

УДК 519.87:62-82:621.822.72:621.22

## ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА СТАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЬОВАНИХ АКсіАЛЬНИХ РОТОРНОПОРШНЕВИХ НАСОСІВ ТИПУ PVC1

В. П. Закревський

Вінницький національний аграрний університет, Україна.

Кореспонденція автора: *mosgv@ukr.net*.

Історія статті: отримано – травень 2018, акцептовано – вересень 2018.

Бібл. 9, рис. 3, табл. 1.

**Анотація.** На основі аналізу сучасного стану розроблення та виробництва регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів з'ясовано основні тенденції розвитку даного напрямку гідромашинобудування. Виявлено зацікавленість споживачів до розширення температурного діапазону роботи даних насосів в бік підвищення максимальних температур. Методами математичного моделювання проведено дослідження статичних характеристик, які є одним з основних показників якості технічних характеристик регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів. Показано, що при установлених нормах точності на деталі системи керування подачею насоса при значеннях тиску на виході насоса, близьких до номінальних, при підвищенні температури робочої рідини і відповідного зниження її в'язкості витрати робочої рідини на витікання суттєво збільшуються, що призводить до зниження об'ємного ККД, особливо у насосах малих типорозмірів. Рекомендовано проведення заходів по стабілізації зазорів в парах золотників та гідроциліндра керування.

**Ключові слова:** регульований аксіальний роторнопоршневий насос, статичні характеристики, об'ємні втрати, температура робочої рідини, в'язкість.

### Постановка проблеми

У зв'язку із активним розвитком агропромислового комплексу України постає необхідність підвищення технологічності, якості та надійності сільськогосподарських мобільних машин.

### Аналіз останніх досліджень

До головних напрямів розвитку конструкцій самохідних машин сільськогосподарського призначення належить підвищення рівня гідрофікації приводів робочих органів. Враховуючи сучасні тенденції щодо підвищення потужності, робочих швидкостей, максимальних тисків, економічної та енергетичної ефективності цих систем необхідним є

використання новітніх зразків гідроприводів, таких як *LUDV* та *LS*-гідросистеми [1, 2].

Використання гідроприводів даного типу вимагає використання гідравлічного обладнання, яке забезпечує подачу робочої рідини до приводів робочих органів відповідно до їх потреб, які можуть суттєво відрізнитися по витраті, тиску, що відповідає їх функціональному призначенню [2]. В даних умовах найбільшого впровадження набуває застосування регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів, які мають вищий рівень номінального тиску, значний діапазон регулювання подачі робочої рідини, що в значно більшій степені задовольняє потреби сучасних сільськогосподарських машин, ніж інші типи насосів, які звичайно використовуються в складі гідроприводів робочих органів мобільних технологічних машин [3-5].

Якісна та безвідмовна робота систем гідроприводів самохідних машин залежить від різноманітних факторів, великого значення в цьому сенсі має дотримання правил та рекомендацій щодо їх експлуатації. Варто зазначити, що самохідні сільськогосподарські машини характеризуються важкими умовами експлуатації, як наслідок, важких режимів роботи зазнають і системи гідроприводів. У числі чинників, що характеризують важкі умови роботи систем гідроприводів є температура оточуючого середовища, що може призводити до значного перегріву робочої рідини, температура якої може підвищуватись до 100 °С. Природньо це призводить до зменшення її в'язкості, що в свою чергу суттєво впливає на якість роботи гідравлічних систем [7, 8].

Умовами якісної роботи елементів гідроприводів вимагається забезпечення [1]:

- рекомендованого діапазону робочого тиску (значень мінімального та максимального тисків на вході і виході насоса відповідно, номінального і максимального тисків з врахуванням допустимої тривалості, швидкості зміни тиску);

- дотримання рекомендацій щодо вибору типу робочої рідини, її чистоти та об'єму;

- допустимих осьових і радіальних навантажень на приводний вал гідромашин, номінальних і максимальних значень частоти його обертання;

- допустимого діапазону зміни в'язкості робочої рідини;

- заданого вимогами до якості роботи гідропривода в складі технологічної машини рівня статичних і динамічних характеристик.

Технічними умовами на регульовані аксіальні роторнопоршневі насоси передбачено, що статичні характеристики залежності подачі насоса від зміни тиску на його виході не повинні відхилятися від установленого значення на  $\pm 4\%$  [1]. При наявності тенденцій до підвищення рівня максимальних температур робочої рідини виникає необхідність оцінки впливу максимальних температур на якість статичних характеристик регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів.

Мета дослідження полягає у розробленні методики розрахунку статичних характеристик із врахуванням впливу температури робочої рідини на роботу регульованого аксіального роторнопоршневого насоса та оцінки впливу його параметрів на показники їх якості.

Якість роботи гідравлічних приводів різноманітного призначення суттєво залежить від характеристик робочої рідини, в тому числі від індексу в'язкості. Зниження в'язкості нижче раціональної зумовлює збільшення витоків та погіршення мастильних властивостей, зменшення об'ємного та механічного ККД [1, 7, 8].

Вибір в'язкості рідини залежить від типу насоса та робочого тиску гідропривода [6]. Найбільш чутливі до зміни в'язкості шестеренні та пластинчаті гідромашини. Для шестеренних машин має місце обмеження мінімальних значень в'язкості робочої рідини, що суттєво зменшують об'ємний ККД при в'язкості рідини менше ніж  $15 \text{ cSt}$  [7].

Поршневі насоси стабільно працюють на робочих рідинах з дуже малою в'язкістю, яка відповідає емульсіям, що застосовуються в гідравлічних кріпленнях. Ці насоси мають найбільший ККД і при роботі на рідинах з великою в'язкістю. З підвищенням тиску оптимум в'язкості зміщується в бік більш високих величин.

В цілому для об'ємних гідроприводів мінімальне припустиме значення в'язкості становить  $5-15 \text{ cSt}$ , оптимальне –  $12-60 \text{ cSt}$  і максимальне – не більше  $1600-2000 \text{ cSt}$ . Слід підкреслити, що в останні роки на західноєвропейському ринку з'являються гідромашини, що здатні працювати при підвищених значеннях температури робочої рідини (до  $100-135^\circ\text{C}$ ). Такі результати є унікальними і отримані в результаті великого обсягу теоретичних та практичних дослідів [8].

Аналіз сучасного стану виробництва насосного обладнання, серед якого найбільш значні темпи росту належать виробництву роторнопоршневих гідромашин, свідчить про необхідність розвитку подальших наукових досліджень, спрямованих на удосконалення їх технічних характеристик, в тому числі шляхом розширення температурного діапазона їх роботи.

В насосах виробництва Rexroth Bosch (Німеччина) оптимальний робочий діапазон в'язкості робочої рідини становить  $13-36 \text{ cSt}$ . Мінімальне

допустиме значення в'язкості для тривалої роботи –  $10 \text{ cSt}$ , максимальне –  $400 \text{ cSt}$  [3]. За рекомендаціями виробника вибір гідравлічної рідини повинен проводитися таким чином, щоб в діапазоні робочих температур величина в'язкості рідини перебувала в оптимальному діапазоні.

В насосах *Series 45* виконання *L, K, J, F, E* фірми Danfoss (Данія) передбачено максимальну допустиму тривалу температуру роботи  $82^\circ\text{C}$ , мінімальну температуру для прогріву  $-40^\circ\text{C}$ , а також короткочасне значення температури в  $104^\circ\text{C}$ . Значення в'язкості робочої рідини може становити  $6,4 \text{ cSt}$  при короткочасній роботі, а мінімальне допустиме значення в'язкості може становити  $9 \text{ cSt}$  для тривалої роботи насосного агрегата. Для насосів виконання *K2* передбачені підвищені значення температурного діапазону роботи ( $-40^\circ\text{C}$  – для прогріву,  $104^\circ\text{C}$  – максимальна допустима температура роботи,  $115^\circ\text{C}$  – максимальна короткочасна температура) за рахунок кращих властивостей матеріалу похилого диска [4].

Технічними рекомендаціями для насосів фірми Parker Hannifin (США) встановлено, що нормальна робоча в'язкість становить  $16-100 \text{ cSt}$ , оптимальний діапазон в'язкості –  $20-40 \text{ cSt}$  [5]. Виробник рекомендує приділити особливу увагу правильному вибору значення в'язкості і оптимального в'язкісно-температурного індексу по таким критеріям [6]:

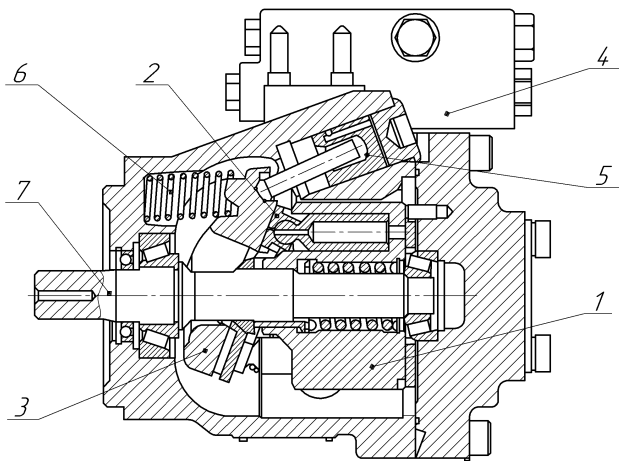
- принцип дії гідравлічних насосів і моторів гідросистеми;
- номінальні значення і допустимі діапазони тиску і температури;
- температура навколишнього середовища;
- довжина трубопроводу.

### Мета досліджень

Таким чином, сучасний стан досліджень та виробництва свідчить про виражені тенденції подальшого розширення температурного діапазона, що передбачає також збільшення тривалості роботи при підвищених температурах. В зв'язку із цим залишаються актуальні дослідження гідромашин, в тому числі набуваючи все більшого поширення в гідравлічних приводах сільськогосподарських машин аксіальних роторнопоршневих насосів, які мають за мету забезпечення заданого рівня технічних характеристик при роботі при підвищених температурах робочої рідини.

### Результати досліджень

В даний момент на підприємстві ПрАТ «Гідросила АПМ» (Україна) налагоджено виробництво регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів типу *PVC1*. Насоси даного типу отримали найбільшого поширення у *LS*-гідроприводах самохідних машин різноманітного технологічного призначення [9]. Конструкцію насоса даного типу з робочим об'ємом  $85 \text{ см}^3$  показано на рис. 1.



**Рис. 1.** Конструктивна схема регульованого аксіального роторнопоршневого насоса типу PVC1.85: 1 – блок циліндрів, 2 – поршень, 3 – похилий диск, 4 – LS-регулятор типу PVN, 5 – гідроциліндр керування, 6 – пружина віджиму люльки, 7 – приводний вал, 8 – п'ята.

Регульований аксіальний роторнопоршневий насос має дві основні складові: власне насос, до складу якого входить блок циліндрів 1, поршні блока циліндрів, похилий диск 3, приводний вал 7, а також LS-регулятор 4, який включає керуючий та відсічний золотники, гідроциліндр 5 керування нахилом похилого диска та пружину піджиму похилого диска. Особливістю насосів даного типу є установка похилого диска в корпусі насоса, виконана із зсуванням осі його повороту відносно осі обертання блока циліндрів. Цей конструктивний захід призначений до використання сили дії поршнів блока циліндрів на похилий диск для повернення його у положення максимальної подачі робочої рідини.

В насосах даного типу виробником рекомендовано використовувати масло марки МГЕ-46В. Оскільки для забезпечення ефективності і довговічності роботи насоса слід дотримуватись в'язкості масла в рекомендованому діапазоні, були проведені експериментальні дослідження щодо визначення кінематичної в'язкості робочої рідини при різних її температурах, результати яких наведені у таблиці 1.

**Таблиця 1.** Експериментальні залежності коефіцієнта в'язкості  $\nu$  робочої рідини МГЕ-46В від її температури.

t, °C	$\nu$ , cSt
40	44,4
50	29,0
60	19,3
70	13,8
80	11,2
90	8,0
100	6,8

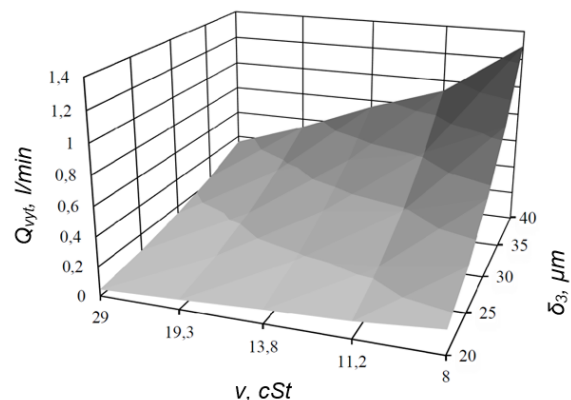
За допомогою розробленої математичної моделі

[9] аксіального роторнопоршневого насоса типу PVC1 виконано аналіз його роботи і визначені можливі втрати робочої рідини, що мають місце при роботі насоса в різних температурних режимах. На рис. 2 показано залежність витоків рідини з робочих порожнин насоса PVC1.85 від в'язкості робочої рідини та зазорів  $\delta_3$  у з'єднаннях рухомих пар деталей. Найбільша площа поперечного перерізу зазора, через який робоча рідина перетікає з лінії нагнітання у корпус насоса, має місце у гідроциліндрі 5 (рис. 1). Тому при розрахунках втрат рідини враховувалася величина саме цього зазору.

Статичні характеристики, які показано на рис. 3, розраховані для насоса PVC1.85 в складі LS-гідропривода при наступних параметрах:

$$\begin{aligned} \delta &= 0,01 \text{ мм}, \delta_3 = 0,04 \text{ мм}, \mu = 0,62, \rho = 850 \text{ кг/м}^3, \\ d_{ot} &= 5 \text{ мм}, \\ S_p &= 4,8 \text{ см}^2, k_1 = 0,035, l_2 = l_4 = 1,4 \text{ мм}, \\ x_{10} = x_{20} &= 1,4 \text{ мм}, \\ V_{nom} &= 85 \text{ см}^3, n = 1500 \text{ об/хв}, l_1 = l_3 = 1,47 \text{ мм}, \\ K &= 0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}, \\ W_N &= 150 \text{ см}^3, W_1 = 2 \text{ см}^3, W_2 = 0,6 \text{ см}^3, \\ W_3 &= 40 \text{ см}^3, W_4 = 2 \text{ см}^3, \\ \sigma_N &= 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{Н} \cdot \text{с}, \sigma_{vyt2} = 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{Н} \cdot \text{с}, d_{zol} = 7 \text{ мм}, \\ \sigma_{vyt,p} &= 2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/\text{Н} \cdot \text{с}, S_{z1} = S_{z2} = 38,4 \text{ мм}^2, \\ C_1 &= 27,5 \text{ Н/мм}, \\ C_2 &= 102,5 \text{ Н/мм}, C_3 = 21,5 \text{ Н/мм}, C_{pr} = 7,7 \text{ Н/мм}, \\ r_1 &= 56,9 \text{ мм}, \\ m_{z1} = m_{z2} &= 8 \text{ г}, m_p = 84 \text{ г}, I = 13,618 \text{ кг/м}^2, \\ \beta_1 &= 3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}, \\ \beta_2 &= 3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}, \beta_{s,p} = 3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}, \beta_3 = 10 \text{ Н} \cdot \text{с/м}. \end{aligned}$$

В результаті аналізу отриманих результатів можна стверджувати, що найменші витікання на рівні 0,1 л/хв слід очікувати при дотриманні зазору у гідроциліндрі керування на рівні 0,02 мм та температурі робочої рідини не вище 50 °C. При використанні гідроциліндра керування із зазором між поршнем і циліндром на рівні 0,04 мм, що допускається технічними умовами на виготовлення деталей гідроциліндра керування, при температурі 90 °C втрати робочої рідини через витіки зростають до 1,3 л/хв, що становить 1,5 % від номінальної витрати насоса PVC1.85. При умові необхідності забезпечення величини об'ємного ККД на рівні  $\eta_0 = 0,97-0,98$  [7] це може зашкодити досягненню заданого результату.

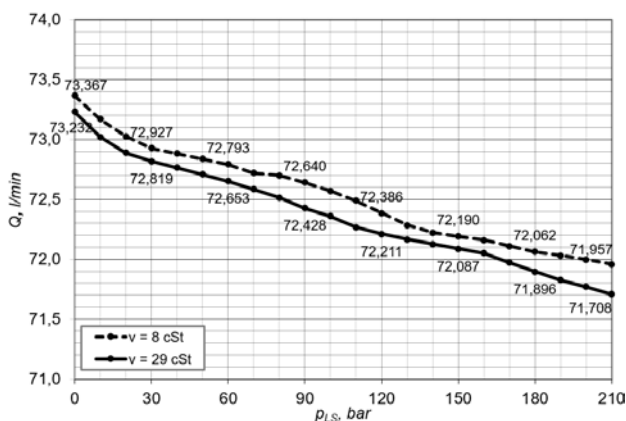


**Рис. 2.** Втрати робочої рідини  $Q_{vyt}$  на злив насоса типу PVC1.85 залежно від її в'язкості  $\nu$  та зазору  $\delta_3$  у гідроциліндрі керування.

Також слід зазначити, що усі насоси серії *PVCI* шести типорозмірів комплектуються однотипними *LS*-регуляторами типу *PVN45*, які незначно відрізняються діаметральними розмірами поршня гідроциліндра керування. Тому слід очікувати, що для насоса типу *PVCI.18*, який має робочий об'єм  $18 \text{ см}^3$  та номінальну витрату  $45 \text{ л/хв}$ , аналогічні витрати робочої рідини можуть досягати  $3,4 \%$  від номінальної подачі насоса. Результатом цього може бути значне падіння об'ємного ККД у насосів *PVCI.18* та *PVCI.25*.

Отриманий результат свідчить про необхідність впровадження заходів по стабілізації зазора у з'єднанні поршня та гідроциліндра керування на рівні  $0,02 \text{ мм}$ . Для забезпечення даного заходу очевидно є необхідність відмови від використання повної взаємозамінності та переходу до селективного складання пар гідроциліндра, або використовувати індивідуальне припасовування деталей гідроциліндра керування.

Статична характеристика насосів типу *PVCI*, яка визначає залежність подачі насоса від тиску на вході гідродвигуна привода робочого органа машини, також є визначальною з точки зору якості їх технічних характеристик. В даний час вимагається, щоб відхилення величини подачі насоса при зміні тиску на його виході від початкового значення до номінального значення не перевищувала  $\pm 4 \%$  від номінального значення. На рис. 3 показано статичні характеристики насоса *PVCI.85*, розраховані при різній температурі робочої рідини: при температурі  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  (в'язкість масла МГЕ-46В  $\nu = 29 \text{ cSt}$ ) та при температурі  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  (в'язкість –  $\nu = 8 \text{ cSt}$ ). Прийняте початкове значення тиску  $p_{LS}$  відповідає перепаду тиску на *LS*-дроселі в  $20 \text{ бар}$  при відсутності навантаження на виконавчому гідродвигуні. При подальшому зростанні тиску  $p_{LS}$ , викликаному збільшенням навантаження на виконавчому гідродвигуні, зростає тиск на виході насос, який згідно принципу дії даного насоса має на  $20 \text{ бар}$  перевищувати тиск  $p_{LS}$ .



**Рис. 3.** Статичні характеристики насоса *PVCI.85* залежності подачі робочої рідини  $Q$  від тиску  $p_{LS}$  на вході виконавчого гідродвигуна.

Дані статичні характеристики показали близьку за характером зміну подачі робочої рідини насосом в залежності від зміни навантаження виконавчого

гідродвигуна, яке визначається тиском  $p_{LS}$  та відповідного йому тискові на виході насоса. Розбіжності між статичними характеристиками, отриманими при значеннях в'язкості робочої рідини  $8 \text{ cSt}$  та  $29 \text{ cSt}$ , не перевищує  $0,5 \%$ . Причому при в'язкості робочої рідини  $\nu = 8 \text{ cSt}$  насос *PVCI.85* при умові, що зазори у золотникових парах *LS*-регулятора дорівнюють  $0,01 \text{ мм}$ , подача насоса є більшою на  $0,25 \text{ л/хв}$  ніж при в'язкості робочої рідини  $\nu$ , що можливо пояснюється особливостями конструкції механізму керування подачею даного насоса. Необхідно зауважити, що характеристики мають практично лінійний характер із незначною розбіжністю у нахилі. Із збільшенням навантаження на виконавчому гідродвигуні зростає тиск  $p_{LS}$ , що викликає відповідне зменшення подачі насоса на величину  $1,5 \text{ л/хв}$ , що співпадає з аналізом витрат на витікання, результати якого наведено вище. В роботі [9] показано, що зростання витоків у системі керування, які можуть бути викликані як зміною величини зазорів, так і зміною температури робочої рідини, призводить до зменшення перепада тиску на *LS*-дроселі, який встановлюється на вході виконавчого гідродвигуна, що призводить до зменшення подачі насоса через зміну тиску у порожнині *LS*-регулятора, пов'язаної із системою керування подачею насоса.

## Висновки

1. Аналіз науково-технічної інформації свідчить про значні досягнення провідних виробників обладнання різноманітного призначення в напрямку підвищення рівня технічних характеристик – номінального тиску, номінальної швидкості, температурного діапазону експлуатації гідравлічних приводів.

2. Зазначені тенденції підвищують вимоги до рівня технічних характеристик регульованих аксіальних роторнопоршневих насосів, які на даний час активно застосовуються у гідросистемах мобільних технологічних машин у якості насосних агрегатів *LS*-гідроприводів.

3. Відповідно до тенденцій підвищення діапазона температури робочої рідини виникає проблема негативного впливу зменшення в'язкості робочої рідини на об'ємний ККД насоса. Результати аналізу математичної моделі даного насоса, яку апробовано на підприємстві ПрАТ «Гідросила АПМ», свідчать про необхідність зміни технологічних підходів до стабілізації об'ємних витрат при роботі насоса шляхом зменшення зазорів в рухомих парах гідроагрегатів. Особливу увагу при цьому необхідно приділяти забезпеченню зазора в з'єднанні поршня та корпусу гідроциліндра керування на рівні  $0,02 \text{ мм}$ .

## Список літератури

1. Андренко П. Н., Лурье З. Я. Направления развития объемного гидропривода. Промислова гідравліка і пневматика. 2016. №2(52). С. 3–14.

2. *Галухин, Н. А.* Исследование влияния насыщения потока насоса на к.п.д. flow sharing гидропривода. Промислова гідравліка і пневматика. 2014. №1(43). С. 55–63.

3. *Axial piston variable pump A10VO series 31* [Електронний ресурс] // Bosch Rexroth AG. 2016. URL: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/pumps/axial-piston-pumps/variable-pumps-open-circuit/a10vo-31>.

4. *Technical Information Series 45 Axial Piston Open Circuit Pumps* [Електронний ресурс]. Danfoss. 2018. URL: <https://assets.danfoss.com/documents/DOC263855355167/DOC263855355167.pdf>.

5. *Axial Piston Pumps Series PVplus Variable Displacement* [Електронний ресурс]. Parker Hannifin. 2015. URL: [http://www.parker.com/Literature/PMDE/Catalogs/Piston\\_Pumps/PV+/MSG30-3245\\_UK.pdf](http://www.parker.com/Literature/PMDE/Catalogs/Piston_Pumps/PV+/MSG30-3245_UK.pdf).

6. *Рабочие жидкости для аксиальнопоршневых насосов Parker серии PV* [Електронний ресурс]. Parker Hannifin. 2012. URL: [http://www.parkerhannifin.ru/upload/iblock/482/hyd-fluids\\_rus.pdf](http://www.parkerhannifin.ru/upload/iblock/482/hyd-fluids_rus.pdf).

7. *Башта Т. М., Зайченко И. З., Ермаков В. В., Хаймович Е. М.* Объемные гидравлические приводы. Москва. Машиностроение, 1968. 628 с.

8. *Аврунин Г. А., Пимонов И. Г., Мороз И. И.* Регулирование температуры рабочей жидкости в объемных гидроприводах мобильных машин. Промислова гідравліка і пневматика. 2016. №1. С. 11–20.

9. *Иванов М. И., Переяславский О. М., Шаргородский С. А.* Статичні характеристики насосів типу PVC1. Промислова гідравліка і пневматика. 2018. №1(59). С. 79–92.

## References

1. *Andrienko, P. N., Lurie, S. Y.* (2016). Directions of development of the hydraulic volume. *Industrial hydraulics and Pneumatics*. No 2(52). 3-14.

2. *Galuhin, N. A.* (2014). Study of the effect of saturation flow pump efficiency flow sharing hydraulic drive. *Industrial hydraulics and Pneumatics*. No. 1(43). 55-63.

3. *Axial piston variable pump A10VO series 31* [Electronic resource] // Bosch Rexroth AG. 2016. URL: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/pumps/axial-piston-pumps/variable-pumps-open-circuit/a10vo-31>.

4. *Technical Information Series 45 Axial Piston Open Circuit Pumps* [Electronic resource]. Danfoss. 2018. URL: <https://assets.danfoss.com/documents/DOC263855355167/DOC263855355167.pdf>.

5. *Axial Piston Pumps Series PVplus Variable Displacement* [Electronic resource]. (2015). Parker Hannifin. [http://www.parker.com/Literature/PMDE/Catalogs/Piston\\_Pumps/PV+/MSG30-3245\\_UK.pdf](http://www.parker.com/Literature/PMDE/Catalogs/Piston_Pumps/PV+/MSG30-3245_UK.pdf).

6. *Working fluids for Parker axial piston pumps series PV* [Electronic resource]. (2012). Parker Hannifin. URL: [http://www.parkerhannifin.ru/upload/iblock/482/hyd-fluids\\_rus.pdf](http://www.parkerhannifin.ru/upload/iblock/482/hyd-fluids_rus.pdf).

7. *Bashta, T. M., Zaichenko, S. S., Ermakov, V. V., Khaimovich, E. M.* (1968). Volumetric hydraulic actuators. Moscow. Mechanical engineering, 628.

8. *Avrunin, G. A., Pimonov, S. G., Moroz, I. S.* (2016). The temperature of the working fluid in the volume *Gidroprivad mobile machines*. *Industrial hydraulics and Pneumatics*. No 1. 11-20.

9. *Ivanov, M. I., Pereyaslavskaya, E. M. Shargorodsky, S. A.* (2018). Static characteristics the pumps type PVC1. *Industrial hydraulics and Pneumatics*. No. 1(59). 79-92.

## ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЕМЫХ АКСИАЛЬНЫХ РОТОРНОПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ ТИПА PVC1

*В. П. Закревский*

**Аннотация.** На основе анализа современного состояния разработки и производства регулируемых аксиальных роторнопоршневых насосов выяснены основные тенденции развития данного направления гидромашиностроения. Выявлено заинтересованность потребителей к расширению температурного диапазона работы данных насосов в сторону повышения максимальных температур. Методами математического моделирования прогнозируемо смену статических характеристик, которые являются одним из основных показателей качества технических характеристик регулируемых аксиальных роторнопоршневых насосов. Показано, что при установленных нормах точности на детали системы управления подачей насоса при значениях давления на выходе насоса, близких к номинальным, при повышении температуры рабочей жидкости и соответствующего снижения ее вязкости расхода рабочей жидкости на утечки существенно увеличиваются, что приводит к снижению объемного КПД, особенно в насосах малых типоразмеров. Рекомендуется проведение мероприятий по стабилизации зазоров в парах золотников и гидроцилиндра управления.

**Ключевые слова:** регулируемый аксиальный роторно-поршневой насос, статические характеристики, объемные потери, температура рабочей жидкости, вязкость.

## EFFECT OF WORKING FLUID TEMPERATURE ON VARIABLE DISPLACEMENT AXIAL PISTON PVC1 TYPE PUMP FLOW RATE CHARACTERISTICS

*Zakrevskyy V. P.*

**Abstract.** Based on the analysis of the current state of development and production of variable displacement axial rotor-piston pumps, the main trends in the development of this area of hydro-machine building have been clarified. The interest of consumers to expand the temperature range of these pumps in the direction of increasing maximum temperatures has been revealed. By methods of mathematical modeling, the static characteristics are predicted to change, which is one of the main indicators of the quality of the technical characteristics of variable displacement axial rotor-piston

pumps. It is shown that, with the established accuracy standards for the pump control system control part at the pump outlet pressure close to the nominal value, when the temperature of the working fluid rises and the corresponding decrease in its viscosity, the flow rate of the working fluid for leaks increases substantially, which leads to a decrease in the volumetric efficiency, especially in pumps of small sizes. It is recommended to carry out measures to stabilize the spool and servo cylinder gaps.

**Key words:** variable displacement axial piston pump, flow rate characteristics, volume losses, working fluid temperature, viscosity.