



УКРАЇНА

(19) UA (11) 1921 (13) U  
(51) 7 F04B9/02МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІОПИС  
ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ  
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під  
відповідальність  
власника  
патенту

(54) ПОРШНЕВИЙ НАСОС

1

2

(21) 2003043457

(22) 16 04 2003

(24) 15 07 2003

(46) 15 07 2003, Бюл. №7, 2003 р

(72) Здор Геннадій Вікторович, Гордієнко Тетяна Вікторівна

(73) ВІДКРИТЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО "НАУКОВО-ВИРОБНИЧЕ ПІДПРИЄМСТВО "ОС-НАСТКА", Здор Геннадій Вікторович, Гордієнко Тетяна Вікторівна

(57) 1 Поршневий насос, що містить циліндри з розташованими в них поршнями, штоки яких встановлені з можливістю пересування із штоками повзунів механізму для перетворення обертового руху вала у зворотно-поступальне переміщення

поршня, а також з'єднувальний елемент, виконаний у вигляді стержня з двома сферичними головками на його кінцях, а на повернутих одна до одної торцевих поверхнях штоків поршня і повзуна виконані відповідні заглиблення із сферичними поверхнями, що охоплюють сферичні головки згаданого стержня, який відрізняється тим, що відстань між центрами сферичних головок стержня  $L$  і діаметр стержня  $D$  визначені виразом  $L = (2 \div 5)D$

2 Поршневий насос за п 1, який відрізняється тим, що на перехідній ділянці між сферичною головкою і циліндричною поверхнею стержня виконана кільцева проточка, радіус якої  $R = (0,5 \div 1,5)D$

Пропонована корисна модель відноситься до конструкцій насосів, переважно, поршневих, і може бути застосована у інших галузях техніки і механічних рушях із засобами перетворення обертового руху вала у зворотно-поступальне переміщення повзуна

Проблема створення надійних у роботі і зручних в експлуатації могутніх насосів пов'язана з вимогою підвищення довговічності деталей гідралічної частини машин. Серед факторів, що здійснюють безпосередній вплив на процес зносу і довговічності деталей, основним є тертя. При великих радіальних силах, що діють на робочу пару "циліндр-поршень", порушується нормальна робота ущільнення, що різко змінює умови тертя деталей. Ці зміни часто викликаються розбіжністю осей циліндра, штока і повзуна

Відомий великогабаритний трипоршневий насос, у якого шток плунжера з'єднаний зі штоком повзуна за допомогою з'єднаного напівсферичного елемента [Технічний опис і інструкція з експлуатації 14036 53,800 TE "Насос буровий трипоршневої УНБТ-950"]

При неспіввисності осей рухомих пар насоса згаданий напівсферичний елемент компенсує неспіввисність осей робочої пари "циліндр-поршень". Однак практика експлуатації цього насоса на заводі "Енергомашпецсталь" (М Краматорськ) пока-

зала, що зазначене зчленування штоків не забезпечує гарантованої самоустановки рухливих ланок пристрою

Через великі радіальні зусилля ущільнення поршня деформуються, що приводить до прискореного зносу робочої пари "поршень-циліндр". Внаслідок цього зсув осей робочої пари зростає, що, у свою чергу, збільшує радіальне притиснення поршня до стінок циліндра. У результаті цей насос швидко виходить з ладу

Найбільш близьким до пропонованої корисної моделі за технічною суттю є поршневий насос, що містить циліндри з розташованими в них поршнями, штоки яких встановлені з можливістю пересування із штоками повзунів механізму для перетворення обертового руху вала у зворотно-поступальне переміщення поршня, а також з'єднувальний елемент, виконаний у вигляді стержня з двома сферичними головками на його кінцях, а на звернутих один до одного торцевих поверхнях штоків поршня і повзуна виконані відповідні заглиблення із сферичними поверхнями, що охоплюють сферичні головки згаданого стержня [Патент України на винахід № 19991, МПК 5 F04B9/02 Опубл. 25 12 1997 Бюл. № 6]. Описаний пристрій має більший, але все ж недостатній, ресурс ніж ресурс насоса, згаданого вище. Це пов'язане з невизначеною жорсткістю з'єднувального елемента, який у

(19) UA (11) 1921 (13) U

окремих випадках є занадто жорстким, що зменшує ймовірність його швидкого самовстановлення у штоку, що призводить до зносу сферичних головок, а у інших випадках його жорсткість є занадто малою, що призводить до створення концентраторів згинних механічних напружень на ділянках переходу від стрижня до сферичної головки, появи тріщин втоми і руйнування конструкції

У основу пропонованої корисної моделі поставлено задачу створення такого, переважно, великогабаритного поршневого насоса, який би мав підвищений ресурс за рахунок створення у ньому умов для зменшення ймовірності руйнування з'єднувального елемента, шляхом оптимізації геометричних параметрів з'єднувального елемента

Поставлена задача вирішується у пропонованій конструкції, яка, як і відомий поршковий насос, містить циліндри з розташованими в них поршнями, штоки яких встановлені з можливістю пересування із штоками повзунів механізму для перетворення обертового руху валу у зворотно-поступальне переміщення поршня, а також з'єднувальний елемент, виконаний у вигляді стрижня з двома сферичними головками на його кінцях, а на звернутих один до одного торцевих поверхнях штоків поршня і повзуна виконані відповідні заглиблення із сферичними поверхнями, що охоплюють сферичні головки згаданого стрижня, а, відповідно до пропозиції, відстань між центрами сферичних головок стрижня  $L$  і діаметр стрижня  $D$  визначені виразом  $L = (2 \div 5)D$

Особливістю пропонованого поршневого насоса є також і те, що на перехідній ділянці між сферичною головкою і циліндричною поверхнею стрижня виконана кільцева проточка, радіус якої  $R = (1,0 \div 1,5)D$

Авторами експериментально визначено, що відстань між центрами сферичних головок стрижня  $L$  і діаметр стрижня  $D$  визначені виразом  $L = (2 \div 5)D$ . Так при  $L < 2D$ , позитивного ефекту від використання у поршковому насосі з'єднувального елемента практично нема, оскільки він має досить велику жорсткість, що знижує рухомість з'єднувального елемента. При  $L > 5D$  з'єднувальний елемент має підвищену рухомість, що приводить до появи тріщин втоми на поверхні стрижня і до його наступного руйнування. Тому оптимальною є відстань між центрами сферичних головок стрижня  $L$  визначена виразом  $L = (2 \div 5)D$

Виконання кільцевої проточки на перехідній ділянці між сферичною поверхнею головки і циліндричною поверхнею стрижня суттєво знижує ймовірність виникнення критичних напружень згину. Оптимальний радіус проточки для стрижнів, виготовлених із вуглеродистих сталей, визначений експериментально. Так при  $R < 0,5D$ , ефект від проточки незначний. При  $R > 1,5D$  були зареєстровані випадки передчасного руйнування стрижня через суттєве локальне зменшення його перетину. Тому оптимальною є кільцева проточка, радіус якої  $R = (0,5 \div 1,5)D$

Пропонована конструкція показана на схематичних кресленнях

На фіг 1 зображена принципова схема поршневого насоса,

на фіг 2 - вид І на фіг 1 (з'єднувальний еле-

мент - шарнірне зчленування штоків поршня і повзуна)

Насос складається з циліндра 1 з розміщеним у ньому поршнем 2, шток 3 якого з'єднаний зі штоком 4 повзуна 5 механізму перетворення обертового руху валу 6 за допомогою шатуна 7 у зворотно-поступальний рух зазначених повзунів. Насос забезпечений з'єднувальним елементом, виконаним у вигляді стрижня 8 із двома сферичними головками 9 на його кінцях, а на звернутих один до одного торцевих поверхнях штока 3 поршня 2 і штоку 4 повзуна 5 виконані відповідні поглиблення зі сферичними поверхнями 10, що охоплюють сферичні головки 9 стрижня 8

При цьому сферичні заглиблення можуть бути виконані на змінних вкладишах 11, як показано на фіг 2. Відстань між центрами сферичних головок 9  $L$  і діаметр  $D$  стрижня 8 визначені виразом  $L = (2 \div 5)D$

Для вибору осевих зазорів у кульових зчленуваннях передбачені гайки 12

Насос оснащений клапанами - усмоктувальним 13 і нагнітальним 14 і відповідно трубопроводами - прийомним 15, що зв'язує насос з резервуаром 16, і напірним 17, підключеним до робочої мережі. На перехідній ділянці між кожною сферичною головкою 9 і циліндричною поверхнею стрижня 8 виконана кільцева проточка 18, радіус якої  $R = (1,0 \div 1,5)D$

Пропонований насос працює так

При переміщенні поршня 2 (фіг 1) у циліндрі 1 у напрямку від усмоктувального клапана 13 до приводної частини (ліворуч праворуч) обсяг гідропальної камери збільшується, що супроводжується зменшенням у ній тиску рідини. Тиск над усмоктувальним клапаном 13 падає нижче тиску в прийомному трубопроводі 15. Під тиском різниці тисків тарілка усмоктувального клапана піднімається над сидлом, відкриваючи доступ у циліндр 1 твердості з прийомного трубопроводу 15. Нагнітальний клапан 14 при цьому закритий

При досягненні поршнем 2 мертвого положення надходження рідини в циліндр 1 припиняється. Тиск під усмоктувальним клапаном і над ним поступово вирівнюється, клапан 13 закривається, роз'єднуючи камери насоса і прийомний трубопровід 15. При зворотному ході поршня (праворуч ліворуч) тиск у циліндрі 1 збільшується внаслідок стиску рідини в замкнутому обсязі. Під дією зростаючого тиску в циліндрі 1 піднімається тарілка нагнітального клапана 14 і рідина через трубопровід 17 подається в робочу мережу. Після досягнення поршнем 2 другого мертвого положення тиск під клапаном 14 знижується і він закривається, роз'єднуючи камери насоса і нагнітальний трубопровід 17. Потім поршень 2 знову переміщається у напрямку від усмоктувального клапана 13 до приводної частини й описаний цикл роботи насоса повторюється. У процесі роботи насоса зворотно-поступального переміщення разом з поршнем 2 (фіг 2) роблять шток 3 і рухомо з'єднаний з ним штоком 4. Завдяки тому, що насос забезпечений з'єднувальним елементом, виконаним у вигляді стрижня 8 з двома сферичними головками 9 на його кінцях, взаємодіючими з відповідними сферичними поверхнями, виконаними на звернутих один

до одного торця штоків поршня і повзуна, а також оптимізації геометричних параметрів з'єднувального елемента, забезпечується гарантована самоустановка зазначених штоків, що компенсує неспіввідповідність і непаралельність їх осей. При неспіввідповідності осей кінематичної ланки "поршень - шток поршня - шток повзуна - повзун" після збирання насоса або в результаті нерівномірного зносу тертьових пар виникає радіальний зсув осей одна щодо іншої. Однак, завдяки наявності зазору

( між поверхнею бічних вкладишів і поверхнею стрижня 8 більшого, ніж зазначений радіальний зсув осей, великих радіальних зусиль не виникає, тому що зазначений зазор дозволяє стрижню 8 із двома сферичними головками 9 у визначених межах самовстановлюватися як з боку штока поршня, так і з боку штока повзуна. Таким чином, підвищується експлуатаційна надійність насоса за рахунок розвантаження поршня від дії бічних сил



