УКРАЇНА

(19) UA (11) 42895 (13) C2

(51) 7 F04C2/08

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ

ОПИС
ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(54) ШЕСТЕРЕННА ГІДРОМАШИНА ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

(21) 2000116700
(22) 27.11.2000
(24) 15.11.2001
(46) 15.11.2001, Бюл. № 10, 2001 р.
(72) Кулєшков Юрій Володимирович, Черновол Михайло Іванович, Надєін Владислав Семенович, Бевз Олег Вікторович, Москаленко Генадій Вікторович
(73) КІРОВОГРАДСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, UA
(56) А.с. № 1413274. Шестеренная машина. F04C2/08. И.П. Иванов и С.Л. Иванов, БИ № 28, 1988 г. Ленинградский горный интитут им. Г.В. Плеханова

(57) 1. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з корегованими зубами евольвентного профілю, сполученими між собою з утворенням бічного зазору, що **відрізняється** тим, що синтез зубчастого зачеплення шестерень виконаний з асиметричною лінією зачеплення щодо полюса зачеплення.

2. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення по п. 1, що **відрізняється** тим, що ведена шестірня виконана з кількістю зубів, принаймні, на один менше, ніж ведуча, тобто

$$Z_{вед} \le Z_{вч} - 1,$$

де

$Z_{вед}$ - кількість зубів веденої шестірні;

$Z_{вч}$ - кількість зубів ведучої шестірні.

3. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення по п. 1, що **відрізняється** тим, що зачеплення шестерень виконано рівнозміщеним, при цьому ведена шестірня виконана з негативним зміщенням ($-x_{вед}m$), а ведуча шестірня з позитивним зміщенням ($x_{вч}m$), причому ці зміщення рівні між собою по абсолютній величині

$$|x_{вед}m| = |x_{вч}m|,$$

де

$x_{вед}$ і $x_{вч}$ - коефіцієнт зміщення відповідно веденої і ведучої шестерень;

m - модуль зачеплення.

4. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення по п. 1, 2 і 3, що **відрізняється** тим, що синтез зубчастого зачеплення шестерень виконано із бічним зазором j_w, який визначають з умови:

$$s \cdot \alpha \cdot \Delta t + \Delta w \le j_w \le j_0,$$

де

s - ширина шестірні на довільному конкретному діаметрі;

Δt - зміна температури, що відбулася в процесі роботи шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення;

α - коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шестерень ШГМЗЗ;

Δw - похибка виконання довжини загальної нормалі шестерень гідромашини зовнішнього зачеплення;

j_0 - бічний зазор шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення, який визначають з залежності j_0=0,1m;

m - модуль зачеплення.

Винахід відноситься до машинобудування, зокрема до шестеренних гідромашин зовнішнього зачеплення і може бути використаний в сільськогосподарському машинобудуванні.

Найбільш близьким до винаходу, що пропонується, є шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з коригованими зубами евольвентного профілю, сполученими між собою з утворенням бічного зазору, у якому усунення затиснутого об'єму в міжзубових западинах досягається шляхом того, що евольвентні профілі зубів шестерень зміщені в радіальному і тангенціальному напрямках відносно ділильного кола, бічний зазор виконаний шляхом додаткового тангенціального зміщення евольвентного профілю кожного зуба, а висота відповідно до рівності ε_α=1, де - ε_α коефіцієнт перекриття [1].

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 ділильної окружності зменшує об'єм зубів шестерень, що у свою чергу зменшує об'єм робочої рідини, яка може бути витиснута з міжзубових западин шестерень

(19) UA (11) 42895 (13) C2

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 зубів кожної шестерні виконана відповідно до рівності ε_α=1 [1], і може привести при самих 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. Дійсно коефіцієнт перекриття зачеплення зубчастої передачі ε_α визначається наступною залежністю [3]:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_a^2 - d_b^2} - a_w \sin\alpha_w}{P_b}, \qquad (1)$$

де

d_a - діаметр виступів голівок зубів, мм;

d_b - діаметр основної окружності, мм;

a_w - міжцентрова відстань, мм;

α_w - кут зачеплення передачі, град;

p_b - основний крок зачеплення, мм.

Як випливає з приведеної залежності (1) із зменшенням зовнішнього діаметра шестерень – d_a, коефіцієнт перекриття зубчастої передачі зменшується, а оскільки він відповідно до авторського свідоцтва [2] дорівнює одиниці ε_α=1, то при самих незначних зносах, які фактично мають місце в процесі експлуатації ШГМЗЗ, зубчаста передача такої ШГМЗЗ виходить із ладу.

По-третє, зниження надійності і довговічності ШГМЗЗ у режимі насоса і відсутність потенційних можливостей подальшого підвищення тиску, що нею розвивається. Це пояснюється тим, що одним із найменш надійних сполучень ШГМЗЗ у режимі насоса є сполучення підшипник ковзання - цапфа шестерні. А оскільки ведена шестерня навантажена на 15...20% більше ніж ведуча, то зрозуміло, що надійність і довговічність, а рівно і можливості подальшого підвищення тиску, який розвивається ШГМЗЗ в режимі насоса, обмежуються перевантаженістю веденої шестерні. Саме перевантаженість веденої шестерні ШГМЗЗ у режимі насоса приводить до явищ схоплювання і заїдання підшипників ковзання веденої шестерні. А це власне і приводить не тільки до зниження довговічності і надійності ШГМЗЗ у режимі насоса, але і до втрати можливості подальшого підвищення тиску, що розвивається нею.

В-четвертих, ускладнення конструкції, зокрема зубчастої передачі ШГМЗЗ, це можна пояснити тим, що створення евольвентного профілю шляхом тангенціального і радіального зміщення евольвенти відносно ділильного кола сполучено 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 нарізування вищезгаданих зубчастих шестерень.

Задача, яку вирішує даний винахід, полягає в спрощенні конструкції шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення, підвищенні її об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі, а також підвищенні її надійності і довговічності.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в шестеренній гідромашині зовнішнього зачеплення, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестерні зовнішнього зачеплення з коригованими зубами евольвентного профілю, сполученими між собою з утворенням бічного зазору, синтез зубчастого зачеплення шестерень виконаний з асиметричною лінією зачеплення щодо полюса зачеплення.

Розвитком поставленої задачі є підвищення об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі, надійності і довговічності, можливість подальшого підвищення тиску, що розвивається шестеренною гідромашиною зовнішнього зачеплення в режимі насоса, а також зменшення її металоємності.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в шестеренній гідромашині зовнішнього зачеплення, ведена шестерня виконана з кількістю зубів, принаймні, на один менше, ніж ведуча, тобто

$$Z_{вед} \le Z_{вч} - 1, \qquad (2)$$

де

$Z_{вед}$ - кількість зубів веденої шестерні;

$Z_{вч}$ - кількість зубів ведучої шестерні.

Подальшим розвитком поставленої задачі є підвищення надійності і довговічності шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в шестеренній гідромашині зовнішнього зачеплення саме зачеплення виконане рівнозміщеним, при цьому ведена шестерня виконана з негативним зміщенням ($-x_{вед}m$), а ведуча шестерня з позитивним зміщенням ($x_{вч}m$), причому ці зміщення рівні між собою за абсолютною величиною

$$|x_{вед}m| = |x_{вч}m|, \qquad (3)$$

де

$x_{вед}$ і $x_{вч}$ - коефіцієнт зміщення відповідно до веденої і ведучої шестерень;

m - модуль зачеплення.

Задача подальшого підвищення об'ємної подачі і коефіцієнта об'ємної подачі шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення в режимі насоса вирішується тим, що в шестеренній гідромашині зовнішнього зачеплення синтез зубчастого зачеплення шестерень виконано з бічним зазором j_w, який визначають з умови:

$$s \cdot \alpha \cdot \Delta t + \Delta w \le j_w \le j_0, \qquad (4)$$

де

s - ширина шестерні на довільному конкретному діаметрі;

Δt - зміна температури, що відбулася в процесі роботи шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення;

α - коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шестерень ШГМЗЗ;

Δw - похибка виконання довжини загальної нормалі шестерень гідромашини зовнішнього зачеплення;

j_0 - бічний зазор шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення, який визначають з залежності j_0 =0,1m;

m - модуль зачеплення.

На фіг. 1 наведений поперечний розріз шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення П.

На фіг. 2 наведена принципова схема зубчастого зачеплення із симетричною лінією зачеплення щодо полюса зачеплення П.

На фіг. 3 наведена принципова схема зубчастого зачеплення з асиметричною лінією зачеплення щодо полюса зачеплення П.

На фіг. 4 наведені фази утворення, зміни і розкриття затисненого об'єму від кута повороту шестерень ШГМЗЗ з асиметричною лінією зачеплення шестерень.

На фіг. 5 наведений поздовжній розріз ШГМЗЗ. На фіг. 1...5 використовуються наступні умовні позначення:

П - полюс зачеплення;

d_{b1} і d_{b2} - відповідно діаметр основної окружності ведучої і веденої шестерень;

d_{w1} і d_{w2} - відповідно діаметр початкової окружності ведучої і веденої шестерень;

d_{a1} і d_{a2} - відповідно діаметр окружності виступів вершин зубів ведучої і веденої шестерень;

d_{f1} і d_{f2} - відповідно діаметр окружності западин вершин зубів ведучої і веденої шестерень.

MN - основна лінія зачеплення;

KL - допоміжна лінія зачеплення.

Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення (див. фіг. 1 і фіг. 5) містить корпус 1, у циліндричних розточках 2 якого розміщені втулки, що виконують роль підшипників ковзання 3, у яких обертаються ведуча 4 і ведена 5 шестерні зовнішнього зачеплення з коригованими зубами евольвентного профілю, сполученими між собою з утворенням бічного зазору 6 і утворюючі разом із корпусом 1 камеру всмоктування 7 і камеру нагнітання 8, причому синтез зубчастого зачеплення шестерень 4 і 5 виконаний з асиметричною лінією зачеплення щодо полюса зачеплення П (фіг. 1, фіг. 3 і фіг. 4).

З порівняння принципових схем зубчастого зачеплення із симетричною (фіг. 2) і асиметричною (фіг. 3) лінією зачеплення щодо полюса зачеплення П бачимо, що єдино можливим способом синтезу такої передачі є використання шестерень із різними діаметрами основної окружності.

Одним із конкретних втілень є ШГМЗЗ, ведена шестерня якої виконана з кількістю зубів, принаймні на один менше, ніж ведуча (див. фіг. 1 і фіг. 4), тобто

$$Z_{вед} \leq Z_{вч} - 1,$$

де

$Z_{вед}$ - кількість зубів веденої шестерні;

$Z_{вч}$ - кількість зубів ведучої шестерні.

Іншою конкретною реалізацією запропонованого винаходу є шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення, зачеплення якої виконано рівнозміщеним, при цьому ведена шестерня виконана з негативним зміщенням ($-x_{вед}m$), а ведуча шестерня з позитивним зміщенням ($x_{вч}m$), причому ці зміщення рівні між собою за абсолютною величиною

$$|x_{вед}m| = |x_{вч}m|,$$

де

$x_{вед}$ і $x_{вч}$ - коефіцієнт зміщення відповідно до веденої і ведучої шестерень;

m - модуль зачеплення.

Подальший розвиток наведених рішень полягає в тому, що в шестеренній гідромашині зовнішнього зачеплення синтез зубчастого зачеплення шестерень виконано з бічним зазором j_w (фіг. 1 і фіг. 4), який визначають з умови:

$$s \cdot \alpha \cdot \Delta t + \Delta w \leq j_w \leq j_0,$$

де

s - ширина шестерні на довільному конкретному діаметрі;

Δt - зміна температури, що відбулася в процесі роботи шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення;

α - коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шестерень ШГМЗЗ;

Δw - похибка виконання довжини загальної нормалі шестерень гідромашини зовнішнього зачеплення;

j_0 - бічний зазор шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення, який визначають з залежності $j_0 = 0{,}1m$;

m - модуль зачеплення.

Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення в режимі насоса працює таким способом.

При обертанні ведучої шестерні 4 і кінематично зв'язаної з нею веденої шестерні 5 у підшипниках 3 створюється розрядження в камері всмоктування 7. Робоча рідина, що надійшла в камеру всмоктування 7, захоплюється зубами 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. 1). 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 є момент витиснення робочої рідини з міжзубової западини 10 зубом 15, другої шестерні, що набігає (див. фіг. 1 і фіг. 4).

Особливістю роботи ШГМЗЗ є те, що робоча рідина цілком витиснута з міжзубової западини бути не може і частина робочої рідини 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. 1 і фіг. 4).

Крім цього при синтезі зубчастого зачеплення шестерень виконаних із симетричною лінією зачеплення щодо полюса зачеплення П, (фіг. 4) створюються умови, при яких відбувається утворення і наступне зменшення затисненого об'єму, що викликає компресію робочої рідини тобто різке підвищення тиску рідини, що, у свою чергу, приводить до ряду негативних явищ у роботі насоса.

У прототипі ця проблема вирішується за рахунок зменшення діаметра виступів зубів і зменшення їхньої товщини шляхом зміщення звичайного профілю зубів у радіальному і тангенціальному напрямках щодо ділильної окружності, що при коефіцієнті зміщення $\varepsilon_\alpha = 1$ і збільшенні бічного зазору приводить до виключення компресії робочої рідини в западинах шестерень [1]. Однак вирішується ця задача шляхом різкого погіршення і доведення до граничного стана другої характеристики зубчастого зачеплення ШГМЗЗ - коефіцієнта перекриття - ε_α. Адже відомо, що при $\varepsilon_\alpha < 1$ зубчасте зачеплення непрацездатне. Іншими словами в наявності технічне протиріччя: з одного боку необхідно усунути явище компресії робочої рідини в міжзубових западинах, а з другого боку це неприпус-

тимо вирішувати методами зменшення коефіцієнта перекриття до величини ε_α =1.

Сформульоване технічне протиріччя успішно вирішується запропонованим винаходом, запропонованою шестеренною гідромашиною зовнішнього зачеплення. При синтезі зубчастої передачі ШГМЗЗ з асиметричною лінією зачеплення щодо полюса зачеплення П, створюються умови, при яких не відбувається зменшення затисненого об'єму в міжзубових западинах, що призводить до виключення компресії робочої рідини (див. фіг. 4) при зберіганні коефіцієнта перекриття ε >1.

На фіг. 4а зображений момент, при якому в зачепленні знаходиться одна пара зубів 9-11 до утворення затисненого об'єму.

При подальшому обертанні шестерень навколо своєї осі (фіг. 4б) у зачеплення вступає друга пара зубів 15-17, у результаті чого утвориться затиснений об'єм. Особливістю цього моменту зачеплення є те, що віртуальна точка зачеплення W неробочих евольвентних профілів лежить на лінії зачеплення KL у полюсі зачеплення П, а затиснений об'єм, який утворився в цей момент, має мінімальний розмір. Під віртуальною точкою зачеплення W неробочих евольвентних профілів будемо розуміти таку точку, яка б мала місце в дійсності при відсутності бічного зазору j_w і яка лежить на допоміжній лінії зачеплення KL.

При подальшому обертанні шестерень навколо своєї осі, як видно з фіг. 4в, відбувається поворот зубів шестерень навколо миттєвого центра обертання - віртуальної точки зачеплення W, що знаходиться в полюсі зачеплення П. При цьому зуби 9 і 15 починають виходити з міжзубових западин 10 і 12, що тягне за собою на відміну від зубчастого зачеплення із симетричною лінією зачеплення не зменшення, а збільшення затисненого 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).

Сама віртуальна точка зачеплення W, що знаходиться в полюсі зачеплення П, поступово починає переміщатися по допоміжній лінії зачеплення KL від полюса П в бік ведучої шестерні (фіг. 4г). При подальшому повороті шестерень перша пара зубів 9-11 виходить із зачеплення і відбувається розкриття затисненого об'єму.

Завдяки такому рішенню проблеми затиснутого об'єму вдасться спростити конструкцію ШГМЗЗ, зокрема за рахунок спрощення розрахунку зубчастого зачеплення шестерень, що виконується 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 об'ємну подачу. По-перше за рахунок того, що зворотно в камеру всмоктування повертається робоча рідина об'ємом, рівним мінімальному затисненому об'єму. По-друге сама величина затисненого об'єму у випадку ШГМЗЗ з асиметричною лінією зачеплення менше, ніж у прототипі.

Ці ж фактори дозволяють підвищити і коефіцієнт об'ємної подачі ШГМЗЗ, оскільки зростання фактичної об'ємної подачі за інших рівних умов тягне за собою і зростання коефіцієнта об'ємної подачі.

Крім цього запропонована конструкція ШГМЗЗ дозволяє підвищити надійність і довговічність. Це пояснюється тим, що на відміну від прототипу, де коефіцієнт зубчастого зачеплення ε_α =1, у запропонованій конструкції ШГМЗЗ передбачається використовувати зубчасте зачеплення з коефіцієнтом перекриття ε_α >1. Це дозволяє підвищити надійність і довговічність такої ШГМЗЗ завдяки тому, що вона буде працездатна, не дивлячись на зноси шестерень по зовнішньому діаметрі аж до зносів рівних 0,5 мм, при яких коефіцієнт перекриття стає рівним одиниці ε_α =1.

Одним із конкретних варіантів реалізації ШГМЗЗ, з асиметричною лінією зачеплення щодо полюса зачеплення П є ШГМЗЗ, ведена шестерня якої виконана з кількістю зубів, принаймні на один менше, ніж ведуча, тобто

$$Z_{вед} \leq Z_{вч} - 1,$$

де

$Z_{вед}$ - кількість зубів веденої шестерні;

$Z_{вч}$ - кількість зубів ведучої шестерні.

Процеси утворення і подальшої зміни затисненого об'єму в запропонованій конструкції аналогічні тим, що відбуваються в ШГМЗЗ з асиметричною лінією зачеплення і докладно викладені вище, див. фіг. 4 і опис до неї.

Запропонований варіант конструкції ШГМЗЗ у режимі насоса дозволяє підвищити її об'ємну подачу і коефіцієнт об'ємної подачі завдяки тим же причинам, що пояснюють це для усіх ШГМЗЗ з асиметричною лінією зачеплення.

Крім того, запропонований варіант конструкції ШГМЗЗ дозволяє підвищити об'ємну подачу ШГМЗЗ за рахунок збільшення об'єму міжзубової западини веденої шестерні.

Крім цього створюється можливість подальшого підвищення надійності і довговічності, а також можливості підвищення тиску, що розвивається ШГМЗЗ у режимі насоса. У варіанті ШГМЗЗ з асиметричною лінією зачеплення, ведена шестерня якої виконана з кількістю зубів, принаймні, на один менше, ніж ведуча, це пояснюється наступним. Відомо, що в ШГМЗЗ у режимі насоса, виконаних відповідно до прототипу, із шестернями з рівною кількістю зубів ведена $Z_{вед}=Z_{вч}$ шестерня навантажена на 15...20 % більше, ніж ведуча [2]. Зменшення кількості зубів веденої шестерні, принаймні на один зуб (див. залежність (2)) призводить до зменшення її діаметра виступів зубів d_{a2}, що тягне за собою зменшення рівнодіючої гідравлічних сил, що її навантажують. Зниження навантаженості веденої шестерні веде до зменшення навантаження її підшипників ковзання, що є найбільш слабкою підсистемою ШГМЗЗ і стримує зростання не тільки її надійності і довговічності, але і зростання тиску, який здатна розвивати ШГМЗЗ у режимі насоса. Таким чином бачимо, що зниження навантаженості веденої шестерні веде до зростання надійності і довговічності, а також і до зростання тиску, який розвиває ШГМЗЗ у режимі насоса.

Крім цього завдяки зменшенню діаметра виступів зубів веденої шестерні d_{a2} вимушено зменшується, як діаметр колодязя корпусу під ведену шестерню, так і діаметр підшипників ковзання - втулок. З вищенаведеного бачимо, що такі конс-

труктивні зміни, що відповідають винаходу, забезпечують зниження металоємності, як самої шестерні, так і корпусу, втулок і кришки ШГМЗЗ, що в підсумку призводить до суттєвого зменшення її металоємності.

Другим варіантом конкретної реалізації ШГМЗЗ, з асиметричною лінією зачеплення щодо полюса П зачеплення є ШГМЗЗ, у якій зачеплення виконане рівнозміщеним, при цьому ведена шестерня виконана з негативним зміщенням ($-x_{вед}m$), а ведуча шестерня з позитивним зміщенням ($x_{вч}m$), при чому ці зміщення рівні між собою за абсолютною величиною:

$$|x_{вед}m| = |x_{вч}m|,$$

де

$x_{вед}$ і $x_{вч}$ - коефіцієнт зміщення відповідно до веденої і ведучої шестерень;

m - модуль зачеплення.

Процеси утворення і подальшої зміни об'єму в цьому випадку аналогічні тим, що відбуваються в ШГМЗЗ з асиметричною лінією зачеплення і докладно викладені в описі до фіг. 4.

Можливість подальшого підвищення надійності і довговічності ШГМЗЗ з асиметричною лінією зачеплення, в якій ведена шестерня виконана з негативним зміщенням ($-x_{вед}m$), а ведуча з позитивним зміщенням ($x_{вч}m$), причому ці зміщення рівні між собою за абсолютною величиною $|x_{вед}m| = |x_{вч}m|$ в порівнянні з прототипом, пояснюється знову ж зменшенням зовнішнього діаметра веденої шестерні.

Відомо, що для зменшення шкідливого впливу затисненого об'єму в зубчастих зачепленнях ШГМЗЗ, використовують зачеплення зі збільшеним бічним зазором. Звичайно величину бічного зазору рекомендують визначати по відомій залежності [2]:

$$j_w=0{,}08m, \qquad (5)$$

де m і модуль зачеплення.

Згідно з прототипом бічний зазор виконують шляхом додаткового тангенціального зміщення евольвентного профілю кожного зуба [1]. 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

$$j_w=0{,}01m, \qquad (6)$$

Запропонований винахід, відповідно до якого ШГМЗЗ, у якої синтез зубчастого зачеплення шестерень виконано з бічним зазором, j_w, котрий визначають з умови (4):

$$s\cdot\alpha\cdot\Delta t+\Delta w\leq j_w\leq j_0,$$

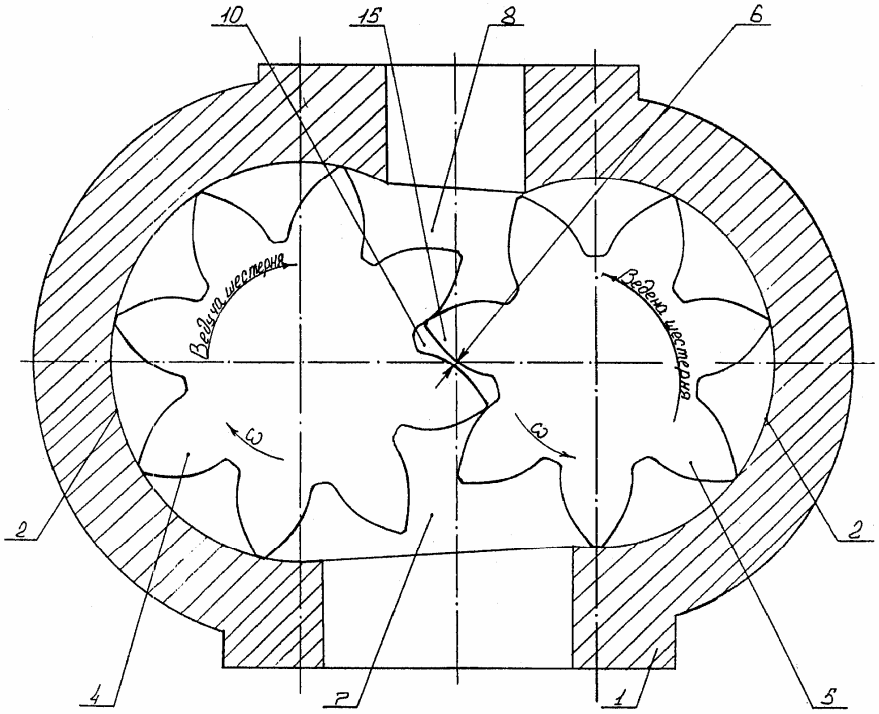
дозволяє відмовитися від такого великого зазору, обумовленого умовою (6) і перейти до зазорів, обумовлених умовою (4).

Зменшення бічного зазору до значення, обумовленого умовою (4), дозволяє зменшити об'єми міжзубових западин і одночасно збільшити об'єми зубів шестерень, що веде до підвищення частки робочої рідини, що витискається з міжзубових западин. Окрім цього це сприяє зменшенню величини затисненого 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.

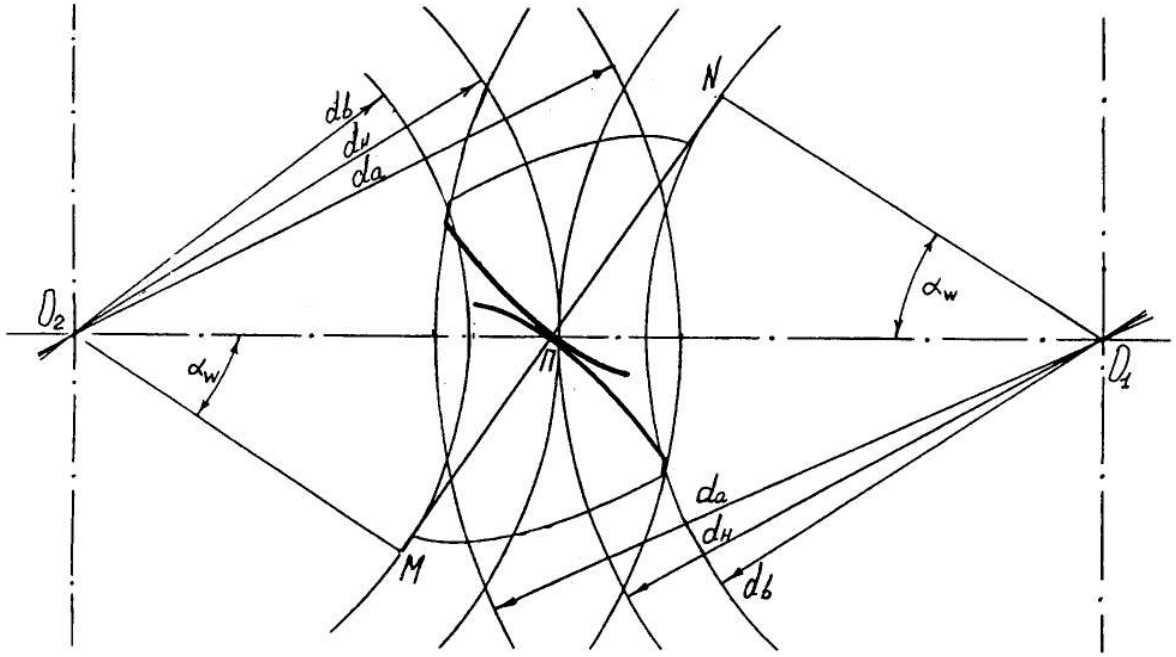
Джерела інформації

1. А.с. № 1413274. Шестеренная гидромашина. F04C2/08. И.П. Иванов и С.Л. Иванов, БИ № 28, 1988 г. Ленинградский горный институт им. Г.В. Плеханова.

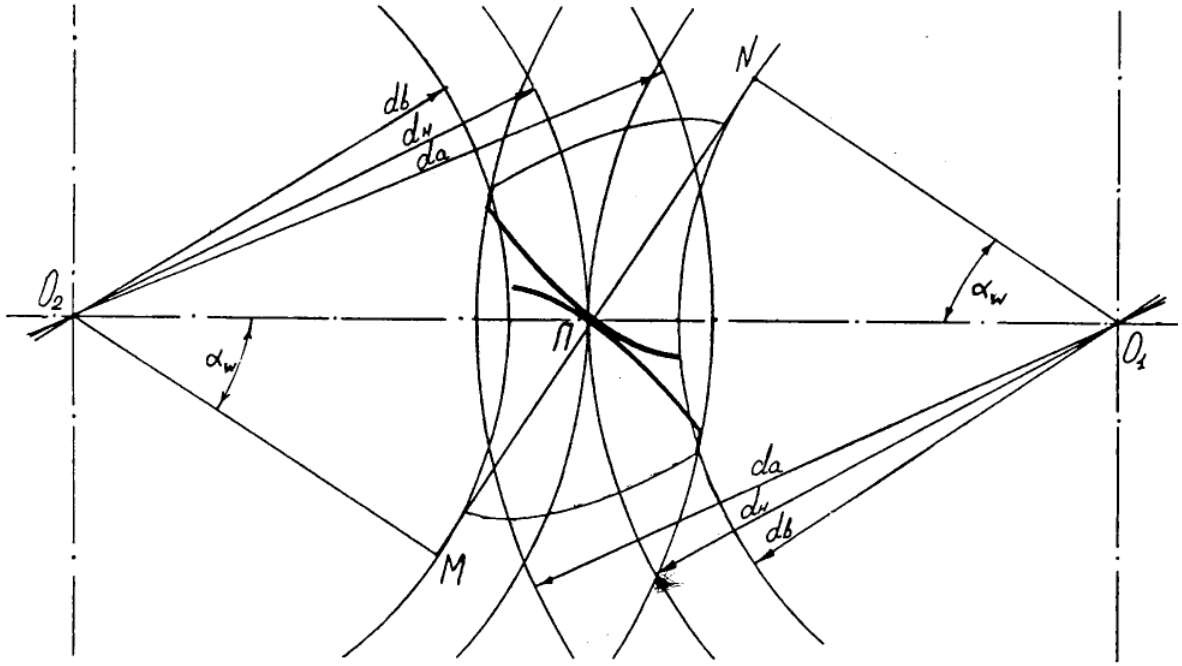
2. Юдин М.Е. Шестеренные насосы, - М.: Машиностроение, 1964. - 233 с.



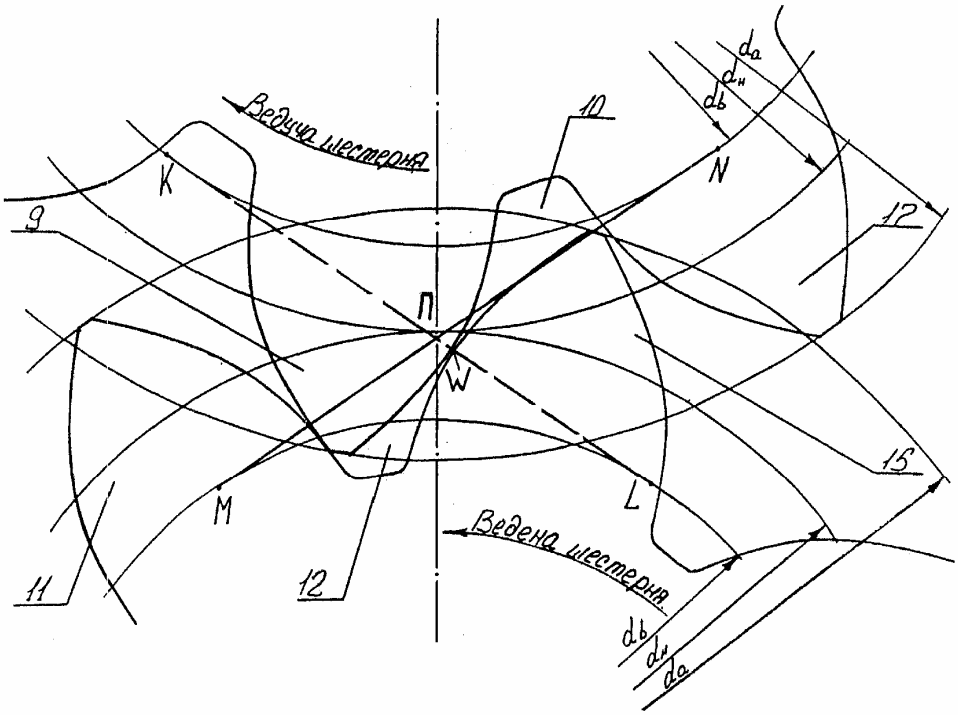
Фіг. 1



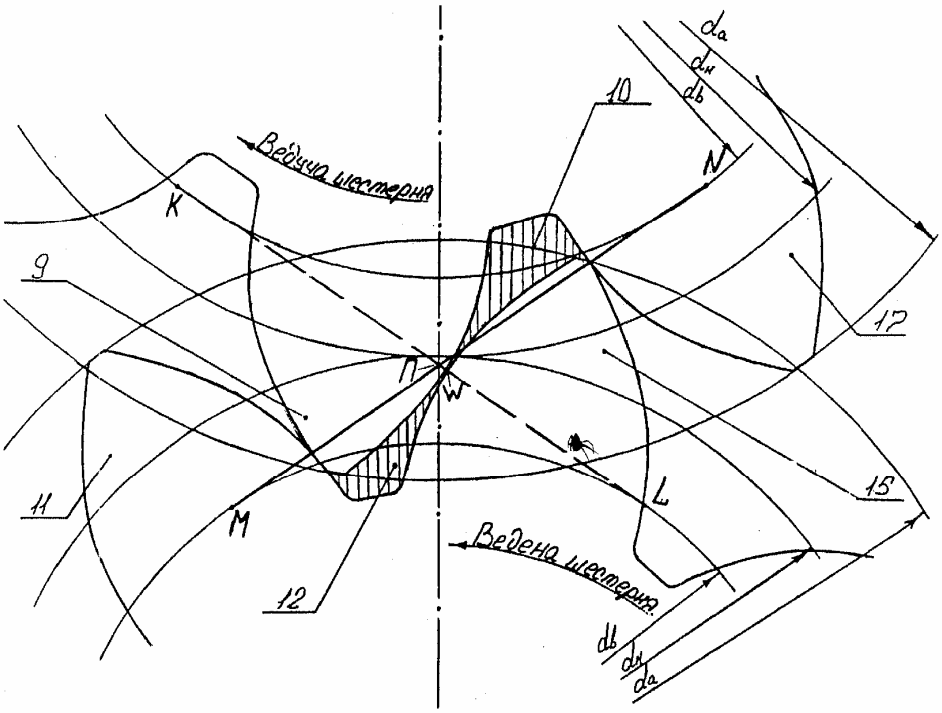
Фіг. 2



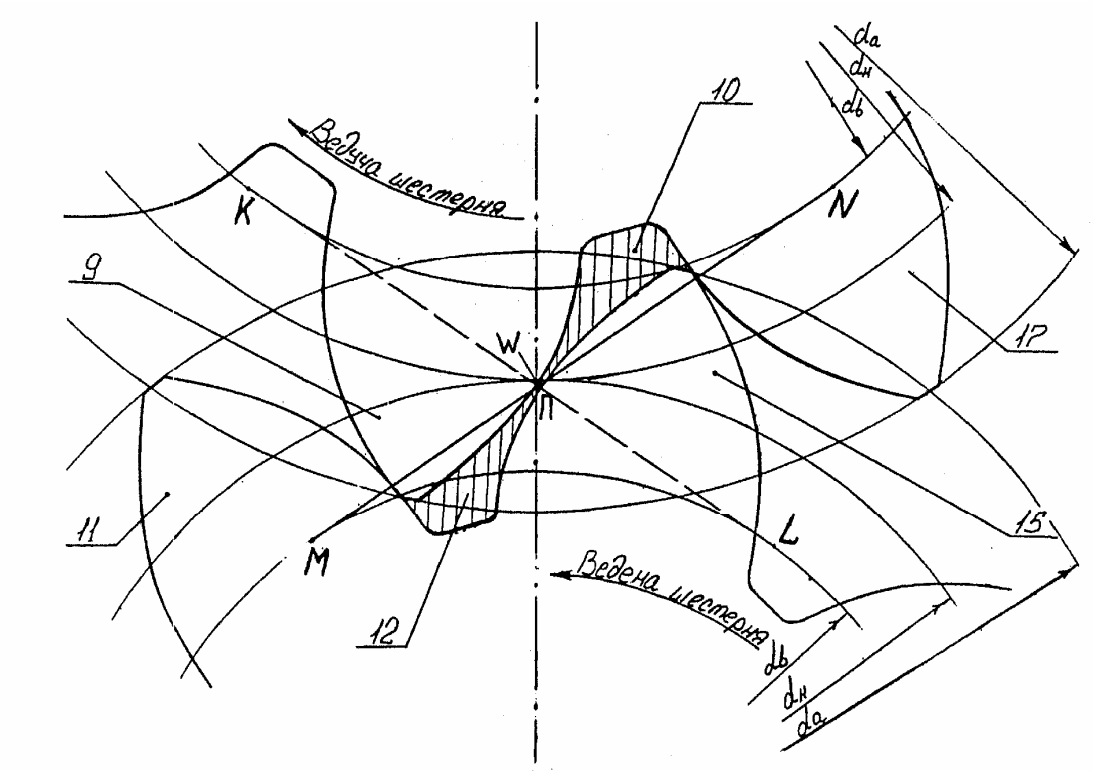
Фіг. 3


Ведуча шестерня
Ведена шестерня
K
N
M
L
П
W
9
10
11
12
13
da
dн
db

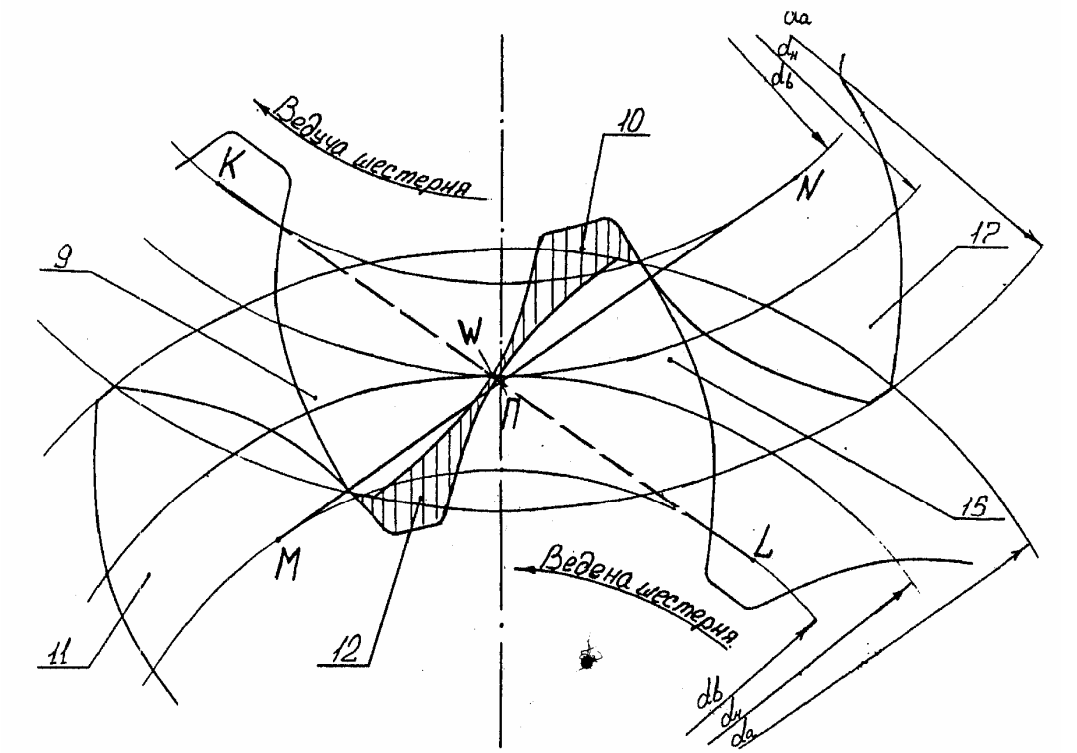
Фіг. 4а


Ведуча шестерня
Ведена шестерня
K
N
M
L
П
W
9
10
11
12
13
da
dн
db

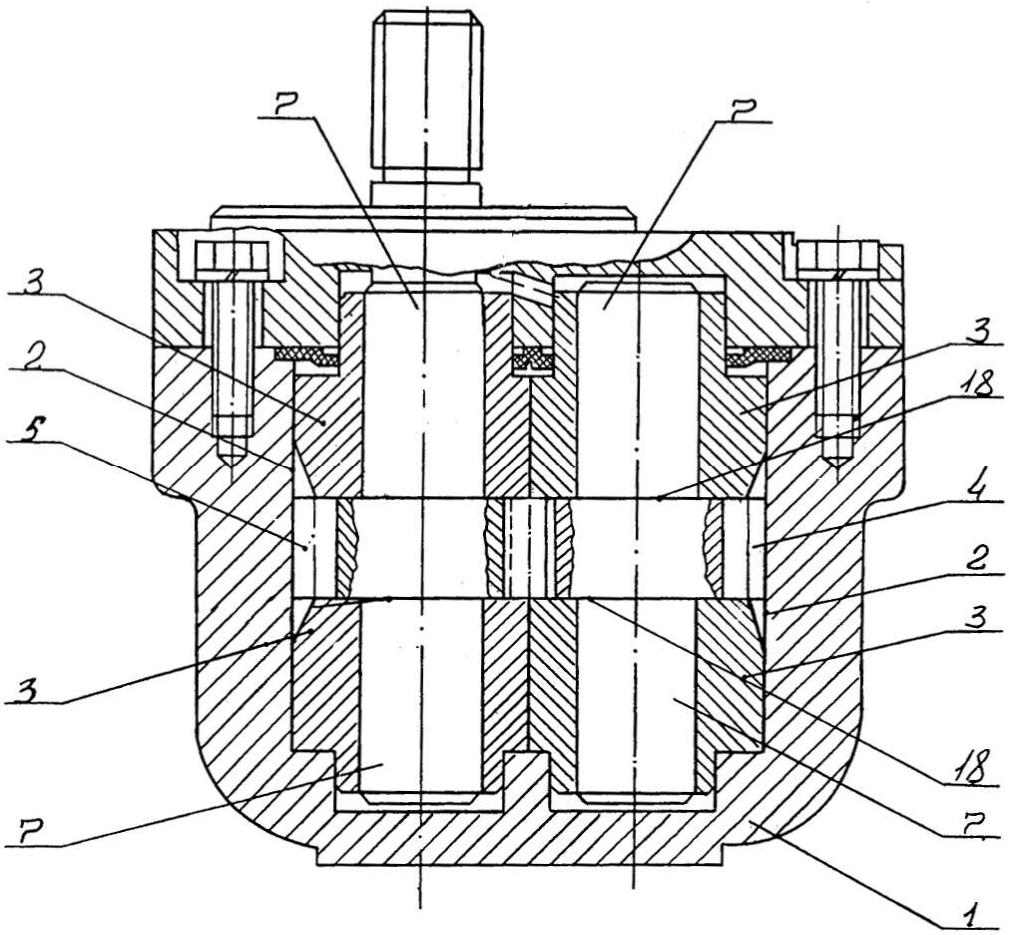
Фіг. 4б


Ведуча шестерня
Ведена шестерня
K
N
L
M
W
П
9
10
11
12
15
da
dн
db

Фіг. 4в


Ведуча шестерня
Ведена шестерня
K
N
L
M
W
П
9
10
11
12
15
da
dн
db

Фіг. 4г



Фіг. 5

ДП "Український інститут промислової власності" (Укрпатент)
Україна, 01133, Київ-133, бульв. Лесі Українки, 26
(044) 295-81-42, 295-61-97

Підписано до друку _____ 2002 р. Формат 60х84 1/8.
Обсяг _____ обл.-вид. арк. Тираж 50 прим. Зам._____

УкрІНТЕІ, 03680, Київ-39 МСП, вул. Горького, 180.
(044) 268-25-22