



УКРАЇНА

(19) UA (11) 18425 (13) U
(51) МПК
F04C 2/08 (2006.01)МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під
відповідальність
власника
патенту

(54) ШЕСТЕРЕННА ГІДРОМАШИНА ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

1

2

(21) u200604179

(22) 14.04.2006

(24) 15.11.2006

(46) 15.11.2006, Бюл. № 11, 2006 р.

(72) Кулешков Юрій Володимирович, Бевз Олег Вікторович, Руденко Тимофій Вікторович, Бородавкін Віталій Вікторович, Кулешкова Ксенія Юріївна
(73) КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ 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 з коефіцієнтом перекриття зубчастого зачеплення $\varepsilon_{\alpha} = 1$, де ε_{α} - коефіцієнт перекриття, яка відрізняється тим, що окремі

елементи, з яких складено вінець шестерень, повернені один відносно попереднього, послідовно на частину кутового кроку, яка визначається з умови:

$$\varphi_n = \frac{\phi}{n},$$

де n - число елементів, з яких складено вінець шестерень; ϕ - кутовий крок шестерень.

2. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення за п. 1, яка відрізняється тим, що вінець шестерень складено з двох елементів, які повернені один відносно одного на половину кутового кроку шестерні.

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

Відома ШГМЗЗ, що містить корпус і розміщені в циліндричних розточках корпуса з утворенням порожнини високого і низького тиску ведучу і ведену шестірні, 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 в 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].

Відома ШГМЗЗ [1] спрямована на підвищення

ефективності розвантаження ШГМЗЗ від надлишкового тиску, що виникає при компресії робочої рідини в процесі зменшення розміру затиснутого об'єму за рахунок удосконалення конструкцій розвантажувальних каналів.

Недоліком відомої ШГМЗЗ [1] є те, що 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 компресії робочої рідини в затиснутому об'ємі, а тільки на усунення найбільш негативних наслідків, що виникають при цьому, то йому властивий ряд наступних недоліків: зниження подачі, коефіцієнта подачі, надмірний рівень шуму при роботі, а також зниження довговічності ШГМЗЗ.

Найбільш близьким до корисної моделі, що пропонується являється шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестірні зовнішнього зачеплення з корегованими зубцями евольвентного профілю, сполученими між собою з утворенням бічного зазору, у якому усунення зати-

(19) UA (11) 18425 (13) U

снутого об'єму в міжзубових западинах досягається шляхом того, що евольвентні профілі зубців шестерень зміщені в радіальному і тангенціальному напрямках відносно ділильного кола, бічний зазор виконаний шляхом додаткового тангенціального зміщення евольвентного профілю кожного зубця, а висота відповідно до рівності $\varepsilon_\alpha = 1$, де ε_α - коефіцієнт перекриття [2].

В описаній ШГМЗЗ вирішується проблема усунення шкідливого явища комперсії робочої рідини в затиснутому об'ємі, але це рішення забезпечується ціною появи цілої низки недоліків, яке виникає при цьому. До недоліків відомої ШГМЗЗ слід 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 ділильного 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 може бути 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 зменшенням діаметра шестерень - D_e , що відбувається при зменшенні висоти кожного зубця для забезпечення рівності $\varepsilon_\alpha = 1$. Дійсно коефіцієнт перекриття зачеплення зубчастої передачі ε_α визначається наступною залежністю [3]:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} + A_d \sin \alpha}{t_0}, \quad (1)$$

де D_e - діаметр виступів головок зубців, мм;

d_0 - діаметр основного кола, мм;

A_d - межцентрова відстань, мм;

α - кут зачеплення передачі, град;

t_0 - основний крок зачеплення, мм.

І, як випливає з наведеної залежності (1), із зменшенням зовнішнього діаметра шестерень - D_e , коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення зменшується, а оскільки він відповідно до прототипу [2] дорівнює одиниці $\varepsilon_\alpha = 1$, то при незначних зношуваннях, які фактично мають місце в процесі експлуатації ШГМЗЗ, зубчаста передача такої ШГМЗЗ виходить із ладу [4]. Отже, така ШГМЗЗ працездатна лише номінальне, 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 ділильного кола пов'язано з ускладненням, як розрахунку такої евольвенти, так і технології її формоутворення. Зокрема, для цього, швидше за все, необхідно розробити нову систему розрахунку, а також проектування і створення спеціального інструмента для нарізування вищезгаданих шестерень.

Задача яку вирішує корисна модель, полягає в підвищенні довговічності ШГМЗЗ, підвищенні тиску, 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 гідромашині зовнішнього зачеплення, що містить корпус, у циліндричних розточках якого розміщені шестірни зовнішнього зачеплення з зубцями евольвентного профілю, які сполучені між собою з коефіцієнтом перекриття зубчастого зачеплення $\varepsilon_\alpha = 1$, окремі елементи, з яких складено вінець шестерень, повертають один відносно попереднього послідовно на частину кутового кроку, яка визначається з умови:

$$\varphi_n = \frac{\varphi}{n}, \quad (2)$$

де n - число елементів, з яких складено вінець шестерень;

φ - кутовий крок шестерень.

Окремим випадком вирішення поставленої задачі являється шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення, в якій вінець шестерень складено з двох елементів, які повертають один відносно одного на половину кутового кроку шестірни.

Поставлена задача досягається завдяки збільшенню коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення, що є причиною підвищення навантажувальної спроможності шестерень ШГМЗЗ, що дає змогу підвищити довговічність ШГМЗЗ і підвищити тиск, що розвиває ШГМЗЗ. А також збільшенням кількості робочих камер, в яких робоча рідина переноситься з камери всмоктування в камеру нагнітання, що забезпечує зниження шуму, пульсації тиску і пульсації подачі робочої рідини.

На Фіг.1 наведений поздовжній переріз шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення.

На Фіг.2 наведений поперечний розріз шестеренної гідромашини зовнішнього зачеплення, в якій вінець шестерень складено з двох елементів, які повертають один відносно одного на половину кутового кроку шестірни.

На Фіг.3 наведена схема лінії зачеплення зубчастого зачеплення шестерень, вінець яких складено з двох елементів, які повертають один відносно одного на половину кутового кроку шестірни.

На Фіг.4 наведено синтез зубчастого зачеплення шестерень в аксонометрії, в яких вінець шестерень складено з двох елементів, які повертають один відносно одного на половину кутового кроку шестірни.

На Фіг.2 і Фіг.3 використовуються наступні умовні позначення:

P - полюс зачеплення;

M, N - лінія зачеплення;

r_{o1}, r_{o2} - 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_{i1}, R_{i2} - відповідно радіус кола западин зубців ведучої і веденої шестерень;

T_0 - крок зачеплення по основному колу.

Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення (див. Фіг.1 і Фіг.2) містить корпус 1, у циліндричних розточках 2 якого розміщені втулки 3, що виконують роль підшипників ковзання, у яких обертаються ведуча 4 і ведена 5, вінець яких складено з двох елементів і елементи шестерень 6 і 7 і 8 і 9 повертають один відносно одного на половину кутового кроку шестерень. Корпус закривають кришкою 10. Шестірні 4 і 5 сполучаються своїми елементами 6 і 8 і 7 і 9 між собою і утворюють разом із корпусом 1 камеру всмоктування 11 і камеру нагнітання 12.

Розглянемо процес зачеплення зубчатої передачі, припустимо верхнього елемента вінця шестірні (Фіг.3, Фіг.2 і Фіг.4). Початок зачеплення першої пари зубців припадає на точку А активної частини АВ лінії зачеплення MN. При подальшому обертанні шестерень точка зачеплення почне переміщуватись вздовж активної частини лінії зачеплення АВ. При цьому в полюсі зачеплення Р знаходиться в зачепленні пара зубців нижнього елемента вінця шестірні, яка повернена відносно верхнього елемента на половину кроку зачеплення. З вищенаведеного бачимо, що в зачепленні одночасно знаходяться, щонайменше, дві пари зубців, тобто коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення становить $\varepsilon_{\alpha} \geq 2$.

На Фіг.3 і Фіг.4 представлено синтез зубчастого зачеплення шестерень в аксонометрії, в яких вінець шестерень складено з двох елементів, які повертають один відносно одного на половину кутового кроку шестірні в момент входження в зачеплення другої пари зубців верхнього елемента вінця шестірні 7 з елементом 8. При цьому, зачеплення нижніх елементів вінця шестерень 7 і 9 знаходиться в полюсі зачеплення, оскільки вінці шестерень складено з двох елементів, які повертають один відносно попереднього послідовно на частину кутового кроку, яка визначається з умови (2).

З наведеного бачимо, що фактичний коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення становить не менше $\varepsilon_{\alpha} \geq 2$. При числі елементів, з яких складено вінець шестерень дорівнює $n=3$, коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення становить відповідно не менше $\varepsilon_{\alpha} \geq 3$, і т.д. Це дає можливість:

- підвищити довговічність ШГМЗЗ, завдяки тому, що фактичний коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення становить не менше $\varepsilon_{\alpha} \geq 2$ і при зносі шестерень по діаметру - це суттєво не буде відбиватись на працездатності ШГМЗЗ;

- підвищити тиск, завдяки підвищенню навантажувальної спроможності шестерень ШГМЗЗ, що обумовлено підвищенням коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення до рівня не менше $\varepsilon_{\alpha} \geq 2$ і, що недосяжно для звичайного зубчастого зачеплення.

Підвищення коефіцієнту перекриття зубчастого зачеплення до рівня не менше $\varepsilon_{\alpha} \geq 2$ сприяє також зниженню шуму, пульсації тиску і пульсації подачі робочої рідини, які виникають під час роботи ШГМЗЗ [3, 4].

ШГМЗЗ в режимі насоса працює наступним способом.

При обертанні ведучої шестірні 4 і кінематично зв'язаної з нею веденої шестірні 5 у підшипниках 3, створюється розрідження в камері всмоктування 11 (див. Фіг.1 і Фіг.2, Фіг.4). Робоча рідина, що надійшла в камеру всмоктування 11, захоплюється зубцями шестерень 4 і 5 і у міжзубових западинах переноситься уздовж стінок колодязів 2 із камери всмоктування 11 у камеру нагнітання 12, звідки робоча рідина подається під тиском у магістраль високого тиску (див. Фіг.2, Фіг.3, Фіг.4). При цьому високий тиск у камері нагнітання створюється завдяки періодичному зменшенню об'єму камери нагнітання 12 до мінімального значення.

Особливістю роботи ШГМЗЗ, що пропонується являється те, що при його роботі створюються умови, при яких суттєво збільшується коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення до рівня не менше $\varepsilon_{\alpha} \geq 2$, що дає змогу підвищити довговічність ШГМЗЗ, підвищити тиск, що створює ШГМЗЗ і знизити шум. Збільшення кількості робочих камер, а також зміщення їх одна відносно одної сприяє зниженню і пульсацію тиску і подачі робочої рідини ШГМЗЗ [3, 4].

У прототипі вирішується задача усунення компресії робочої рідини в затиснутому об'ємі за рахунок зменшення діаметра виступів зубців і зменшення їхньої товщини шляхом зміщення звичайного профілю зубців у радіальному і тангенціальному напрямках щодо діляльного 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 - ε_{α} . Адже відомо, що при $\varepsilon_{\alpha} < 1$ зубчасте зачеплення непрацездатне [3, 4]. 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 вінець шестерень складено з окремих елементів, які повертають один відносно попереднього послідовно на частину кутового кроку, яка визначається з умови (2). Тобто поставлена задача вирішується на системному рівні. При цьому, не тільки усувається зазначений недолік зменшення надійності, а й виникає нова системна якість, яка полягає в підвищенні довговічності ШГМЗЗ, підвищенні тиску, завдяки підвищенню навантажувальної спроможності шестерень ШГМЗЗ, а також зниження шуму, пульсації тиску і подачі робочої рідини, які виникають під час роботи ШГМЗЗ завдяки системному збільшенню кількості зубців шестерень і відповідно робочих камер, які крім того, зміщені одні відносно інших на частину кутового кроку, яка визначається з умови (2).

Таким чином, нами надано причинно-наслідковий взаємозв'язок між відмінними ознака-

ми 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 F04C2/08 Р.К. Жулинский, Г.В. Рябошапка и А.Г. Гаркуша. Кировоградський завод гидравлических

силових машин им. XXV съезда КПСС «Гидросила», БИ №6 1986г.

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

3. Юдин М.Е. Шестеренные насосы - М: Машиностроение - 1964г - 233с.

4. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. -М, «Машиностроение», 1969. - 432с.

