

*Г. А. АВРУНІН, М. А. ПОДРИГАЛО, Н. М. ПОДРИГАЛО, І. І. МОРОЗ*

## АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИПРОБУВАНЬ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН ТА ГІДРОПЕРЕДАЧ

Мета. Створення рекомендацій щодо використання методів випробувань об'ємних гідромашин і гідроприводів для вітчизняних фахівців в галузі машинобудування гідрофікованих транспортних засобів і технологічного обладнання, а також в навчанні студентів. Методика досліджень. Аналіз сучасних гідравлічних принципових схем та методик випробувань об'ємних гідромашин і гідроприводів для вирішення задач діагностування технічного стану, визначення об'ємних і гідромеханічних втрат потужності та ресурсних випробувань на основі накопиченого вітчизняного та закордонного досвіду. При цьому розглянутий введений в Україні стандарт ISO 4409 щодо стендових випробувань гідромашин та гідроприводів, а також методики випробувань, які практично застосовують на вітчизняних виробництвах та в дослідницьких центрах. Для адаптації нового стандарту гідравлічні принципові схеми дороблені необхідними позначеннями і застосовані стандартизовані терміни згідно ДСТУ 3455. З точки зору досліджень втрат потужності в гідромашині, проведення ресурсних випробувань, а також діагностики післяремонтних випробувань наведені методики, які не вийшли в стандарт ISO 4409, але можуть бути корисними з точки зору удосконалення досліджень, енергозбереження та скорочення номенклатури стендового обладнання. Результати аналізу методів випробувань гідромашин та гідроприводів можуть бути корисними для фахівців народного господарства, які займаються проектуванням гідроприводів, нових насосів та гідромоторів та їх виробництвом, а також для студентів-магістрів, які вивчають дисципліну «Проектування і випробування гідроприводів» за спеціальністю «Галузеве машинобудування».

**Ключові слова:** об'ємний гідропривод, насос, методики випробування за стандартом ISO 4409, розрахунок ККД, спрощені методики випробувань гідромоторів.

*G. AVRUNIN, M. PODRIGALO, N. PODRYHALO, I. MOROZ*

## ANALYSIS OF TESTING METHODS FOR VOLUME HYDRAULIC MACHINES AND HYDRAULIC TRANSMISSIONS

Purpose. Creation of recommendations for the use of testing methods for volumetric hydraulic machines and hydraulic drives for domestic specialists in the field of mechanical engineering of hydronic vehicles and technological equipment, as well as in the education of students. Research methodology. Analysis of modern hydraulic schematic diagrams and testing methods for volumetric hydraulic machines and hydraulic drives to solve the problems of diagnosing the technical condition, determining volumetric and hydromechanical power losses and resource tests based on accumulated domestic and foreign experience. At the same time, the ISO 4409 standard introduced in Ukraine for bench tests of hydraulic machines and hydraulic drives, as well as test methods that are practically used in domestic production and in research centers, are considered. To adapt the new standard, the hydraulic schematic diagrams are modified with the necessary designations and standardized terms are applied according to DSTU 3455. From the point of view of researching power losses in hydraulic machines, conducting resource tests, as well as diagnostics of post-repair tests, the methods that have not been included in the ISO 4409 standard are presented, but they can be useful in terms of improving research, energy saving and reducing the nomenclature of bench equipment. The results of the analysis of the methods of testing hydraulic machines and hydraulic drives can be useful for specialists in the national economy who are engaged in the design of hydraulic drives, new pumps and hydraulic motors and their production, as well as for master's students studying the discipline "Design and testing of hydraulic drives" in the specialty "Industrial mechanical engineering".

**Keywords:** volumetric hydraulic drive, pump, test methods according to the ISO 4409 standard, calculation of efficiency, simplified methods of testing hydraulic motors.

**Вступ.** В Україні зі скасуванням ГОСТ 14658-89 і ГОСТ 2019-83 в частині методів випробувань об'ємних насосів і гідромоторів, відповідно, уведений стандарт ДСТУ ISO 4409:2013 [1]. В цьому стандарті розглянуті методи випробувань та подання основних сталих робочих характеристик об'ємних гідромашин – насосів та гідромоторів, а також гідропередач. В порівнянні зі скасованими стандартами приведені гідравлічні принципові схеми випробувань насосів із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини та гідропередач. В новій редакції стандарту ISO 4409:2019 збережені гідравлічні принципові схеми випробувань гідромашин і гідропередач, і введені типові функціональні залежності вихідних параметрів насосів і гідромоторів щодо ККД від тиску і частоти обертання. Ця редакція стандарту не передбачає випробувань гідромашин на міцність і визначення екстремальних частот обертання насосів, випробувань за рекуперативною схемою енергозбереження, визначення таких параметрів як момент зрушування і мінімальної частоти обертання гідромоторів. В той же час фахівцями в галузі

об'ємних гідроприводів накопичений великий досвід випробування насосів і гідромоторів з метою вирішення задач діагностування технічного стану, визначення об'ємних і гідромеханічних втрат потужності, а також ресурсних випробувань. У зв'язку з сучасним поширенням використання гідравлічних приводів в будівельно-дорожніх і спеціальних мобільних машинах, зокрема вирішення задач створення нових машин, ремонту і модернізації тих, що знаходяться в експлуатації, дана стаття присвячена аналітичному огляду стандартних за ISO і накопичених методів випробувань гідромашин.

**Аналітичний огляд літератури.** Методики випробувань об'ємних гідромашин і гідроприводів розглянуті в роботах [1–13]. Слід відмітити, що стандарт ДСТУ ISO 4409:2013 відноситься до національного і має редакцію на державній мові [2], а стандарт ISO 4409:2019 на даний час в Україні відноситься тільки як до міжнародного [2]. В роботі [3] розглянуті методи та засоби діагностування насосів і гідромоторів за коефіцієнтом корисної дії з використанням основних положень стандартів

ISO 4409. Методики випробувань згідно тих стандартів, які були регламентовані до введення стандарту ДСТУ ISO 4409:2013, розглянуті в роботах [4; 5]. В роботах [6–8] при випробуваннях гідромашин різних типів використовувались методи випробувань за ISO 4409 і ці результати випробувань стали за висновками авторів основною доказовою базою переваги аксіальнопоршневих гідромашин новітньої розробки моделі Innas. Дійсно, мабуть вперше, авторами розробки аксіальнопоршневих гідромашин моделі Innas були проведені порівнянні випробування з аксіальнопоршневими насосами і гідромоторами, радіальнопоршневими і шестеренними насосами із зовнішнім і внутрішнім зчепленням. Слід відмітити, що деякі з цих наведених результатів випробувань в каталогах виробників гідромашин раніше не приводились. Використання гідромашин приблизно з однаковим робочим об'ємом, але різних конструктивних схем і застосованих розподільних вузлів, дали можливість проаналізувати вплив цих відмінностей на вихідні параметри щодо ККД, витоків робочої рідини і втрат тертя. Для поширення доказової бази в пошуках переваг аксіальнопоршневих гідромоторів моделі Innas був створений спеціальний стенд для визначення втрат тертя при зміні кута обертання вала. Така методика випробувань дає можливість оцінювати характеристики зрушування гідромоторів і їх можливості працювати на низьких частотах обертання. Наукові дослідження і розробки щодо створення стендів для випробувань насосів і гідромоторів розглянуті в роботах вітчизняних фахівців [9–13]. Так українське підприємство «Моторімпекс» розробляє і виготовляє стенди для випробувань широкої номенклатури гідроприскоїв [9–11]. Для випробування гідромашин створені стенди ВС-490 і ВС-1750, які забезпечують режими обкатки під час прийнятно-здавальних випробувань, контроль вихідних параметрів гідромашин та їх ресурсні випробування. Науковим дослідженням з використанням спеціалізованих стендових установок для випробувань насосів та гідромоторів присвячені роботи [12; 13]. Але всі використані стендові установки в значній мірі не відповідають вимогам ISO 4409:2013 щодо необхідної кількості застосованих засобів вимірювань, зокрема витрат робочої рідини, тиску і температури на різних ділянках гідросистем. Тому виявляється потреба в більш ретельному розгляданні нових стандартів для їх впровадження в наукових дослідженнях і на підприємствах, які спеціалізуються на виробництві гідромашин. Такий підхід дасть можливість порівнювати результати випробувань з закордонними виробниками і більш коректно проводити наукові дослідження.

Слід відзначити також нормативні документи, які дозволяють правильно користуватися методиками випробувань гідромашин і гідропередач [14–17].

**Основна частина.** Розглянемо гідравлічні принципи схеми випробувань гідромашин і гідропередач за ISO 4409:2019, до яких додамо опис застосованих гідроприскоїв з їх буквеними

позначеннями на державній мові та розташуванням насосів і гідромоторів вертикально відносно ліній високого та низького тиску відповідно зображенням, регламентованим стандартом ISO [18].

При випробуванні насоса з незамкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини РР (рис. 1) насос Н обертається від приводного двигуна Д і нагнітає РР через витратомір ВР1, запобіжний клапан високого тиску (навантаження) КЗ, фільтр Ф1, витратомір ВР2, фільтр Ф2, і оливахолоджувач АТ для зливу в гідробак Б. При випробуваннях насоса Н1 вимірюють:

- частоту обертання насоса Н за допомогою перетворювача ДЧОН;
- крутний момент ВМн на валу насоса Н;
- витрату (подачу) робочої рідини в лінії нагнітання витратоміром ВР1;
- витрату рідини в зливній лінії витратоміром ВР2;
- витрату рідини в лінії дренажних витоків з насоса Н витратоміром ВР3;
- тиск в лінії нагнітання манометром МН1 та зливу манометром МН2;
- тиск на всмоктуванні в насос Н манометром МН3;
- тиск в лінії дренажних витоків робочої рідини манометром МН4;
- температуру рідини на різних ділянках гідросистеми вимірюють за допомогою термометрів Т1–Т4.

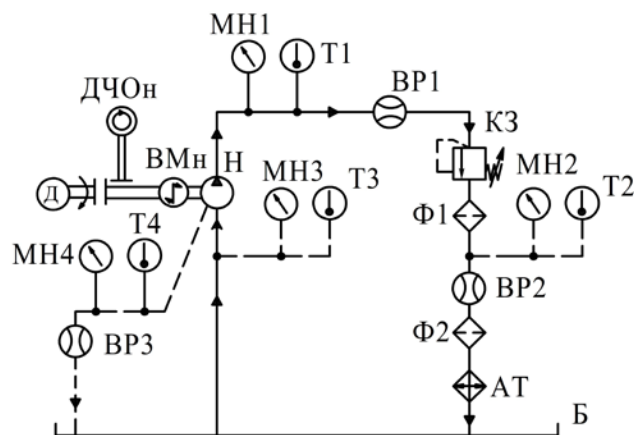


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема стенда для випробування насоса з незамкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини

При випробуванні насоса із замкненим ланцюгом циркуляції (рис. 2) насос Н1 обертається від приводного двигуна Д1 і нагнітає робочу рідину через витратомір ВР1, запобіжний клапан високого тиску (навантаження) КЗ1, фільтр Ф1, витратомір ВР2, фільтр Ф2, запобіжний клапан низького тиску (підживлення) КЗ2, витратомір ВР4 і оливахолоджувач АТ в гідробак Б. Насос підживлення Н2 обертається від приводного двигуна Д2 і нагнітає робочу рідину до лінії всмоктування насоса Н1. При випробуваннях насоса Н1 вимірюють:

- частоту обертання насоса Н1 за допомогою перетворювача ДЧОН;
- крутний момент ВМн на валу насоса Н1;

- витрату (подачу) насоса в лінії нагнітання витратоміром ВР1;
- витрату рідини в зливних лініях витратомірами ВР2 і ВТР3;
- витрату рідини в лінії дренажних витоків з насоса Н1 витратоміром ВР4;
- тиск в лінії нагнітання манометром МН1 та зливу манометром МН2;
- тиск на всмоктуванні в насос Н1 манометром МН3;
- тиск на всмоктуванні в насос Н2 манометром МН4;
- тиск в лінії дренажних витоків рідини манометром МН5;
- температуру робочої рідини на різних ділянках гідросистеми вимірюють за допомогою термометрів Т1–Т5.

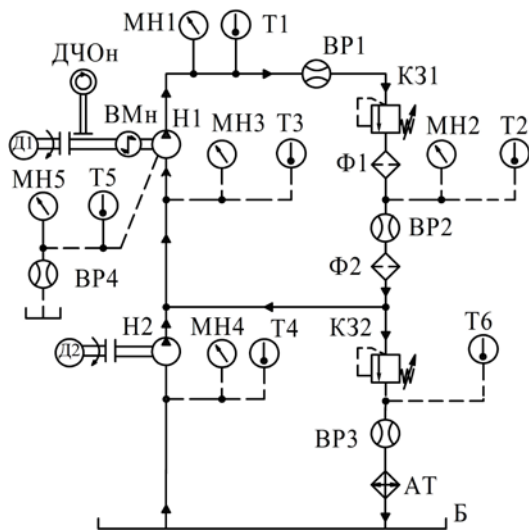


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема стенда для випробування насоса із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини

В гідравлічній принциповій схемі стенда для випробування гідромотора М (рис. 3) подача робочої рідини здійснюється насосом Н з приводним двигуном Д. Максимальне значення тиску встановлюється запобіжним клапаном КЗ1 і контролюється манометром МН3. Навантаження на гідромотор М здійснюється гальмівним пристроєм Г. На вході в гідромотор М встановлений витратомір ВР1, на виході з гідромотора встановлені витратомір ВР2, запобіжний (підпорний) клапан тиску КЗ2, витратомір ВР3, фільтр Ф та оливаохолоджувач АТ, з якого рідини потрапляє в гідробак Б.

При випробуваннях гідромотора М вимірюють:

- частоту обертання за допомогою перетворювача ДЧОм;
- крутний момент на валу гідромотора вимірювачем ВМм;
- витрату робочої рідини в лінії нагнітання витратоміром ВР1;
- витрату рідини в зливних лініях витратомірами ВР2 і ВТР3;
- витрату рідини в лінії дренажних витоків з

- гідромотора витратоміром ВР4;
- тиск в лінії нагнітання гідромотора манометром МН1 та зливу манометром МН2;
- тиск в лінії нагнітання насоса Н манометром МН3;
- тиск в лінії дренажних витоків рідини манометром МН4;
- температуру робочої рідини на різних ділянках гідросистеми вимірюють за допомогою термометрів Т1–Т4.

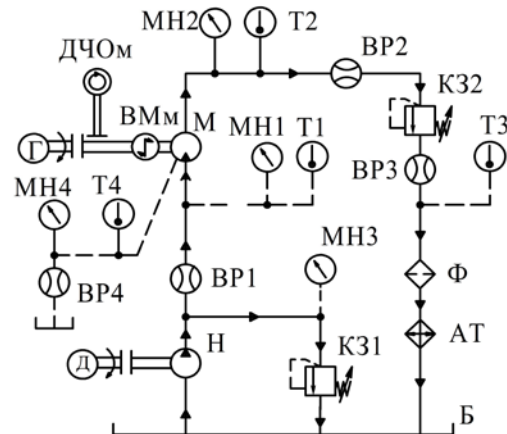


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема стенда для випробування гідромотора

Гідравлічна принципова схема стенда для випробування об'ємного гідропривода із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини (рис. 4) включає насос Н1 з приводним двигуном Д1 і гідромотор М, який навантажується гальмівним пристроєм Г. До складу основного контуру гідропривода входять зворотні клапани ЗК1 і ЗК2 системи підживлення від насоса Н2. Насос підживлення Н2 обертається від приводного двигуна Д2, всмоктує робочу рідину з гідробака Б та нагнітає її через зворотні клапани ЗК1 і ЗК2 в одну з ліній між насосом Н1 і гідромотором М, яка в даний час є лінією зливною, тобто низького тиску. Тиск в системі підживлення налаштовується запобіжним клапаном КЗ. Слід відмітити, що на цій схемі умовно не показані запобіжні клапани основного контуру між насосом Н1 і гідромотором М, а також гідроприспособи місцевого охолодження, які є штатними в сучасних гідроприводах. Система кондиціонування робочої рідини включає фільтр Ф в лінії нагнітання насоса підживлення Н2 та оливаохолоджувач АТ.

При випробуваннях гідропривода (гідропередачі) контролюються такі параметри;

- частота обертання насоса Н1 і гідромотора М за допомогою перетворювачів ДЧОн і ДЧОм, відповідно;
- крутний момент на обертання насоса Н1 вимірювачем ВМн;
- крутний момент гідромотора М вимірювачем ВМм;
- витрата рідини на виході з запобіжного клапану КЗ витратоміром ВР1;
- витрата рідини на виході з дренажного отвору гідропривода витратоміром ВР2;

- перепад тисків в гідроприводі за допомогою манометрів МН1 і МН2;
- тиск в лінії всмоктування насоса підживлення манометром МН3;
- температура робочої рідини на окремих ділянках гідросистеми термометрами Т1–Т5.

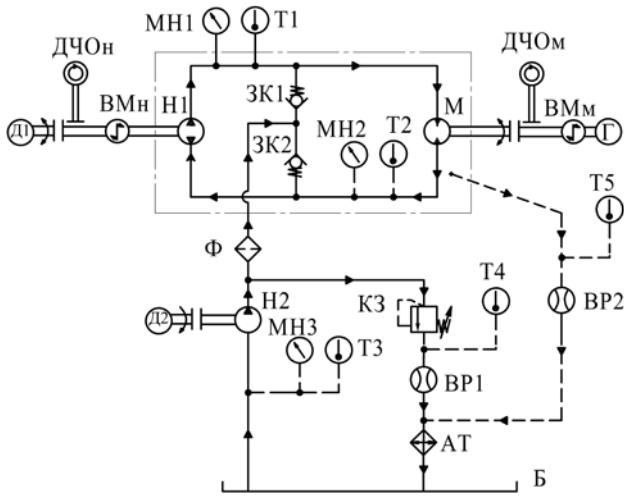


Рис. 4. Гідрравлічна принципова схема стенда для випробування об'ємного гідропривода

У стандарті ISO 4409 застосовані терміни та відповідні їм визначення понять згідно ISO 5598 [9]. Також є вказівка, що коли немає подвійного тлумачення (тобто коли може бути проведене випробування насоса або гідромотора), верхні індекси Р, М і Т, що стосуються параметрів насоса, гідромотора або гідравлічної передачі відповідно, не наводять. Індекс «1» стосується гідромоторів, індекс «2» відноситься до насосів, коли індекс не вказаний, то формулу можна використати для насосів і гідромоторів.

В стандарті ISO 4409 наведені формули для розрахунків в практичних одиницях, які позначені згідно з додатком у вигляді А1–А8. Запишемо ці формули з позначеннями застосованих розмірностей.

Механічна потужність гідромашини:

$$P_m = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60000}, \text{ кВт.} \quad (1)$$

де  $n$  – частота обертання гідромашини,  $\text{хв}^{-1}$ ;  
 $T$  – крутний момент гідромашини, Н·м.

Гідрравлічна потужність гідромашин в загальному вигляді:

$$P_h = \frac{q_v \cdot p}{600}, \text{ кВт,} \quad (2)$$

і зокрема для насоса:

$$P_{2,h}^p = \frac{q_{v_{2,e}} \cdot p_{2,e}}{600}, \text{ кВт,} \quad (3)$$

і гідромотора:

$$P_{1,h}^M = \frac{q_{v_{1,e}} \cdot p_{1,e}}{600}, \text{ кВт.} \quad (4)$$

де  $q_v$  – витрата робочої рідини [ $\text{л/хв}$ ], зокрема  $q_{v_{2,e}}$  – ефективна витрата на виході з насоса,  $q_{v_{1,e}}$  – ефективна витрата на вході в гідромотор;

$p$  – тиск робочої рідини [Бар], зокрема  $p_{2,e}$  – тиск на виході насоса,  $p_{1,e}$  – тиск на вході в гідромотор, а індекс «е» позначає дійсний тиск (effective pressure)  $p_e$ . Тиск робочої рідини відносно атмосферного тиску, значення якого  $\epsilon$ :

- а) позитивним, якщо тиск перевищує атмосферний;
- б) негативним, якщо тиск менше ніж атмосферний.

Загальний ККД насоса знаходять за формулою:

$$\eta_t^p = \frac{(q_{v_{2,e}} \cdot p_{2,e}) - (q_{v_{1,e}} \cdot p_{1,e})}{2\pi \cdot n \cdot T} \cdot 100, \% \quad (5)$$

Гідромеханічний ККД гідромотора дорівнює:

$$\eta_{hm}^M = \frac{T}{T_{th}} = \frac{2\pi \cdot \lambda \cdot T}{(p_{1,e} - p_{2,e}) \cdot V_i^M} \cdot 100, \% \quad (6)$$

де  $T$  і  $T_{th}$  – заміряне і теоретичне значення крутного моменту, відповідно, Н·м;

$V_i^M$  – робочий об'єм гідромотора,  $\text{м}^3$ .

Примітка: в формулі (6), яка в в стандарті ISO 4409 позначена (А-6), помилково приведена частота обертання  $n$ .

Загальний ККД гідромотора дорівнює:

$$\eta_t^M = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{(q_{v_{1,e}} \cdot p_{1,e}) - (q_{v_{2,e}} \cdot p_{2,e})} \cdot 100, \% \quad (7)$$

Загальний ККД гідروпередачі розраховують за формулою:

$$\eta_t^T = \frac{n_2 \cdot T_2}{n_1 \cdot T_1} \cdot 100, \% \quad (8)$$

де  $n_1$  і  $n_2$  – частоти обертання насоса і гідромотора, відповідно,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$T_1$  і  $T_2$  – крутний момент насоса і гідромотора, відповідно, Н·м.

Щодо визначення витрати робочої рідини, то в ISO 4409 приведені уточнені вирази. Якщо витрата виміряна не на виході насоса, а у іншому місці, за температури  $\theta$  і тиску  $p$ , її значення скоригують, щоб отримати значення дійсної витрати на виході насоса за допомогою формули:

$$q_{v_{2,e}}^p = q_v \left[ 1 - \frac{(p_{2,e} - p)}{\bar{K}_T} + \alpha(\theta_{2,e} - \theta) \right], \quad (9)$$

де  $\bar{K}_T$  – ізотермічний пересічний модуль пружності робочої рідини;

$\alpha$  – коефіцієнт об'ємного теплового розширення робочої рідини.

Якщо витрата виміряна не на виході гідромотора, а у іншому місці, за температури  $\theta$  і тиску  $p$ , її значення скоригують, щоб отримати значення дійсної витрати на виході гідромотора:



$$q_{v_{1,e}}^M = q_v \left[ 1 - \frac{(p_{1,e} - p)}{K_T} + \alpha(\theta_{1,e} - \theta) \right]. \quad (10)$$

Якщо витрата виміряна на виході гідромотора та він має зовнішні витоки робочої рідини, значення витрати гідромотора  $q_v$  та значення витоків  $q_{v_d}$  треба скорегувати з посиланням на температуру і тиск на виході, використані для розрахунку  $q_{v_{1,e}}^M$  за формулою:

$$q_{v_{1,e}}^M = q_v \left[ 1 - \frac{(p_{1,e} - p)}{K_T} + \alpha(\theta_{1,e} - \theta) \right] + q_{v_d} \left[ 1 - \frac{(p_{1,e} - p_d)}{K_T} + \alpha(\theta_{1,e} - \theta_d) \right], \quad (11)$$

де  $p_d$  і  $\theta_d$  – тиск і температура робочої рідини в дренажній магістралі (Бар і °С, відповідно).

Таким чином, при використанні формул для виконання практичних розрахунків щодо ККД гідромашин і гідроприводів в стандарті приведені розмірності витрат в л·хв<sup>-1</sup> і тиску в Бар, що застосовуються в каталогах виробників гідромашин, а розмірність робочого об'єму при розрахунках за стандартом ISO 4409 прийнята в [м<sup>3</sup>/об] (ISO 4409:2013, табл. 1). замість приведених в сучасних каталогах виробників гідромашин в [см<sup>3</sup>]. На наш погляд, це декілька незручно при проведенні розрахунків.

Таблиця 1 – Умовні позначки та одиниці вимірювання параметрів

Параметр	Умовна позначка	Практична одиниця
1. Об'ємна витрата	$q_v$	л·хв <sup>-1</sup>
2. Частота обертання	$n$	хв <sup>-1</sup>
3. Крутний момент	$T$	Н·м
4. Тиск	$p$	Бар
5. Потужність	$P$	кВт
6. Масова густина	$\rho$	кг·м <sup>-3</sup>
7. Ізотермічний пересічний модуль пружності	$\bar{K}_T$	Па (бар) <sup>b</sup>
8. Кінематична в'язкість	$\nu$	мм <sup>2</sup> ·с <sup>-1c</sup>
9. Температура	$\theta$	°С
10. Загальний ККД <sup>a</sup>	$\eta$	–
11. Коефіцієнт об'ємного теплового розширення	$\alpha$	–
12. Корисний (робочий) об'єм	$V_i$	м <sup>3</sup> /об
Примітки: <sup>a</sup> )ККД можна подавати у відсотках; <sup>b</sup> )1 Бар = 10 <sup>5</sup> Па; <sup>c</sup> )1 сСт = мм <sup>2</sup> ·с <sup>-1</sup> .		

Далі розглянемо стендові установки для випробувань гідромашин, які призначені для дослідження втрат потужності, ресурсних випробувань на режимах енергозбереження, діагностичних випробувань, зокрема режимів післяремонтної обкатки і оцінки рівня приробки партертя.

На рис. 5 представлений випробувальний стенд розробки фірми Inpas [6–8], який працює на швидкостях від менше ніж 0,01 хв<sup>-1</sup> до 5000 хв<sup>-1</sup> за допомогою двох різних приводів. До складу стенда

входять: 1 – лінійний привод із вбудованим датчиком положення; 2 – зірочки для противаги по одній для кожного напрямку обертання; 3 – зірочки для дуже низької швидкості при тестуванні, одна на 60 зубів, друга на 36 зубів; 4 – датчики крутного моменту і швидкості; 5 – муфта для насоса або гідромотора, що підлягає перевірці (тестуванню); 6 – гідромотор або насос для рециркуляції потужності; 7 – електродвигун з частотним регулювання і водяним охолодженням; 8 – муфта, що має можливість перемикатися. Під час роботи стенда виміряють крутний момент і частоту обертання гідромашини, що підлягає випробуванням, значення тисків і температур рідини в лініях нагнітання, низького тиску (всмоктування для насоса або зливу для гідромотора) і дренажної, витрати рідини на стороні високого тиску гідромашини.

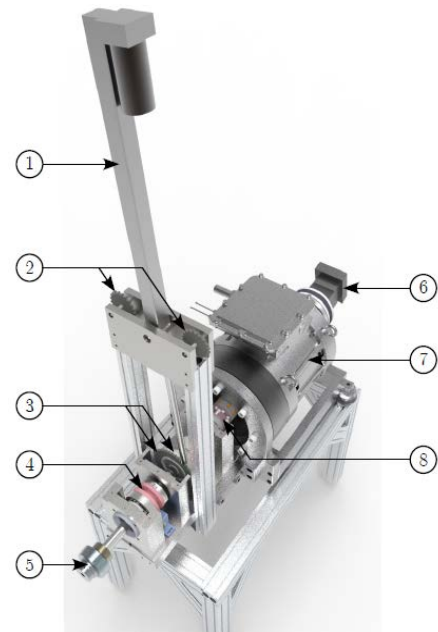


Рис. 5. Стендова установка для випробування гідромашин за методикою фірми Inpas

На рис. 6 приведені результати вимірювань втрат крутного моменту гідромашини на частоті обертання 0,931 хв<sup>-1</sup> і тиску в 100 Бар і ці втрати вимірювали за повний оберт в 360°.

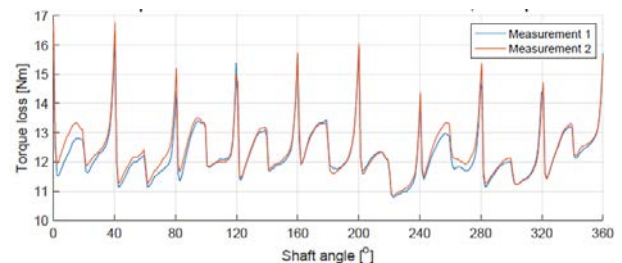


Рис. 6. Втрати крутного моменту під час двох різних низькошвидкісних досліджень однієї гідромашини за однакових умов випробування при тиску 100 Бар і частоті обертання 0,931 хв<sup>-1</sup>

Таким чином, за допомогою такого стенда можна аналізувати кінематику гідромашини залежно від конструктивних особливостей, наприклад, кількості поршнів і функціонування фаз розподільного вузла.

Така методика випробувань дає можливість оцінювати характеристики зрушування гідромоторів і їх можливості працювати на низьких частотах обертання. Слід відзначити, що за допомогою методики визначення коливань витоків робочої рідини при зміні кута обертання вала була отримана формула для визначення мінімальної частоти обертання гідромоторів різних конструктивних типів [4; 5].

На рис. 7 представлена гідравлічна принципова схема стану для випробувань гідромоторів М1 і М2 з однаковими робочими об'ємами за рекуперативною схемою із взаємним навантаженням і жорстким з'єднанням валів [4; 5], яка регламентувалась скасованим стандартом ГОСТ 2019-83. Насос Н1 приводиться в обертання електродвигуном Д1, а насос Н2 приводиться в обертання електродвигуном Д. Насос Н1 має регульований робочий об'єм і забезпечує необхідну частоту обертання гідромоторів М1 і М2. Насос Н2 високого тиску створює навантаження на гідромотори. Захист гідропривода від перевищення тисків забезпечує запобіжний клапан К31 в лінії нагнітання насоса Н1. Запобіжний клапан К32 дозволяє налаштувати необхідне значення тиску в лінії нагнітання насоса Н2 і навантажувати гідромотори. Контроль роботи стандової установки забезпечують витратомір ВР, манометри МН1–МН3 і термометр Т у баку Б. Переливний клапан К33 для створення підвищеного тиску на зливні з гідромотора М2 встановлюють згідно рекомендацій виробників гідромоторів. Рекуперативна схема випробувань дозволяє проводити тестування гідромоторів без пристрою навантаження і з істотно меншими витратами потужності в порівнянні зі схемою з гальмівним пристроєм. Методика проведення випробувань і розрахунок ККД і моменту зрушування гідромоторів наведена в роботах [4; 5].

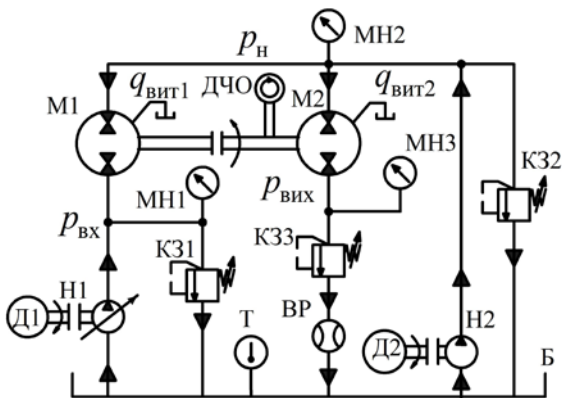


Рис. 7. Гідравлічна принципова схема стану для випробування гідромоторів за рекуперацією потужності

Розрахункова формула для знаходження середнього значення гідромеханічного ККД гідромоторів має такий вигляд:

$$\eta_{\text{гм.с}} = \sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вх}}}{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}}, \quad (12)$$

де  $p_{\text{н}}$  – тиск нагнітання на вході в гідромотори (за манометром МН2);

$p_{\text{вх}}$  – тиск на вході в гідромотор М1 (за

манометром МН1);

$p_{\text{вих}}$  – тиск на виході гідромотора М2 (за манометром МН3).

За результатами вимірів дренажних витоків робочої рідини з гідромоторів  $q_{\text{виг1}}$  і  $q_{\text{виг2}}$ , і витрати  $q_{\text{вих}}$  через витратомір ВР отримаємо вираз для знаходження середнього значення об'ємного ККД гідромоторів:

$$\eta_{\text{о.с}} = \frac{q_{\text{т}}}{q_{\text{вих}} + q_{\text{виг.с}}}, \quad \text{л/хв}, \quad (13)$$

де  $q_{\text{виг.с}} = 0,5(q_{\text{виг1}} + q_{\text{виг2}})$  – середнє значення витоків, л/хв;

$q_{\text{т}}$  – теоретична витрата гідромотора з робочим об'ємом  $V_{\text{м}}$  і частотою обертання  $n_{\text{м}}$ :

$$q_{\text{т}} = 10^{-3} V_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}, \quad \text{л/хв}. \quad (14)$$

Середнє значення крутного моменту гідромоторів і їхній момент зрушування (найменший крутний момент навантаженого гідромотора в момент урухомлення його частин чи за заданого перепаду тисків [12]) розраховують за формулою:

$$T_{\text{м}} = 0,159 \cdot V_{\text{м}} (p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}) \cdot \eta_{\text{гм.с}}, \quad \text{Н}\cdot\text{м}. \quad (15)$$

Середнє значення загального ККД гідромоторів розраховують за формулою:

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{гм.с}} \cdot \eta_{\text{гм.с}}. \quad (16)$$

Важливим висновком за результатами таких випробувань є отримання значення тиску на вході  $p_{\text{вх}}$  в гідромотори, який може бути використаний як діагностичний параметр:

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{н}} - \eta_{\text{гм.с}}^2 (p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}). \quad (17)$$

Таким чином, кожному значенню гідромеханічного ККД відповідає певний тиск на вході  $p_{\text{вх}}$ , що дозволяє побудувати відповідну графічну залежність, достатньо зручну при проведенні випробувань.

Розглянемо методики випробування гідромоторів під час заводської або післяремонтної обкатки і визначення їх ККД непрямым методом. На рис. 8 приведені основні елементи гідравлічних принципових схем станів для обкатки і визначення ККД і втрат гідромотора непрямым методом. За схемою на рис. 8, а проводиться обкатка гідромотора М і проводять аналіз механічних втрат за перепадом тиску в режимі холостого ходу між манометрами МН1 і МН2. При цьому обирають зону низьких частот обертання (контролюють перетворювачем ДЧО) і створюють підвищений тиск в зливній магістралі за допомогою клапана тиску КТ. Якщо підтримувати постійну температуру робочої рідини в гідробаку Б контроль за допомогою термометра Т), то достатньо коректно вимірюються її дренажні витокі  $q_{\text{виг}}$ . Характер зміни механічних втрат використовується як критерій контролю приробки гідромотора. Низькі частоти обертання у поєднанні з підвищеним тиском у зливній магістралі за допомогою клапана КТ дозволяють підняти тиск у магістралі нагнітання і

задати тест навантаження вузлам тертя гідромашин. За результатами показників манометрів МН1 і МН2 обчислюють момент тертя гідромотора:

$$M_{тр} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (18)$$

де  $V_p$  – робочий об'єм гідромотора,  $\text{см}^3$ ;  
 $\Delta p$  – перепад тисків (різниця показань манометрів МН1 і МН2), МПа.

Для контролю приробки порівнюють поточне значення моменту тертя  $T_{тр,i}$  з його первинним (до обкатки) значенням  $T_{тр,o}$ . Для оцінки течії приробки розраховують коефіцієнт її інтенсивності:

$$I_{пр} = \frac{T_{тр,o} - T_{тр,i}}{\Delta T_{тр, макс}}, \quad (19)$$

де  $\Delta T_{тр, макс}$  – максимальна зміна моменту тертя за час повної приробки (до стабілізації моменту тертя):

$$\Delta T_{тр, макс} = T_{тр,o} - T_{тр, мин}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (20)$$

де  $T_{тр, мин}$  – мінімальне значення моменту тертя, досягнуте після завершення приробки, Н·м.

Такий технологічний процес приробки контролюється безпосередньо за зміною механічних втрат, дозволяючи об'єктивно оцінити рівень приробки гідромотора, що сприяє підвищенню якості обкатки. Контроль приробки під час роботи в зоні мінімальних частот обертання і підвищеному тиску в зливній магістралі дозволяє оцінити можливість прийняття експлуатаційних навантажень на одному з найбільш напружених режимів, коли пари тертя працюють в умовах напіврідинного змащування і найбільш вірогідні випадки пошкодження поверхонь тертя деталей. Запропонована методика тестового діагностування неодноразово випробувана й у поєднанні з контролем зовнішніх витоків може бути використана при заводських приймальноздавальних випробуваннях, вхідному контролю гідромоторів у виготівника або споживача гідрофікованої машини, а також в умовах експлуатації. В останньому випадку необхідно вказувати в експлуатаційній документації значення перепадів тисків, зафіксованих при початковому стані і після обкатки.

Для непрямого визначення ККД гідромеханічні втрати визначають за перепадом тисків між входом та виходом і підвищеному тиску на виході, а об'ємні втрати за значенням зовнішніх витоків  $q_{вит}$  з корпусу гідромотора і  $q_{пер}$  на виході зі зливної магістралі, для

чого вал гідромотора гальмують (рис. 8, б) і запобіжним клапаном КЗ встановлюють потрібний тиск (вимірювання проводять при декілька кутових положеннях вала і приймають середнє значення).

Таким чином, визначення ККД непрямым методом зводиться до вимірювань і розрахунку за наступними формулами:

- для гідромеханічного ККД:

$$\eta_{гм}^к = 1 - \frac{\Delta p}{p_{вх} + p_{вих}}, \quad (21)$$

де  $p_{вх}$  і  $p_{вих}$ , і  $\Delta p = p_{вх} - p_{вих}$  – тиск на вході й виході з гідромотора і перепад тисків, відповідно, МПа;

- для об'ємного ККД:

$$\eta_o^к = 1 - 10^3 \frac{\delta \cdot \Delta q_{\Sigma}}{V_p \cdot n}, \quad (22)$$

де  $\Delta q_{\Sigma} = q_{вит} + q_{пер}$  – підсумкові зовнішні витоків і внутрішні витоків (перетоки) робочої рідини,  $\text{см}^3/\text{хв}$ ;

$V_p$  – робочий об'єм гідромотора,  $\text{см}^3$ ;

$n$  – частота обертання гідромотора,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$\delta$  – поправковий емпіричний коефіцієнт, що враховує відсутність втрат на стискування робочої рідини при статичних вимірюваннях витоків і перетоків (отримують експериментальним шляхом). Наприклад, в роботі [4] значення поправкового коефіцієнту для аксіальнопоршневих гідромоторів з похилим диском і точковим контактом поршнів призначалось рівним  $\delta = 1,25$ .

Таким чином, визначення ступеня зносу гідромотора і діагностування його технічного стану зводиться до порівняння перепадів тисків і зовнішніх витоків при початковому і поточному стані при напрацюванні ресурсу в експлуатації. Для цього при випробуваннях в режимі холостого ходу створюють постійний тиск на виході, значення якого має бути таким, щоб сумарний тиск дорівнював робочому на вході в гідромотор, при якому потрібне визначення ККД:

$$p_{вх} + p_{вих} = p_{\Sigma} = p_{вх,роб}; \quad \eta_{гм}^к = 1 - \frac{\Delta p}{p_{вх} + p_{вих}} = 1 - \frac{\Delta p}{p_{\Sigma}}, \quad (23)$$

де  $p_{\Sigma} = p_{вх,роб}$  – сумарний тиск у порожнинах гідромотора, який необхідно створити при випробуваннях для вимірювання гідромеханічного ККД непрямым методом, відповідний робочому тиску на вході в гідромотор.

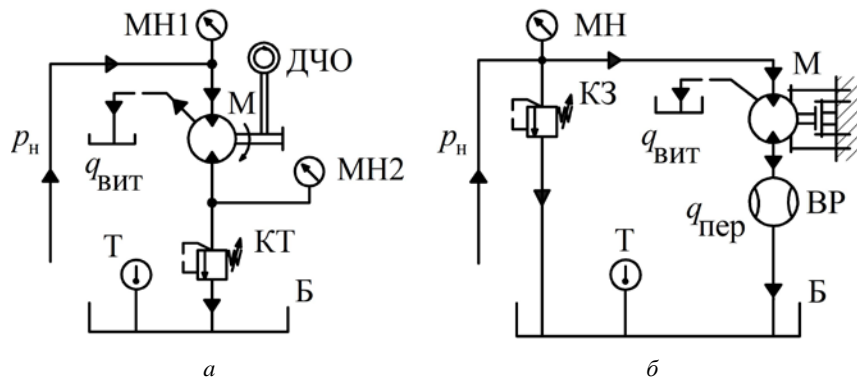


Рис. 8. Гідравлічна принципова схема стенду контролю приробки та визначення внутрішніх та зовнішніх витоків робочої рідини в гідромотора М

Загальний ККД гідромотора розраховують за формулою (16).

За різними оцінками похибка при визначенні ККД прямим і непрямим способами не перевищує 2 %, але треба підкреслити, що використання такої методики є дуже корисним у тих випадках, коли є можливість стежити постійно за станом конкретного гідромотора, або проводити порівняльні випробування однотипних гідромоторів.

На даний час багато виробників насосів та гідромоторів приводять в каталогах формули для розрахунку подачі насосів, крутного моменту і частоти обертання гідромоторів, їх ККД і потужності. У зв'язку з використанням різних розмірностей в стандартах і каталогах приведемо методику для отримання основоположних формул для потужності і її складових.

Вираз для гідравлічної потужності та її механічного еквівалента для обертального руху може бути представлений у вигляді:

$$P = q \cdot p = T \cdot \omega, \text{ Вт}, \quad (24)$$

де  $q$  – витрата робочої рідини, м<sup>3</sup>/с;

$p$  – тиск, Па;

$T$  – крутний момент гідромотора, Н·м;

$\omega = 2\pi \cdot n$  – кутова швидкість обертання гідромотора, рад/с;

$n$  – частота обертання гідромотора, с<sup>-1</sup>.

Формула для теоретичного крутного моменту гідромотора може бути одержана з попереднього виразу:

$$T = \frac{q \cdot p}{\omega} = \frac{V_m \cdot n \cdot p}{2\pi \cdot n} = \frac{V_m \cdot p}{2\pi} = 0,159 \cdot V_m \cdot p, \text{ Н·м}, \quad (25)$$

де  $V_m$  – робочий об'єм гідромотора, м<sup>3</sup>;

$q = V_m \cdot n$  – витрата РР, що подається до гідромотора, м<sup>3</sup>/с.

При раніше стандартизованій розмірності робочого об'єму  $V_m$  в [см<sup>3</sup>] вираз для розрахунку теоретичного крутного моменту гідромотора набуває вигляду:

$$T = 0,159 \cdot V_m \cdot p = 0,159 \cdot V_m \cdot \Delta p, \text{ Н·м}, \quad (26)$$

де  $p$  – тиск (точніше перепад тисків між входом і виходом з гідромотора, що позначається  $\Delta p$ ), МПа.

При поширеній на практиці розмірності частоти обертання [хв<sup>-1</sup>] одержимо формулу для вихідної потужності гідромотора в такому вигляді:

$$P = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60} = \frac{T \cdot n}{9,550}, \text{ Вт} = \frac{T \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (27)$$

де  $T$  – крутний момент гідромотора, Н·м;

$n$  – частота обертання гідромотора, хв<sup>-1</sup> (об/хв).

При розмірності для витрати робочої рідини в [л/хв] і тиску в [МПа] одержимо формулу для гідравлічної потужності в такій формі запису:

$$P = q \cdot p \left[ \frac{\text{л} \cdot 10^{-3} \cdot \text{МПа} \cdot 10^6}{60 \cdot \text{хв}} = \frac{\text{м}^3 \cdot \text{Н}}{\text{с} \cdot \text{м}^2} \right] = \frac{10^3 q \cdot p}{60}, \text{ Вт} = \frac{q \cdot p}{60}, \text{ кВт}. \quad (28)$$

де  $q$  – витрата робочої рідини, л/хв;

$p$  – тиск, МПа.

Слід також звернути увагу на дуже корисний для споживача документ, приведений в додатку «С» до ISO 4409, де наведений перелік вихідних даних, за якими рекомендовано до початку випробування провести узгодження між зацікавленими сторонами.

**Висновки.** 1. Стандарти ISO 4409 щодо методик випробувань насосів, гідромоторів і гідропередач потребують поширення засобів вимірювань витрат, тиску, втрат і температури робочої рідини на різних ділянках гідравлічних схем в порівнянні з раніше застосованими стандартами розробки ВНДГідропривод минулих років.

2. З метою впровадження в науково-дослідницьких роботах, на виробництві і в учбовому процесі стандартів ISO 4409 щодо випробувань гідромашин та гідропередач надані необхідні роз'яснення з використанням гідравлічних схем та розрахункових формул.

3. У зв'язку з розробкою чергових редакцій міжнародних стандартів щодо удосконалення випробувань слід внести необхідні доповнення до діючого в Україні стандарту ДСТУ ISO 4409:2013 з виправленням помилок.

4. З точки зору досліджень втрат потужності в гідромашинах, проведення ресурсних випробувань, а також діагностики післяремонтних випробувань наведені методики, які не вийшли в стандарт ISO 4409, але можуть бути корисними з точки зору підвищення інформативності досліджень, енергозбереження та скорочення номенклатури стендового обладнання.

#### Список літератури

1. ДСТУ ISO 4409:2013. Об'ємні гідроприводи. Насоси об'ємні, гідромотори та гідропередачі. Методи випробування та подання основних сталих робочих характеристик (ISO 4409:2007, IDT) / Нац. стандарт України. Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. 22 с.
2. ISO 4409:2019. Hydraulic fluid power – Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions – Methods of testing and presenting basic steady state performance / Int. standard. 2019. 34 p.
3. Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Поляков В. В. Методи та засоби діагностування насосів і гідромоторів за коефіцієнтом корисної дії. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 2. P. 49–53. doi: 10.20998/2411-3441.2022.2.08
4. Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Бондаренко А. І., Пелипенко Є. С. *Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навч. посіб.* / ред. Самородов В. Б. Харків: НТУ «ХПІ», ФОП Панов А. М., 2020. 524 с.
5. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. *Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник* / ред. Аврунін Г. А. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
6. Michael P., Garcia-Bravo J. The Determination of Hydraulic Motor Displacement. *Proc. of the 17th Scandinavian Int. Conf. on Fluid Power, SICFP'21 (31 May–2 June 2021, Linköping, Sweden).* 2021. P. 188–205. doi: 10.3384/ecp182p188
7. Achten P. A. J., Vael G. E. M., Heybroek K. Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery. *VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum.* 2011. P. 1–19. URL: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf> (дата звернення: 05.09.2024).
8. *Performance of Hydrostatic Machines. Extensive Measurement Report.* Innas. Breda, 2020. 40 p. URL: <https://www.innas.com/assets/performance-of-hydrostatic-machines.pdf> (дата звернення: 05.09.2024).
9. *Випробувальні стенди Моторімпекс.* URL: <https://motorimpex.ua/>



- ua/catalog/viprobuvalni-stendi/brand-motorimpex (дата звернення: 10.09.2024).
10. *Випробувальний стенд BC-1750 для гідромоторів*. URL: <https://motorimpex.ua/ua/products/viprobuvalnij-stend-vs-1750-dlya-gidro-motoriv> (дата звернення: 10.09.2024).
  11. *Випробувальний стенд BC-490 для гідронасосів і гідромоторів*. URL: <https://motorimpex.ua/ua/products/viprobuvalnij-stend-vs-490-dlya-gidronasosiv-ta-gidromotoriv> (дата звернення: 10.09.2024).
  12. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотору на зміну його функціональних параметрів. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ. 2022. Вип. 12, т. 1. С. 1–20. doi: 10.31388/2220-8674-2022-1-1
  13. Товкач А. О., Козлов Л. Г., Ковальчук В. А., Катеринчук Д. О. *Експериментальні дослідження гідросистеми з електрогідравлічним регулятором насоса та контролером*. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2022/paper/view/15600> (дата звернення: 10.09.2024).
  14. ISO 5598:2020. *Fluid power systems and components – Vocabulary* / Int. standard. 2020. 15 p.
  15. ISO 8246:2008. *Hydraulic fluid power. Positive displacement pumps and motors. Determination of derived capacity* / Int. standard. 2008. 11 p.
  16. ДСТУ EN ISO 4413:2014. *Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування та вимоги щодо безпеки для систем та їх складових (EN ISO 4413:2010, IDT)* / Нац. стандарт України. Київ: Мінекономрозвитку України, 2018. 37 с.
  17. ДСТУ 3455.1-96 (2-96, 3-96, 4-96). *Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Терміни та визначення (ISO 5598:1985, NEQ)* / Нац. стандарт України. Київ, 1997. 196 с.
  18. ISO 1219-1:2006. *Fluid power systems and components – Graphical symbols and circuit diagrams* / Int. standard. 2006. 176 p.

## References (transliterated)

1. DSTU ISO 4409:2013 *Ob'yemni hidropriyvody. Nasosy ob'yemni, hidromotory ta hidropperedachi. Metody vyprobuvannya ta podannya osnovnykh stal'ykh robochykh kharakterystyk* [State Standard 4409:2013. Volumetric hydraulic drives. Positive displacement pumps, hydraulic motors and hydraulic transmissions. Methods of testing and presentation of the main stable operating characteristics]. Kyiv, Ministry of Economic Development and Trade of Ukraine Publ., 2014. 22 p.
2. *International standard ISO 4409:2019. Hydraulic fluid power – Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions – Methods of testing and presenting basic steady state performance*. 2019. 34 p.
3. Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Polyakov V. V. *Metody ta zasoby diahnostuvannya nasosiv i hidromotoriv za koeffitsiyentom korysnoyi diyi* [Methods and means of diagnosing pumps and hydraulic motors by efficiency]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*. Series: *Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 2, pp. 49–53. doi: 10.20998/2411-3441.2022.2.08
4. Samorodov V. B., Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Bondarenko A. I., Pelypenko Ye. S. *Hidro- ta pnevmosystemy v avtotraktorobuduvanni: navch. posib.* [Hydraulic and pneumatic systems in tractor construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., FOP Panov A. M. Publ., 2020. 524 p.
5. Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B. *Hidravlichne obladnannya budivel'nykh ta dorozhnykh mashyn* [Hydraulic equipment for construction and road machines]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2016. 438 p.
6. Michael P., Garcia-Bravo J. *The Determination of Hydraulic Motor Displacement. Proc. of the 17th Scandinavian Int. Conf. on Fluid Power, SICFP'21 (31 May–2 June 2021, Linköping, Sweden)*. 2021, pp. 188–205. doi: 10.3384/ecp182p188
7. Achten P. A. J., Vael G. E. M., Heybroek K. *Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery. VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum*. 2011, pp. 1–19. Available at: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf> (accessed 05.09.2024).
8. *Performance of Hydrostatic Machines. Extensive Measurement Report*. Innas. Breda, 2020. 40 p. Available at: <https://www.innas.com/assets/performance-of-hydrostatic-machines.pdf> (accessed 05.09.2024).
9. *Vyprobuvalni stendy Motorimpex* [Motorimpex test benches]. Available at: <https://motorimpex.ua/ua/catalog/viprobuvalni-stendi/brand-motorimpex> (accessed 10.09.2024).
10. *Vyprobuvalnyy stend VS-1750 dlya hidromotoriv* [Test bench VS-1750 for hydraulic motors]. Available at: <https://motorimpex.ua/ua/products/viprobuvalnij-stend-vs-1750-dlya-gidromotoriv> (accessed 10.09.2024).
11. *Vyprobuvalnyy stend VS-490 dlya hidronasosiv i hidromotoriv* [Test bench VS-490 for hydraulic pumps and motors]. Available at: <https://motorimpex.ua/ua/products/viprobuvalnij-stend-vs-490-dlya-gidronasosiv-ta-gidromotoriv> (accessed 10.09.2024).
12. Panchenko A. I., Voloshyna A. A., Panchenko I. A., Voloshyn A. A. *Vplyv konstruktivnykh osoblyvostey rozpodil'noyi systemy planetarnoho hidromotoru na zminu yoho funktsional'nykh parametriv* [Influence of the design features of the distribution system of a planetary hydro motor on the change of its functional parameters]. *Naukovyy visnyk Tavriyskoho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu* [Scientific bulletin of the Tavria State Agrotechnological University]. Melitopol, TDAU Publ., 2022, issue 12, vol. 1, pp. 1–20. doi: 10.31388/2220-8674-2022-1-1
13. Tovkach A. O., Kozlov L. H., Koval'chuk V. A., Katerynychuk D. O. *Eksperymental'ni doslidzhennya hidrosystemy z elektrohivavlichnym rehulyatorom nasosa ta kontrolerom* [Experimental studies of a hydraulic system with an electro-hydraulic pump regulator and controller]. Available at: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2022/paper/view/15600> (accessed 10.09.2024).
14. *International standard ISO 5598:2020. Fluid power systems and components – Vocabulary*. 2020. 15 p.
15. *International standard ISO 8246:2008. Hydraulic fluid power. Positive displacement pumps and motors. Determination of derived capacity*. 2008. 11 p.
16. DSTU EN ISO 4413:2014. *Hidropriyvody ob'yemni. Zahal'ni pravyla zastosuvannya ta vymohy shchodo bezpeky dlya system ta yikh skladovykh* [State Standard 4413:2014. Hydraulic fluid power – General rules and safety requirements for systems and their components]. Kyiv, Ministry of Economic Development and Trade of Ukraine Publ., 2018. 37 p.
17. DSTU 3455.1-96 (2-96, 3-96, 4-96). *Hidropriyvody ob'yemni ta pnevmopriyvody. Terminy ta vyznachennya* [State Standard 3455.1-96 (2-96, 3-96, 4-96). Fluid power systems. Terms and definitions]. Kyiv, 1997. 196 p.
18. *International standard ISO 1219-1:2006. Fluid power systems and components – Graphical symbols and circuit diagrams*. 2006. 176 p.

Надійшло (received) 11.09.2024

## Відомості про авторів / About the Authors

**Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grygoriy)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: [griavrudin@ukr.net](mailto:griavrudin@ukr.net)

**Подригало Михайло Абович (Podrigalo Mikhail)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри «Технологія машинобудування і ремонт машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com)

**Подригало Надія Михайлівна (Podryhalo Nadiya)** – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Комп'ютерна графіка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2426-0336>; e-mail: [pnm2018@ukr.net](mailto:pnm2018@ukr.net)

**Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри «Вища математика»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: [irinamoroz1@ukr.net](mailto:irinamoroz1@ukr.net)