**II. МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МАТЕРІАЛООБРОБКА**

Іванов М. І.

Переяславський О. М.

Шаргородський С. А.

Ковальова І. М.

*Вінницький
національний аграрний
університет*

Ivanov M. I.

Pereyaslavskiy O. M.

Shargorodskiy S. A.

Kovaliova I. M.

*Vinnitsia National
Agrarian University*

УДК 62-82:631.3:621.659

**СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ
МЕХАНІЗМУ РЕГУЛЮВАННЯ
КУТА НАХИЛУ ПОХИЛОГО
ДИСКА РЕГУЛЬОВАНОВОГО
АКСІАЛЬНОГО
РОТОРНОПОРШНЕВОГО
НАСОСА**

Розглядаються силові характеристики механізму регулювання кута нахилу похилого диска регульованого аксіального роторнопоршневого насоса, який використовується у LS-гідроприводах. Показано механізм силової дії поршнів блока циліндрів на похилий диск, який створює момент повороту похилого диска та визначає силу притискання цапф диска до гідростатичних підшипників. Зазначені параметри змінюються за періодичними залежностями із значним розмахом величин. В зв'язку з цим виникає необхідність розроблення заходів по підвищенню надійності та працездатності вузлів, які знаходяться під дією періодичних навантажень.

Ключові слова: мобільні машини, аксіальний роторнопоршневий насос, похилий диск, зведена сила, момент сил.

Вступ. Сучасні тенденції розвитку мобільних технологічних машин різноманітного призначення передбачають подальше підвищення рівня гідрофікації приводів активних робочих органів [1]. Розвиток даного напрямку вимагає вирішення ряду принципіальних задач, в тому числі пов'язаних із мінімізацією кількості насосних агрегатів в умовах зростання кількості виконавчих гідродвигунів. Даний напрям розвитку гідравлічних систем дозволяє суттєво підвищувати рівень енергоощадності та економічної ефективності мобільних машин [2, 3].

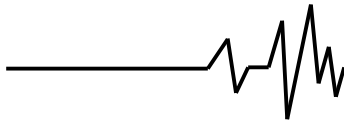
В зв'язку з цим зростає попит на використання в системах гідравлічних приводів мобільних машин регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів [1]. Такий підхід до побудови насосного агрегата викликаний необхідністю регулювання подачі насоса відповідно до потреб приводних гідродвигунів різних робочих органів [4, 5, 6]. При цьому виникає необхідність подальшого удосконалення конструкції насосів зазначеного типу, що передбачає підвищення технічного

рівня характеристик як насоса в цілому, так і його окремих вузлів. Якість роботи насоса суттєво залежить від характеристик системи регулювання об'ємної подачі насоса, до складу якої входять LS-регулятор та механізм регулювання кута нахилу похилого диска.

Мета роботи полягає у дослідженні характеристик механізму регулювання кута нахилу похилого диска та визначення заходів по удосконаленню його конструкції.

Аналіз останніх досліджень. Регульовані аксіальні роторнопоршневі насоси з похилим диском відрізняються більш простими конструктивними рішеннями, що позитивно відображається на економічності та надійності приводів в цілому [4, 5, 6, 7]. В більшості випадків застосування вказаних насосів в конструкціях різних мобільних машин задовольняє їх потреби по діапазону регулювання об'ємної подачі.

Підвищення технічного рівня гідравлічного обладнання сільськогосподарських машин, в тому числі аксіальних роторно-поршневих насосів, зумовлюється вимогами до підвищення робочих швидкостей машин та максимального



тиску в гідросистемах [1].

В даний час вітчизняні виробники гідравлічного обладнання для мобільних технологічних машин (ПрАТ «Гідросила АПМ», м. Кропивницький) впроваджують у виробництво типорозмірний ряд аксіальних роторнопоршневих насосів серії PVC. Існує нагальна потреба дослідження та удосконалення ряду їх технічних характеристик, що має вивести вказані насоси на рівень світових зразків.

Викладення основного матеріалу.

Регульований аксіальний роторнопоршневий насос типу PVC 1.63 (рис.1) включає блок циліндрів 1, поршні якого через п'яту 2 опираються на торець похилого диска 3. Керування кутом нахилу похилого диска відбувається за допомогою LS- регулятора типу PVN 4 та гідроциліндра 5. Пружина 6 віджимає похилий диск в початкове положення з нахилом від вертикалі у 18° . Приводний вал 7 приводить в обертальний рух блок циліндрів.

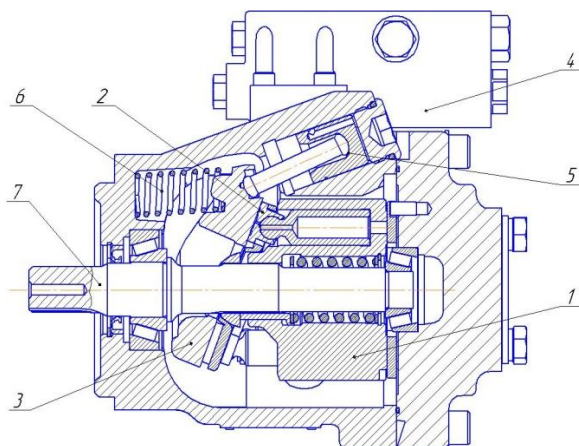


Рис. 1. Регульований аксіальний роторнопоршневий насос типу PVC 1.63: 1 – блок циліндрів; 2 – п'ята; 3 – похилий диск; 4 – LS- регулятор типу PVN; 5 – гідроциліндр керування; 6 – пружина віджиму люльки; 7 – приводний вал

Регулювання об'ємної подачі насоса відбувається зміною робочого об'єму насоса шляхом зміни кута нахилу похилого диска 3. Нахил похилого диска регулюється за допомогою LS- регулятора 4 та гідроциліндра керування 5, шток якого діє на похилий диск в напрямку зменшення кута його нахилу. Поворот похилого диска в бік збільшення кута нахилу виконується використанням сили тиску поршнів блока циліндрів на похилий диск. З цієї метою похилий диск 3 встановлено в корпусі таким чином, що вісь його повороту розташована нижче за вісь обертання блока циліндрів (рис. 2). В результаті цього сумарною силовою дією циліндрів

формується зведена сила, спрямована на збільшення кута нахилу похилого диска.

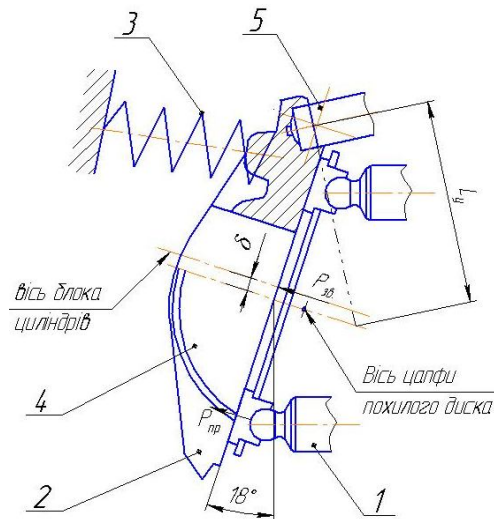


Рис. 2. Схема до визначення моменту сил, які діють на похилий диск насоса PVC: 1 – поршень блока циліндрів; 2 – похилий диск; 3 – пружина віджиму; 4 – цапфа похилого диска; 5 – шток поршня гідроциліндра керування

На рис. 2 показано схему до визначення сил, які діють на похилий диск в процесі роботи насоса типу PVC. Рівняння моментів діючих сил має наступний вигляд:

$$M_y = M_{зв} + M_{ін} + M_{тр} + M_{пруж}, \quad (1)$$

де M_y – момент сили, яку створює гідроциліндр керування, $M_{зв}$ – момент зведеної сили, $M_{ін}$ – момент інерції похилого диска, $M_{тр}$ – момент сил тертя в опорах (цапфах) похилого диска, $M_{пруж}$ – момент, який створює пружина віджиму.

Момент зведеної сили $M_{зв}$ поршнів блока циліндрів на торець похилого диска зумовлений дією окремих поршнів, причому завдяки обертанню блока циліндрів точка прикладення сили з боку поршнів постійно змінює своє положення, що призводить до нестабільності величини зазначеного моменту.

Процес зміни зведеної сили та моменту її дії на похилий диск змодельовано шляхом визначення величини зведеної сили та моменту у фіксованих положеннях блока циліндрів при повороті його послідовно на кут в 2° . В конструкції насоса використовується дев'ять поршнів, тому циклічність зміни моменту зведеної сили становить 40° .

На рис. 3 показано три варіанти положення блока циліндрів при різних значеннях кута повороту, починаючи від початкового положення гідроциліндра 1.3 в крайньому нижньому положенні.

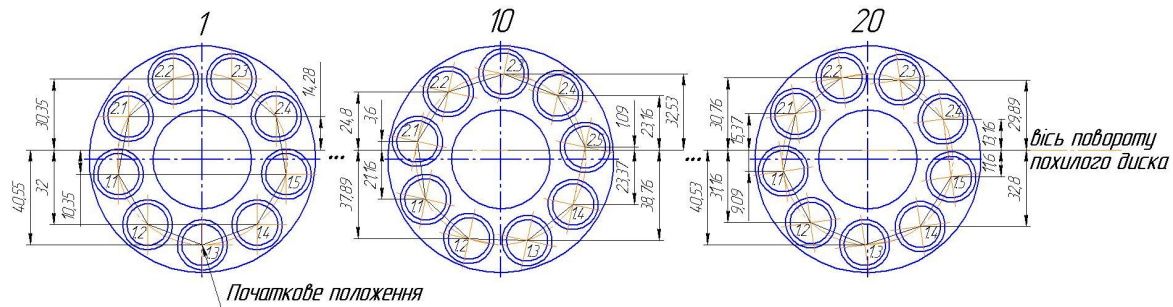
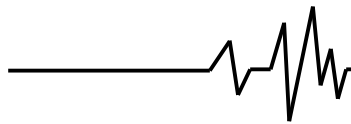


Рис. 3. Розрахункова схема до визначення залежності моментів сил, що створюються поршнями гідроциліндрів, від кута повороту блока циліндрів

Насос типу PVC 1.63 працює в режимі самовсмоктування, тому в гідролінії всмоктування та у відповідних порожнинах насоса глибина падіння вакууму знаходиться на рівні 0,5 бар. Таким чином, можливе припущення про те, що при знаходженні циліндрів в зоні всмоктування сила дії їх поршнів на торець похилого диска наближається до мінімально малих значень. В результаті цього при визначенні зведеної сили для насоса даного типу враховуємо тільки силову дію поршнів циліндрів, які знаходяться в зоні нагнітання – згідно рис. 3 у правій половині блока циліндрів.

В процесі обертання блока циліндрів кількість поршнів, які знаходяться в зоні тиску, поперемінно змінюється від 5 до 4. На рис. 3 в положенні 1 кут повороту блока циліндрів дорівнює нулю. Гідроциліндр 1.3 в цей момент знаходиться у крайньому нижньому положенні, вважається з'єднаним із зоною нагнітання. В цьому випадку нижче осі повороту похилого диска знаходиться три гідроциліндра – 1.3, 1.4, 1.5, вище – два гідроциліндра 2.4 та 2.3. Сили, що створюються зазначеними гідроциліндрами, створюють моменти, спрямовані протилежно відносно осі повороту похилого диска. При подальшому обертанні блока циліндрів змінюється відстань гідроциліндрів до осі

повороту похилого диска, а також кількість гідроциліндрів, які знаходяться вище та нижче осі повороту похилого диска. В положенні 10 два гідроциліндри 1.3, 1.4 знаходяться нижче за вісь повороту похилого диска, в той же час вище осі повороту знаходяться гідроциліндри 1.5, 2.4, 2.3. В позиції 20 (кут повороту блока циліндрів 40°), знаходиться по два гідроциліндра вище та нижче за вісь повороту похилого диска. Момент зведеної сили M_{ze} розраховано при неспівпаданні осі блока циліндрів та осі повороту похилого диска, яке в даному випадку становить 4 мм.

На рис. 4 показано отримані в результаті описаного вище моделювання залежності величини моменту зведеної сили дії поршнів гідроциліндрів від кутового положення блока циліндрів. При цьому тиск у лінії нагнітання насоса становить 25 МПа. Як показано на рис. 4, поперемінна зміна кількості поршнів під тиском, які знаходяться нижче і вище осі повороту похилого диска, призводить до значних коливань величини даного моменту. Періодична залежність моменту зведеної сили дії поршнів блока циліндрів має при цьому однаковий характер незалежно від величини зсуву осі повороту похилого диска відносно осі обертання блока циліндрів.

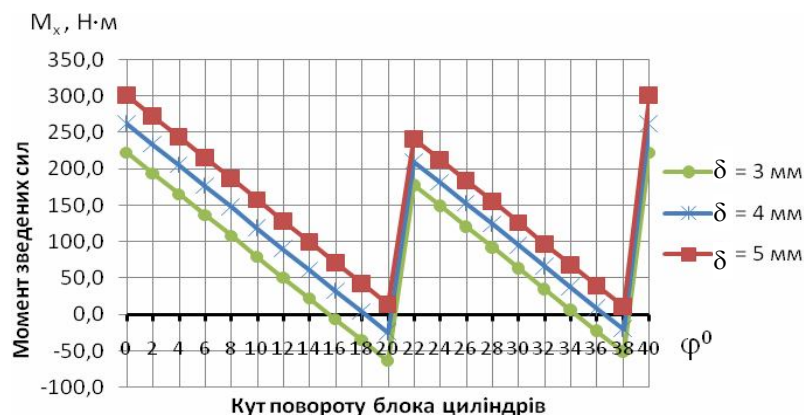
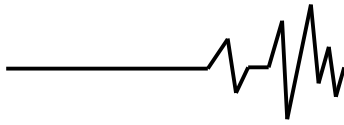


Рис. 4. Залежність моменту зведеної сили поршнів блока циліндрів на похилий диск від кутового положення блока циліндрів при різних значеннях величини зсуву δ осі повороту похилого диска. Кут нахилу похилого диска 18°



Результати аналізу впливу величини зсуву δ осі повороту похилого диска відносно осі обертання блока циліндрів свідчать, що збільшення його величини призводить до збільшення пікових значень моменту зведеної сили поршнів блока циліндрів на похилий диск. Так, при зсуві 3 мм максимальний момент зведеної сили становить 244 Н·м, при зсуві осі повороту похилого диска на величину 4 мм момент зведеної сили збільшується до 283 Н·м. При подальшому збільшенні зсуву до величини 5 мм момент зведеної сили зростає до 323 Н·м.

На рис. 5 зображено вид на похилий диск, де показано цапфи, якими похилий диск опирається на ложементи гідростатичних

підшипників, виконаних у корпусі насоса. На цапфах виконано камери 1 та 2 гідростатичних підшипників, до яких під тиском підводиться робоча рідина. Також на цьому рисунку показано проекцію траєкторії точки прикладання зведеної сили до робочої поверхні похилого диска. Виявлений характер даної траєкторії [8] свідчить про циклічність процесу, при якому зведена сила змінює координати не тільки вздовж горизонтальної осі, а також і відносно вертикалі, провокуючи таким чином коливання похилого диска в двох напрямках.

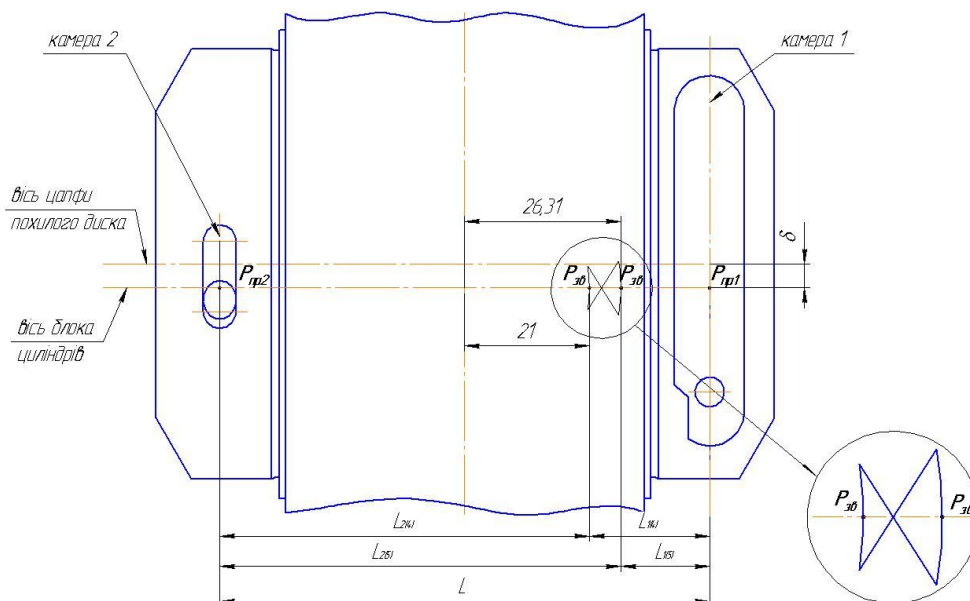


Рис.5. Траєкторія переміщення точки прикладання зведеної сили дії поршнів блока циліндрів на похилий диск

Крім зміни положення точки прикладання зведеної сили також відбувається зміна її величини в залежності від тиску у лінії нагнітання насоса та кількості циліндрів, що знаходяться у зоні високого тиску. Графік залежності зведеної сили $P_{зв}$ від вказаних параметрів показано на рис. 6.

Фактично величина зведеної сили також коливається від мінімального значення, яке відповідає наявності чотирьох циліндрів в зоні високого тиску, до максимального при наявності в зоні високого тиску п'яти циліндрів. При номінальному тискові $p_{ном} = 25$ МПа різниця між максимальним та мінімальним значеннями зведеної сили досягає $\Delta P_{зв} = 7,84$ кН, що може призводити до збудження відповідних коливань в елементах конструкції насоса.

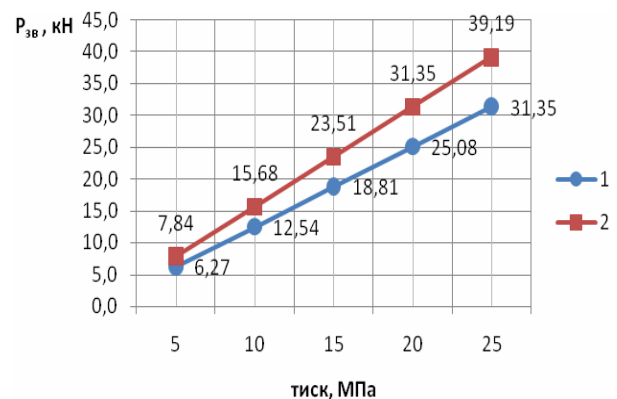
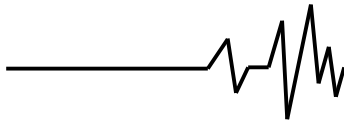


Рис. 6. Залежність зведеної сили $P_{зв}$ від тиску у лінії нагнітання:

1 – під тиском знаходяться 4 поршні;
2 – під тиском знаходяться 5 поршнів



Зведена сила $P_{зв}$ не тільки створює момент на похилому диску, але також викликає притискання цапф похилого диска до ложементів. Але через несиметричність точки прикладення сили $P_{зв}$ відносно цапф, величини сил, які викликають притискання цапф, не співпадають. Згідно рис. 5 в процесі роботи насоса переміщення точки прикладення зведеної сили вздовж осі повороту не перевищує 5% від величини відстані між осями камер підшипників, тому приймаємо припущення, що координата точки прикладення зведеної сили знаходиться на відстані 23,66 мм від вертикальної осі симетрії похилого диска. В цьому випадку сили притискання цапф до ложементів можуть бути розрахованими за наступними залежностями, отриманими на підставі рівнянь моментів, діючих перпендикулярно до вертикальної осі

$$P_{np1} = \frac{P_{зв} \cdot L_2}{L_1 + L_2} \quad P_{np2} = \frac{P_{зв} \cdot L_1}{L_1 + L_2}, \quad (2)$$

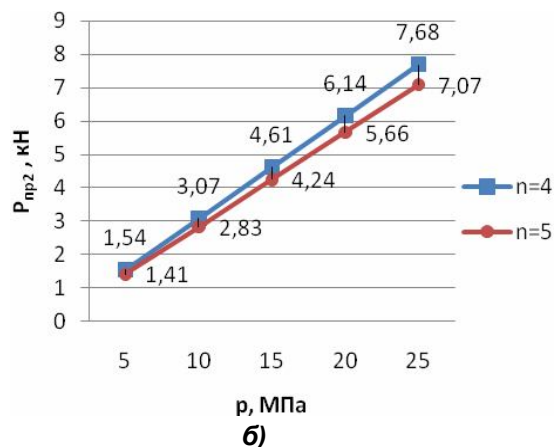
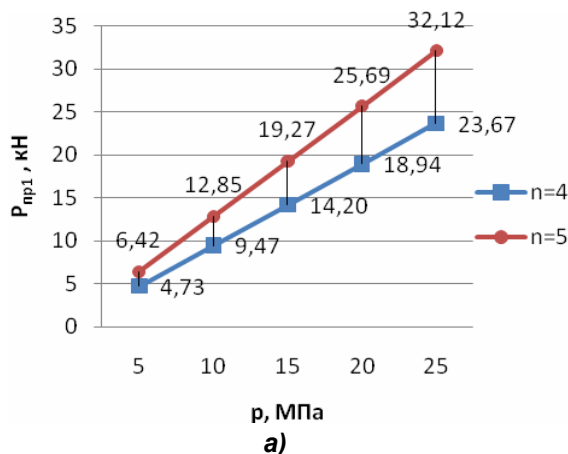


Рис. 7. Залежності сил притискання цапф гідростатичного підшипника, які визначені при різній кількості поршнів блока циліндрів в області високого тиску: а) сила притискання правої цапфи (камера 1); б) сила притискання лівої цапфи (камера 2)

В той же час згідно графіків залежностей, показаних на рис. 7,б, сила притискання лівої цапфи похилого диска, яка знаходиться у зоні дії тиску всмоктування, не перевищує значення 7,68 кН при максимальному значенні зведеної сили та зменшується до 7,07 кН при мінімальному значенні зведеної сили, які відповідають номінальному тиску 25,0 МПа у лінії нагнітання насоса. Розмах коливань сили притискання у даному випадку не перевищує 0,61 кН.

Висновки

Аналіз сучасних тенденцій розвитку конструкцій регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів свідчить про необхідність підвищення технічного рівня даних насосів. Розвиток сільськогосподарського

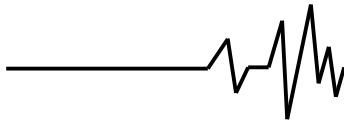
де позначені наступні величини: P_{np1} – сила притискання до ложементу правої цапфи, P_{np2} – сила притискання до ложементу лівої цапфи, L_1 – відстань точки прикладення зведеної сили до осі камери 1, L_2 – відстань точки прикладення зведеної сили до осі камери 2.

На рис. 7, а показано зазначені залежності відповідно для різної кількості циліндрів n , які знаходяться в зоні високого тиску. Згідно рис. 7,а сила притискання правої цапфи досягає 32,12 кН при тиску у лінії нагнітання 25,0 МПа при умові, що в зоні високого тиску знаходиться п'ять циліндрів. При зменшенні кількості циліндрів в зоні високого тиску до чотирьох сила притискання зменшується до 23,67 кН. Відповідно виникають коливання сили із розмахом 8,45 кН, що може ускладнювати роботу гідростатичного підшипника.

машинобудування в свою чергу вимагає економічно ефективного, енергоощадного гідравлічного обладнання для сучасних машин підвищеної потужності та з розвиненими комплексами виконуваних технологічних операцій.

В значній степені вирішення цієї задачі визначається шляхом суттєвого підвищення характеристик системи регулювання подачі насоса – LS-регулятора та механізму регулювання нахилу похилого диска.

Виявлено характер силового навантаження похилого диска, коливальний характер моменту зведеної сили блока циліндрів, який впливає на точність повороту похилого диска. Показано високий рівень зазначеного моменту зведеної сили, а також



значне навантаження гідростатичних підшипників, які забезпечують поворот похилого диска. Виявлений пульсуючий характер зазначених характеристик дозволяє вважати можливим ускладнення роботи гідростатичних підшипників, що може призводити до їх інтенсивного зношення та неточності позиціонування похилого диска.

Список використаних джерел

1. Андренко, П.Н. Направления развития объемного гидропривода / П.Н. Андренко, З. Я. Лурье // Промышлова гидравлика і пневматика. – 2016. – №2(52). – С. 3-14.
2. Галухин, Н.А. Исследование влияния насыщения потока насоса на к.п.д. flow sharing гидропривода / Н.А. Галухин // Промышлова гидравлика і пневматика. – 2014. – № 1(43). – С. 55-63.
3. Бондарь, В.А. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура / В.А. Бондарь // Вісник СумДУ. – 2004. – № 12(58). – С. 41-45.
4. <http://www.boschrexroth.com>
5. <http://www.parker.com>
6. <http://www.danfoss.com>
7. Башта, Т.М. Объёмные гидравлические приводы / Т.М. Башта, И.З. Зайченко, В.В. Ермаков, Е.М. Хаймович. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.
8. Удосконалення системи керування нахилом люльки аксіального роторнопоршневого насоса типу PVC 1.63 / [Іванов М.І., Переяславський О.М., Шаргородський С.А. та ін.] // Промышлова гидравлика і пневматика. – 2015. – №4(50). – С. 64-70

Список джерел в транслітерації

1. Andrenko, P.N. Napravleniya razvitiya objomnogo gidroprivoda / P.N. Andrenko, Z.Ya. Lurye // Promyslova gidravlika і pnevmatika. – 2016. – № 2(52). – С. 3-14.
2. Galukhin, N.A. Issledovanie vliyaniya nasyshcheniya potoka nasosa na k.p.d. flow sharing gidroprivoda / N.A. Galukhin // Promyslova gidravlika і pnevmatika. – 2014. – № 1(43). – С. 55-63.
3. Bondar, V.A. Printsipy LS і LUDV v gidrosistemakh otkrytogo kontura / V.A. Bondar // Visnyk SumDU. – 2004. – № 12(58). – С. 41-45.
4. <http://www.boschrexroth.com>
5. <http://www.parker.com>
6. <http://www.danfoss.com>
7. Bashta, T.M. Obyemnye gidravlicheskie privody / T.M. Bashta, I.Z. Zaychenko, V.V. Ermakov, E.M. Khaymovich. – М.: Mashinostroenie, 1968. – 628 с.

8. Udoskonalennia systemy keruvannia nakhylom liulki aksialnogo rotornoporshnevoogo nasosa typu PVC 1.63 / [Ivanov M.I., Pereyaslavskiy O.M., Shargorodskiy S.A. ta in.] // Promyslova gidravlika і pnevmatika. – 2015. – №4(50). – С. 64-70.

СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМА РЕГУЛИРОВАНИЯ УГЛА НАКЛОНА НАКЛОННОГО ДИСКА РЕГУЛИРУЕМОГО АКЦИАЛЬНОГО РОТОРНОПОРШНЕВОГО НАСОСА

Аннотация. *Рассматриваются силовые характеристики механизма регулирования угла наклона наклонного диска аксиального роторнопоршневого насоса, который используется в LS-гидроприводах. Показан механизм силового действия поршней блока цилиндров на наклонный диск, который создаёт момент его поворота и определяет силу прижима цапф диска к гидростатическим подшипникам. Указанные параметры изменяются по периодическим зависимостям со значительным размахом величин моментов и сил. В связи с этим возникает необходимость разработки мероприятий по повышению надёжности узлов, которые находятся под воздействием указанных периодических нагрузок.*

Ключевые слова: *мобильные машины, аксиальный роторнопоршневой насос, наклонный диск, приведенная сила, момент сил.*

POWER CHARACTERISTICS OF MECHANISM FOR REGULATION OF INCLINATION ANGLE OF SLOPING DISC IN REGULATING AXIAL ROTARY PUMP

Annotation. *Power characteristics of mechanism for regulation of inclination angle of sloping disc in regulating axial rotary pump, which is used in LS-hydraulic drive are discussed. The mechanism of force influence of plungers of the cylinder block to a sloping disc, which creates a rotation moment of sloping disc and determines the pressing force of the disc axels to the hydrostatic bearings, is shown. Those characteristics are changing according to periodic dependences with big differences values of moments and forces. So it is necessary to work out some ways, which help to increase reliability and work capacity of mechanisms, which are under the influence periodic loads.*

Key words: *mobile machines, regulating axial rotary pump, sloping disc, pivot power, moment of forces.*