (точка  $D$ ) знаходиться на відстані  $x_1$  від точки початку зачеплення При цьому точка зачеплення і першої і другої пари зубців знаходяться на відстані  $t_0$  від полюсу зачеплення (фіг 1)

При подальшому обертанні шестерень точка зачеплення першої пари зубців переміститься в точку  $B$ , а другої - в точку  $F$  При цьому буде відбуватись збільшення затиснутого об'єму При подальшому обертанні шестерень перша пара зубців вийде з зачеплення (фіг 1)

Як видно з описаного процесу роботи зубчатої зачеплення шестеренного насосу негативним є ділянка на якій відбувається зменшення затиснутого об'єму, тобто ділянка між точками  $A$  та  $D$  (відстань  $x_1$ ), тому за доцільне слід виконати зубчате зачеплення виходячи з умови, що  $x_1 = 0$  Тобто таке зачеплення, при якому сполучення другої пари зубців шестерень відбувається на відстані,

що не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення, що співпадає з його мінімальним значенням

Шестеренна підмашина зовнішнього зачеплення (див фіг 2 і фіг 3) містить корпус 1, у циліндричних розточках 2 якого розміщені втулки 3, що виконують роль підшипників ковзання, у яких обертаються ведуча 4 і ведена 5 шестерні зовнішнього зачеплення з корегованими зубцями евольвентного профілю Корпус закривають кришкою 6 Шестерні 4 і 5 сполучаються між собою, як утворюють разом із корпусом 1 камеру всмокування 7 і камеру нагнітання 8 При цьому синтез зубчастого зачеплення шестерень виконують таким чином, що момент утворення затиснутого об'єму співпадає з його мінімальним значенням (фіг 3, фіг 4, фіг 5 і фіг 6)

Одним із конкретних втілень задуманого являється ШГМЗЗ, в якій кількість зубців ведучої шестерні менше ніж веденої

На фіг 4 представлено момент утворення затиснутого об'єму Порівнюючи фіг 4 з фіг 5 і фіг 6 бачимо, що момент утворення затиснутого об'єму співпадає з моментом, коли його площа мінімальна  $S_{\min} = 26,456 \text{ мм}^2$

На фіг 5 представлений проміжний етап існування затиснутого об'єму З порівняння площі затиснутого об'єму на фіг 5 з його площею на фіг 4 бачимо, що площа затиснутого об'єму зростає  $S = 26,521 \text{ мм}^2$

На фіг 6 зображений момент, коли затиснутий об'єм добігає краю свого існування В цей момент площа затиснутого об'єму максимальна  $S_{\max} = 26,767 \text{ мм}^2$

З наведеного бачимо, що площа затиснутого об'єму постійно збільшується починаючи з моменту його утворення до моменту зникнення, а отже компресія робочої рідини за таких умов неможлива

Наведені результати були отримані шляхом створення та дослідження математичної моделі затиснутого об'єму, а також його моделювання в програмному середовищі AutoCAD

Динаміка зміни затиснутого об'єму представлена на графічних залежностях 1 для ШГМЗЗ, що пропонується і для порівняння - крива 2, для ШГМЗЗ за прототипом на фіг 7

З наведеного бачимо, що дійсно, момент утворення затиснутого об'єму в ШГМЗЗ, що пропонується співпадає з моментом його мінімального значення (фіг 4 та крива 1 фіг 7) на відміну від ШГМЗЗ за прототипом, в якій момент утворення затиснутого об'єму співпадає з його максимальним значенням і при подальшому повертанні шестерень затиснутий об'єм зменшується до свого мінімального значення (див фіг 7 графік 2), що й призводить до компресії робочої рідини, яка викликає цілу низку негативних явищ в роботі ШГМЗЗ, а саме підвищення динамічної ударної складової навантаження деталей, підвищення пульсації тиску і об'ємної подачі ШГМЗЗ

ШГМЗЗ, в якій сполучення другої пари зубців шестерень відбувається на відстані, що не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення, що співпадає з його мінімальним значенням, може бути реалізована шляхом того, що

кількість зубців ведучої шестерні менше ніж веденої

Іншим втіленням такої ШГМЗЗ може бути ШГМЗЗ у якій, використовують зачеплення рівнозміщених шестерень з однаковою кількістю зубців, при цьому ведучу шестерню виконано з негативним зміщенням ( $-\xi_{вч}m$ ), а ведену шестерню з позитивним зміщенням ( $+\xi_{вед}m$ ) причому ці зміщення рівні між собою по абсолютній величині, тобто

$$|-\xi_{вч}m| = |+\xi_{вед}m|$$

де  $\xi_{вч}$  і  $\xi_{вед}$  - коефіцієнт зміщення відповідно веденої і ведучої шестерень,  
 $m$  - модуль зачеплення

Подальший розвиток наведених рішень полягає в тому, що в ШГМЗЗ використовують зубчасте зачеплення шестерень без бічного зазору, що дає змогу зменшити об'єм затиснутого об'єму взагалі і тим самим підвищити коефіцієнт об'ємної подачі шестеренного насоса

ШГМЗЗ в режимі насоса працює наступним способом

При обертанні ведучої шестерні 5 і кінематично зв'язаної з нею веденої шестерні 6 у підшипниках 3, створюється розрідження в камері всмоктування 7 (див фіг 2 і фіг 3) Робоча рідина, що надійшла в камеру всмоктування 7, захоплюється зубцями шестерень 4 і 5 і у міжзубових западинах переноситься уздовж стінок колодязів 2 із камери всмоктування 7 у камеру нагнітання 8, звідки робоча рідина подається під тиском у магістраль високого тиску (див фіг 2, фіг 3) При цьому високий тиск у камері нагнітання створюється завдяки періодичному зменшенню об'єму камери нагнітання 8 до мінімального значення Одним із найважливіших моментів роботи насоса являється момент витиснення робочої рідини з міжзубової западини 10 зубцем, що набігає 15 (фіг 3)

Особливістю роботи ШГМЗЗ являється те, що робоча рідина цілком витиснута з міжзубової западини 10 зубом спряженої шестерні 15 (фіг 3) бути не може і частина робочої рідини в затиснутому об'ємі зворотно переноситься з камери нагнітання 8 у камеру всмоктування 7, що знижує, як її об'ємну подачу, так і її коефіцієнт об'ємної подачі (див фіг 3, 4, 5 та 6)

Крім цього, в ШГМЗЗ за умови звичайного синтету зубчастого зачеплення шестерень [1], створюються умови, при яких відбувається утворення і наступне зменшення затиснутого об'єму, що викликає компресію робочої рідини, тобто різке підвищення тиску рідини, що у свою чергу призводить до ряду негативних явищ у роботі насоса, які наведені вище

У прототипі ця проблема вирішується за рахунок зменшення діаметра виступів зубців і зменшення їхньої товщини шляхом зміщення звичайного профілю зубців у радіальному і тангенціальному напрямках щодо ділильного кола, що при коефіцієнті перекриття  $\varepsilon_\alpha = 1$  і збільшенні бічного зазору призводить до виключення компресії робочої рідини в западинах шестерень [2] Однак вирішується ця задача шляхом різкого погіршення і доведення до граничного стану іншої характеристики зубчастого зачеплення ШГМЗЗ - коефіцієнта перекриття  $\varepsilon_\alpha$  Адже відомо, що при  $\varepsilon_\alpha < 1$  зубчасте зачеплен-

ня непрацездатне [3] Іншими словами в наявності технічне протиріччя з одного боку необхідно усунути явище компресії робочої рідини в міжзубових западинах, а з другого боку це неприпустимо вирішувати методами зменшення коефіцієнта перекриття до величини  $\varepsilon_\alpha = 1$

Сформульоване технічне протиріччя успішно вирішується, запропонованою ШГМЗЗ, в якій сполучення другої пари зубців шестерень відбувається на відстані, що не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення співпадає з його мінімальним значенням Тобто, створюються умови, при яких не відбувається зменшення затиснутого об'єму в міжзубових западинах, що призводить до принципового виключення компресії робочої рідини (див фіг 4, 5, 6 і криву 1 на фіг 7) при зберіганні коефіцієнта перекриття  $\varepsilon_\alpha > 1$

При подальшому обертанні шестерень навколо своєї осі (фіг 4, 5 і 6) у зачеплення вступає друга пара зубців 13 - 15, у результаті чого утворюється затиснутий об'єм Особливістю цього моменту зачеплення являється те, що момент утворення затиснутого об'єму сполученням другої пари зубців шестерень відбувається на відстані, що не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення, що співпадає з його мінімальним значенням (фіг 4 та крива 1 фіг 7) При цьому при подальшому обертанні шестерень навколо своєї осі, як видно з фіг 4, 5, 6 і 7 відбувається на відміну від звичайного зубчастого зачеплення не зменшення, а збільшення затиснутого об'єму А це виключає явище компресії рідини, а значить і явище різкого підвищення тиску і всіх інших недоліків зв'язаних із цим явищем (див вище) Це також підтверджується графіком залежності затиснутого об'єму від кута повороту шестерень на фіг 7, крива 1

Надалі перша пара зубців 9 - 11 виходить із зачеплення і відбувається розкриття затиснутого об'єму

Завдяки такому рішенню вдається спростити конструкцію ШГМЗЗ, зокрема за рахунок спрощення розрахунку зубчастого зачеплення шестерень, що виконують звичайними засобами і за рахунок спрощення їхнього виготовлення, що може бути здійснено стандартним інструментом

Крім того, запропонована конструкція ШГМЗЗ 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 саме мінімальному затиснутому об'єму

Запропонована конструкція ШГМЗЗ дозволяє також підвищити надійність і довговічність Це пояснюється тим, що на відміну від прототипу, де коефіцієнт зубчастого зачеплення  $\varepsilon_\alpha = 1$ , у запропонованій конструкції ШГМЗЗ передбачається використовувати зубчасте зачеплення з коефіцієнтом перекриття  $\varepsilon_\alpha > 1$  Це дозволяє підвищити надійність і довговічність такої ШГМЗЗ завдяки тому, що вона буде працездатна не дивлячись на знос шестерень по зовнішньому діаметру аж до зносів рівних 0,5мм, при яких коефіцієнт перекриття стає рівним одиниці  $\varepsilon_\alpha = 1$

Усунення умов, при яких виникає компресія робочої рідини дозволяє значно знизити шум, що

утворює ШГМЗЗ. Це пояснюється тим, що саме компресія робочої рідини викликає значні навантаження деталей, які носять ударний характер, а також коливання такого пружного середовища, як робоча рідина.

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

Крім цього, завдяки зменшенню діаметру вершин зубців ведучої шестерні  $R_{e1}$  вимушено зменшується, як діаметр колодязя корпусу під ведучу шестерню, так і діаметр підшипників ковзання - втулок 3 вищенаведеного бачимо, що такі конструктивні зміни, що відповідають винаходу, забезпечують зниження металоемності, як самої шестерні, так і корпусу, втулок і кришки ШГМЗЗ, що в підсумку призводить до суттєвого зменшення її металоемності.

Іншим варіантом конкретної реалізації ШГМЗЗ, в якій момент утворення затиснутого об'єму співпадає з моментом його мінімального значення є ШГМЗЗ, в якій використовують зачеплення рівнозміщених шестерень з однаковою кількістю зубців, при цьому ведучу шестерню виконано з негативним зміщенням ( $-\xi_{вч}m$ ), а ведену шестерню з позитивним зміщенням ( $+\xi_{вед}m$ ), причому ці зміщення рівні між собою по абсолютній величині, тобто

$$|-\xi_{вч}m| = |+\xi_{вед}m|$$

де  $\xi_{вч}$  і  $\xi_{вед}$  - коефіцієнт зміщення відповідно веденої і ведучої шестерень,

$m$  - модуль зачеплення

Процеси утворення і подальшої зміни затиснутого об'єму в цьому випадку аналогічні тим, що відбуваються в ШГМЗЗ, в якій синтез зубчастого зачеплення шестерень виконують таким чином, що момент утворення затиснутого об'єму співпадає з моментом його мінімального значення (величини) і докладно викладені вище (див. фіг. 1, 4, 5, 6 і 7).

Можливість подальшого підвищення надійності і довговічності ШГМЗЗ, в якій сполучення другої пари зубців шестерень відбувається на відстані, яка не перевищує половини кроку зачеплення від полюсу зачеплення, що співпадає з його мінімальним значенням полягає в тому, що використовують зачеплення рівнозміщених шестерень з однаковою кількістю зубців, при цьому ведучу шестерню виконано з негативним зміщенням ( $-\xi_{вч}m$ ), а ведену шестерню з позитивним зміщенням ( $+\xi_{вед}m$ ), причому ці зміщення рівні між собою по

абсолютній величині, тобто  $|-\xi_{вч}m| = |+\xi_{вед}m|$ . В порівнянні з прототипом підвищення надійності і довговічності ШГМЗЗ, пояснюється знову ж тими процесами, що описані вище. А саме, що момент утворення затиснутого об'єму співпадає з моментом його мінімального значення.

Відомо, що для зменшення шкідливого впливу затиснутого об'єму в зубчастих зачепленнях ШГМЗЗ, використовують зачеплення зі збільше-

ним бічним зазором, що запобігає шкідливому впливу похибок виготовлення та термічному розширенню шестерень під час експлуатації. Звичайно величину бічного зазору рекомендують визначати за відомою залежністю [4]

$$j_w = 0,08m, \quad (5)$$

де  $m$  - модуль зачеплення

Згідно прототипу бічний зазор виконують шляхом додаткового тангенціального зміщення евольвентного профілю кожного зубця [2]. Очевидно, що такий бічний зазор перевищуватиме, той що визначають за формулою (5), але оскільки у прототипі не сказано наскільки, то для визначеності приймемо його рівним

$$j_w = 0,1m, \quad (6)$$

Запропонований винахід, відповідно з яким ШГМЗЗ, у якій використовують зубчасте зачеплення шестерень без бічного зазору дозволяє відмовитися від такого великого зазору, обумовленого умовою (6) і перейти до синтезу зубчастого зачеплення без бічного зазору.

Працездатність насоса, при цьому зберігається завдяки використанню в шестеренних насосах підшипників ковзання. Доволі значні зазори, які притаманні підшипникам ковзання дають змогу компенсувати, як похибку виготовлення, так і термічне розширення зубців шестерень під час експлуатації за рахунок зміщення цапфи у підшипнику ковзання.

Виключення бічного зазору дозволяє зменшити об'єми міжзубових западин і одночасно збільшити об'єми зубців шестерень, що веде до підвищення частки робочої рідини, що витискається з міжзубових западин. Окрім цього, це сприяє зменшенню величини затиснутого об'єму і тим самим зменшити об'єм робочої рідини, що зворотно повертається з камери нагнітання в камеру всмоктування, чим і забезпечується підвищення об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі ШГМЗЗ.

Таким чином, нами подано причинно-наслідковий взаємозв'язок між відмінними ознаками винаходу та зазначеним позитивним ефектом, який при цьому досягається, що вказує на істотність зазначених відмінних ознак.

Крім цього, сукупність наведених відмінних ознак, за нашими даними, на дату подачі заявки невідома, що свідчить про новизну способу.

Список основних джерел врахованих при упорядкуванні заявки

1 А с № 1211457, Шестеренная гидромашина F 04 C 2/08 P К Жупинский, Г В Рябошапка и А Г Гаркуша Кировоградський завод гидравлических силовых машин им XXV съезда КПСС «Гидросила», БИ № 6 1986 г

2 А с № 1413274, Шестеренная гидромашина F 04 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

4 Юдин М Е Шестеренные насосы М Машиностроение — 1964 г — 233 с



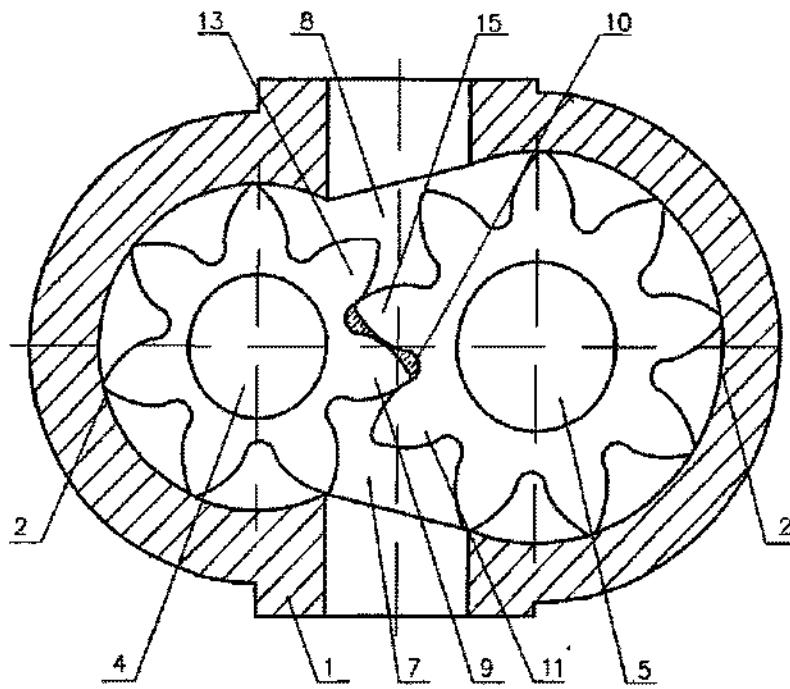


Fig. 3

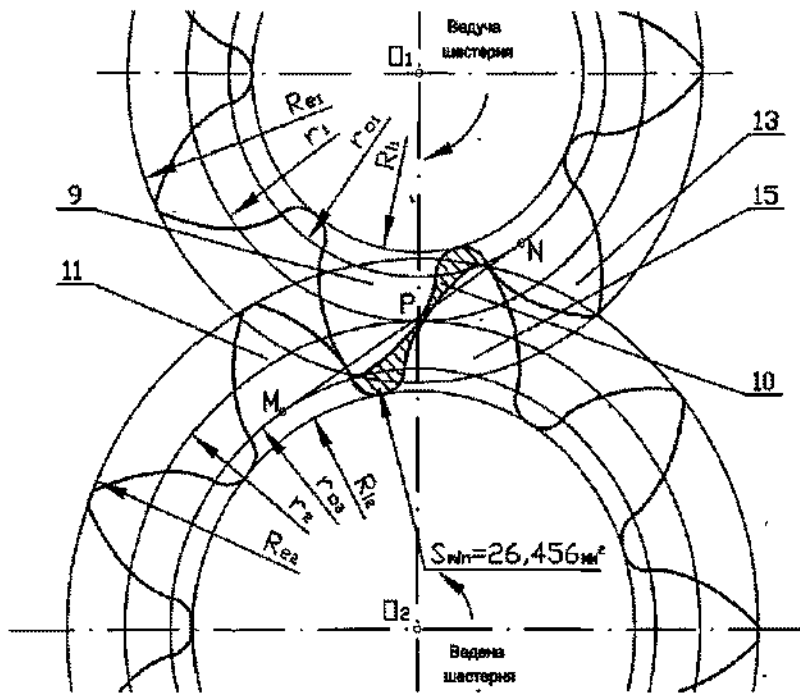
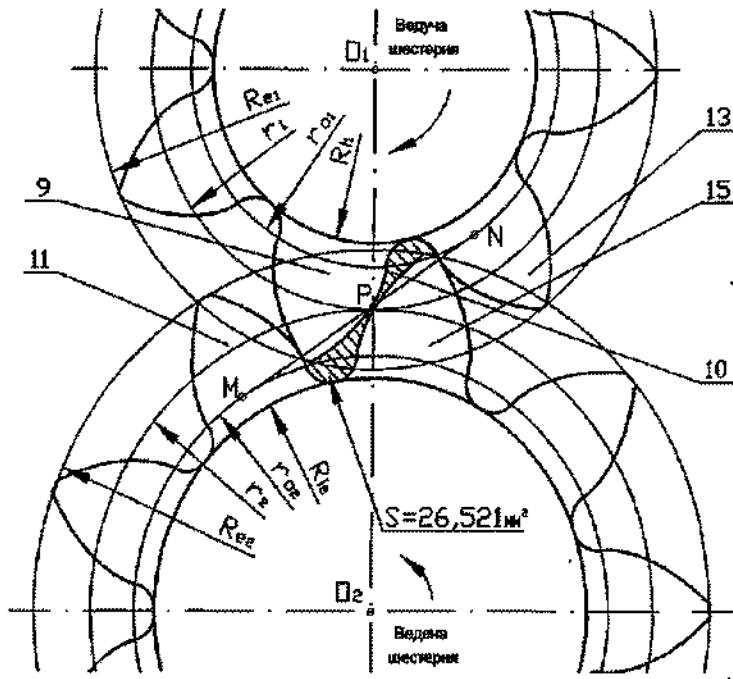
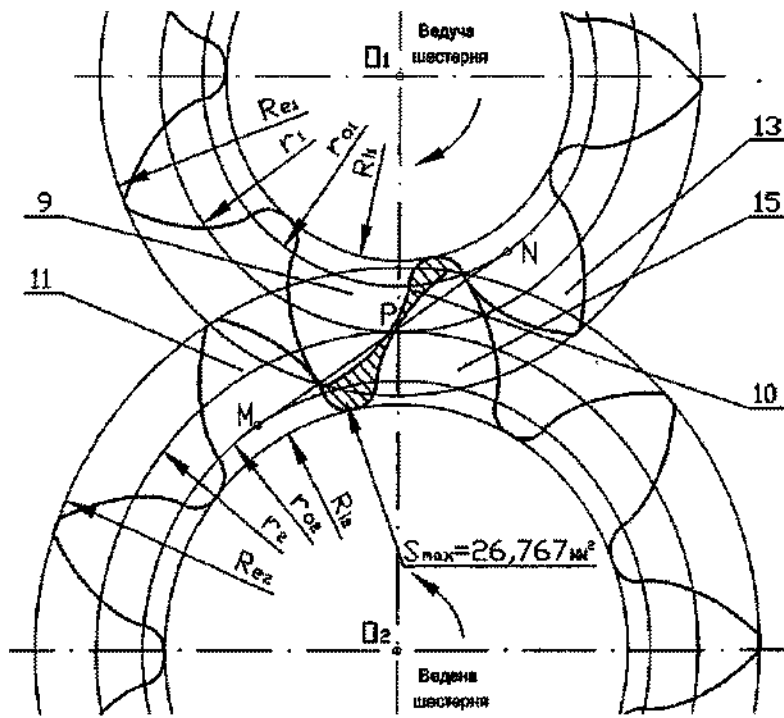


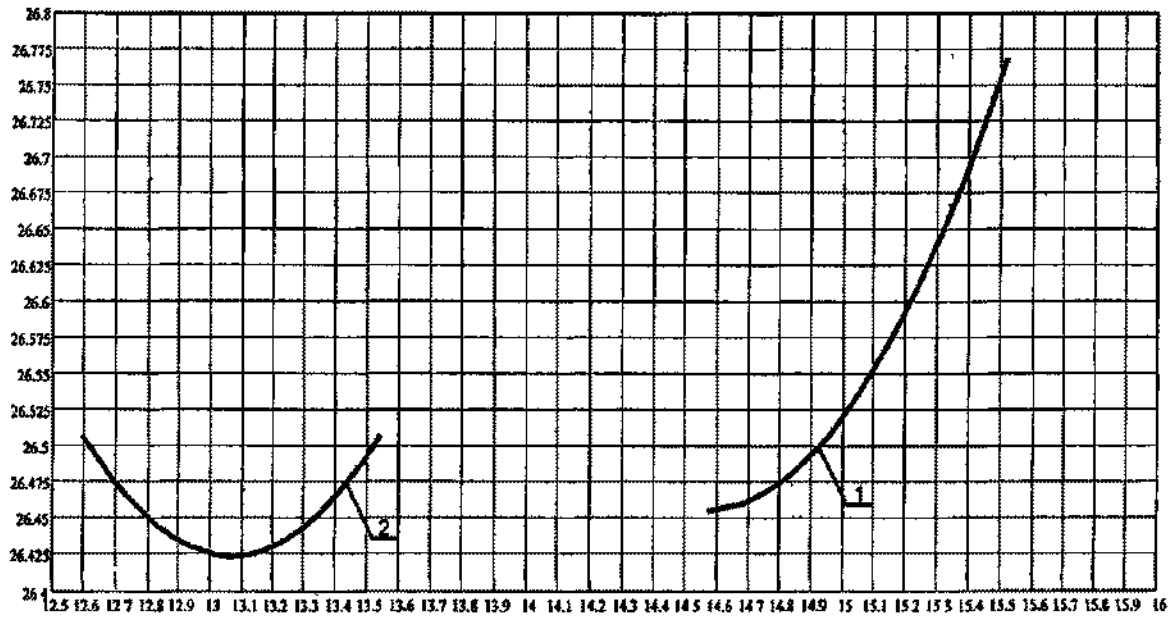
Fig. 4



Фиг. 5



Фиг. 6



Фиг. 7