

**З. Я. ЛУР'Є, В. Б. САМОРОДОВ, Г. А. АВРУНІН, Є. М. ЦЕНТА**

### **МЕТОД ПОЛПШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ ПУСКУ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА З ЗАМКНЕНИМ ЛАНЦЮГОМ ЦИРКУЛЯЦІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ**

Мета – науковий пошук зниження коливань тиску і частоти обертання гідромотора в об'ємному гідроприводі із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини, що використовується в безступінчастій двопотоковій гидромеханічній трансмісії колісного трактора шляхом евристичного підходу до стадійності зовнішнього навантаження. Метод. Спосіб зниження негармонійних коливань вихідних змінних тиску та частоти обертання гідромотора на основі розробленої математичної моделі об'ємного гідропривода обертального руху із введенням до її складу евристичного модуля стадійного зовнішнього навантаження з постійною і змінною складовими навантаження. Математична модель включає імітаційний модуль пристрою управління похилим диском аксіально-поршневого насоса, лінійний модуль розподілу номінальних статичних об'ємних втрат при перехідних процесах і обчислювальний модуль двофазної робочої рідини. Результати. При математичному моделюванні процесу пуску навантаженого об'ємного гідропривода в середовищі пакету VisSim виникають негармонійні, затухаючі протягом 0,6–0,8 с коливання тиску з початковими амплітудами 90–180 МПа в залежності від газомісту в робочій рідині, і що перевищують номінальне значення 25 МПа. При введенні в модель об'ємного гідропривода евристичного модуля амплітуди коливань на ділянці холостого ходу не перевищують 10 МПа; при експоненціальній частині навантаження з відносним газомістом  $m_0 = 0,025$  коливання відсутні, при газомісті  $m_0 = 0,15$  характеризуються малими амплітудами. Висновок. Результати проведених досліджень можуть бути використані при розробці нових об'ємних гідроприводів та аналізі динамічних характеристик гідрофікованих машин різного призначення, а також в навчальному процесі з поглибленим вивченням студентами-магістрами об'ємного гідропривода при аналізі його динамічних характеристик.

**Ключові слова:** об'ємний гідропривод для двопотокової трансмісії, математична модель з евристичним модулем, пакет VisSim, стисливість робочої рідини, коливання тиску, динамічні характеристики.

**З. Я. ЛУРЬЕ, В. Б. САМОРОДОВ, Г. А. АВРУНИН, Е. Н. ЦЕНТА**

### **МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССА ПУСКА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ЗАМКНУТОЙ ЦЕПЬЮ ЦИРКУЛЯЦИИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ**

Цель – научный поиск снижения колебаний давления и частоты вращения гидромотора в объемном гидроприводе с замкнутой цепью циркуляции рабочей жидкости, используем в бесступенчатой двухпоточной гидромеханической трансмиссии колесного трактора путем эвристического подхода к стадийности внешнего нагружения. Метод. Способ снижения негармонических колебаний выходных переменных давления и частоты вращения гидромотора на основе разработанной математической модели объемного гидропривода вращательного движения с вводом в ее состав эвристического модуля стадийного внешнего нагружения с постоянной и переменной составляющими нагрузки. Математическая модель включает имитационный модуль устройства управления наклонным диском аксиально-поршневого насоса, линейный модуль распределения номинальных статических объемных потерь при переходных процессах и вычислительный модуль двухфазной рабочей жидкости. Результаты. При математическом моделировании процесса пуска нагруженного объемного гидропривода в среде пакета VisSim возникают негармонические, затухающие в течение 0,6–0,8 с колебания давления с начальными амплитудами 90–180 МПа в зависимости от газосодержания в рабочей жидкости, и превышающие номинальное значение 25 МПа. При вводе в модель объемного гидропривода эвристического модуля амплитуды колебаний на участке холостого хода не превышают 10 МПа; при экспоненциальной части нагружения с относительным газосодержанием  $m_0 = 0,025$  колебания отсутствуют, при газосодержании  $m_0 = 0,15$  характеризуются малыми амплитудами. Заключение. Результаты проведенных исследований могут быть использованы при разработке новых объемных гидроприводов, анализе динамических характеристик гидрофицированных машин различного назначения, а также в учебном процессе с углубленным изучением студентами-магистрами объемного гидропривода при анализе его динамических характеристик.

**Ключевые слова:** объемный гидропривод для двухпоточной трансмиссии, математическая модель с эвристическим модулем, пакет VisSim, сжимаемость рабочей жидкости, колебания давления, динамические характеристики.

**Z. LURYE, V. SAMORODOV, G. AVRUNIN, E. TSENTA**

### **METHOD OF IMPROVING OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE PROCESS OF STARTING A VOLUMETRIC HYDRAULIC DRIVE WITH THE CLOSED WORKING FLUID CIRCUIT**

The purpose of this work is a scientific search of pressure fluctuations and rotation frequency decrease of the hydraulic motor of the volumetric hydraulic drive with the closed working fluid circuit, which is used in a stepless double-flux hydromechanical transmission of wheel tractor by heuristic approach to stages of external loading. Method. A way of reducing the inharmonic fluctuations of the output variables of the pressure and rotation frequency of the hydraulic motor based on the developed mathematical model of a rotating volumetric hydraulic drive with the input into its composition of a heuristic module of stages external loading with the constant and variable load components. The mathematical model includes the simulation module of the inclined disk control device of the axial piston pump, the linear module of nominal static volumetric losses distribution during transients and the calculation module for a two-phase working fluid. Results. During the mathematical modeling of the process of starting of a loaded hydraulic fluid power using software package VisSim, non-harmonic damped pressure fluctuations since 0,6–0,8 sec with initial amplitudes of 90–180 MPa occur depending on the gas content in the working fluid. These fluctuations exceed the nominal value of 25 MPa. Fluctuations amplitudes in the idle section do not exceed 10 MPa when a heuristic module is input into the model of a volumetric hydraulic drive. There are no fluctuations at the exponential part of load with a relative gas content of  $m_0 = 0,025$ . Amplitudes are characterized by small values at a gas content of  $m_0 = 0,15$ . Conclusion. The results of the conducted research can be used in the development of new volumetric hydraulic drive, analysis of the dynamic characteristics of hydroficated machines for different purposes, in the educational process with deep study of the volumetric hydraulic drive in the analysis of its dynamic characteristics by master students as well.

**Keywords:** volumetric hydraulic drive for a double-flux transmission, mathematical model with the heuristic module, software package VisSim, compressibility of working liquid, pressure fluctuations, dynamic characteristics.

**Вступ.** Основою для написання статті став черговий етап розширення сфери застосування об'ємних гідроприводів (ОГП) обертального руху при створенні вченими і фахівцями НТУ «ХПІ» вперше в Україні двоштокової гідромеханічної безступінчастої трансмісії для колісних тракторів ХТЗ. До складу трансмісії входить планетарний редуктор, ОГП з двох аксіально-поршневих гідромашин з машинним способом регулювання (насос Н з регульованим і гідромотор М з постійним робочим об'ємом). Двоштокова трансмісія забезпечує технологічний і транспортний режими роботи тракторів.

Дослідно-експериментальні роботи, які передували створенню натурального зразка трансмісії, вказали на необхідність поглибленого дослідження робочого процесу ОГП і, в першу чергу, пуску і виходу на усталений режим. При цьому важливі такі показники якості перехідних процесів по тиску робочої рідини (РР) в нагнітальній магістралі і частоті обертання валу гідромотора як: статична похибка; час регулювання; величина і час перерегулювання; число коливань і час їх стабілізації. Динамічні характеристики ОГП суттєво впливають на ергономіку і довговічність вузлів трактора.

Ця стаття присвячена дослідженню ОГП як самостійного об'єкта динаміки, коливальності перехідних процесів пуску якого може бути поліпшена пошкоком евристичного підходу до стабільності навантаження.

**Аналітичний огляд літератури.** Питанням динаміки ОГП приділяється суттєва увага [1, 2]. Слід підкреслити, що вже в ранніх роботах під керівництвом В. Н. Прокоф'єва були розглянуті математичні моделі ОГП, зокрема, типорозміру № 1,5 з машинним регулюванням на базі аксіальнопоршневих насоса і гідромотора з похилим блоком циліндрів і робочим об'ємом  $71 \text{ см}^3$ , і розрахунки виконувались на універсальних цифрових ЕОМ. Модель містила ряд лінеаризованих диференціальних рівнянь, що знижувала точність одержуваних результатів.

В присвячених динамічним розрахункам роботах Б. Л. Коробочкіна були розглянуті чотири основних групи задач: перша – розрахунки стійкості робочих органів, зокрема верстатів, і визначення параметрів ОГП, які забезпечують оптимальні закони стійкості; друга – розрахунки по зниженню рівня вібрацій в гідросистемі, які викликані пульсацією РР, періодичними впливами і резонансними явищами в гідролініях і гідроапаратах; третя – розрахунки стійкості окремих контурів гідросистем, нестійкість яких викликає високий рівень вібрацій і шуму в гідросистемі, а в окремих випадках порушення працездатності всієї системи; четверта – синтез гідравлічних стабілізуючих пристроїв, які забезпечують необхідні динамічні характеристики. Однак математичний опис більшості нелінійних гідроприводів представлений також лінеаризованими диференціальними рівняннями.

В роботі [3] представлені конкретні характеристики використовуваних на практиці гідравлічних машин, описані основні принципи моделювання динамічних процесів в ОГП і правила їх експлуатації. Однак основна спрямованість публікації (навчальний посібник

для технічних ВНЗ) обмежила можливості авторів приділити увагу появі нових ОГП і їх динаміці.

В роботі [4] поставлена і вирішена задача на прикладі управління переміщенням навісного обладнання (плуга) за допомогою ОГП прямолінійного руху як двовірної мехатронна система. Двовірність визначається тим, що система має не один вхід, а два: замкнений по тяговому зусиллю на гаку трактора (силове управління) і по забезпеченню заданого положення сільгоспзнаряддя щодо остова трактора (позиційне управління). Однак в практичних рекомендаціях для інших мобільних машин не обговорюється, що ОГП обертального руху не розглядався.

В роботі [5] відзначається, що намітилася стійка тенденція зростання транспортних засобів, яка призводить до підвищення трафіку на міських дорогах, що є причиною пробок і аварійності. Хоча в цій роботі не розглядається будівельно-шляхове обладнання, до складу якого входить ОГП, вона включена нами в аналітичний огляд у зв'язку з аналізом низки обчислювальних програм, вибором програми PTV VisSim для вирішення своїх задач. У списку літератури наведено роботу [6], що дозволяє ближче познайомитися з PTV VisSim.

Робота [7] в основному присвячена моделюванню тільки коливань в різних механічних системах стосовно верстатів. Серед них є механічні системи: моделювання вимушених коливань одномасової динамічної системи; математична модель системи з двома ступенями свободи на прикладі динамічного гасителя коливань та ін., які знаходять застосування в ОГП і представляють практичний інтерес для математичного опису процесів в гідророзподільниках і статичних електрогідросиловачах потужності.

У практиці експлуатації ОГП різноманітного призначення досить прикладів відмов гідромашин при екстремальних режимах навантаження [8]. Так, в радіальнопоршневих гідромоторах одноциклової дії МРФ-400/25 був виявлений вихід з ладу корінних радіальноупорних підшипників ексцентрикового вала при експлуатаційному напруженні у складі термопластавтоматів до 100 годин при ресурсі в 3000 годин. Причиною відмови стали коливання тиску з закидами більше 40 МПа в поршневих камерах через недосконалість фаз розподілу в золотниковому, індивідуальному для кожного поршня, розподільному вузлі. Після переходу на цапфовий розподільний вузол ці явища були усунені. Підтвердженням можливості відмови гідромотора через підвищений тиск є формула для розрахунку довговічності гідромашин:

$$T = T_{\text{ном}} \left( \frac{p_{\text{ном}}}{p} \right)^{0,3} \left( \frac{n_{\text{ном}}}{n} \right), \text{ ч,}$$

де  $T_{\text{ном}}$ ,  $p_{\text{ном}}$  і  $n_{\text{ном}}$  – номінальні значення довговічності, тиску і частоти обертання гідромашини, відповідно;

$p$  і  $n$  – експлуатаційні (робочі) значення тиску і частоти обертання, яка показує, що робочий тиск  $p$  знаходиться в знаменнику і його зростання негативно позначається на довговічності підшипників.



До блоку БМ входять гідромотор М з постійним робочим об'ємом, «промивний» гідророзподільник Рп і клапан тиску КД системи охолодження вузлів тертя гідромотора, лінії дренажу 1 м і 2 м для відводу зовнішніх витоків з корпусу гідромотора. Дренажна система (відведення зовнішніх витоків з корпусів насоса і гідромотора) побудована таким чином, щоб РР з корпусу гідромотора М надходила крізь рукав РВД3 в корпус насоса Н і далі до оливахолоджувача АТ. Навантаження на гідромотор створюється гальмівним пристроєм ГП і контролюється вимірювачем крутного моменту ВМ2.

Функціонування ОГП у замкненому ланцюзі циркуляції РР забезпечують гідробак Б, всмоктуючий фільтр Ф з моновакуумметром МН, оливаповітряний охолоджувач АТ з приводним електродвигуном Е2 вентилятора і повітряний фільтр (сапун) ФЗГ з заливною горловиною.

Системи управління частотою обертання насоса Н, навантаженням гідромотора М, контролю і запису параметрів зосереджені в електронному блоці БУ. До системи контролю параметрів стендового обладнання ОГП входять вимірювачі крутного моменту ВМ1 на валу насоса і ВМ2 на валу гідромотора; перетворювачі частоти обертання ДЧО1 і ДЧО2, тиску ПД1 і ПД2 в основних магістралях і ПД3 в лінії управління робочим об'ємом насоса Н, температури РР на вході ПТ1 і виході ПТ2 з оливахолоджувача АТ, і ПТ3 і ПТ4 в основних магістралях ОГП, і реле РКР контролю рівня РР у гідробаку Б.

При побудові математичної моделі скористаємося розрахунковою схемою на рис. 2 і рекомендаціями роботи [3] з урахуванням вибору в якості об'єкта досліджень ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції РР, введенням необхідних розрахункових параметрів і замінивши обчислювальний пакет SIAM на більш прогресивний VisSim [6]. Приймаємо припущення про те, що хвильові процеси в трубопроводах не враховуються у зв'язку з їх незначною протяжністю.

Змінними параметрами в ОГП можуть бути:

- крутний момент опору робочого органу, який обертається гідромотором ОГП;
- стисливість РР (модуль об'ємної пружності);
- об'ємний ККД гідромотора і коефіцієнт подачі насоса;
- гідромеханічний ККД гідромотора.

### 1. Математична модель насоса.

Фактична подача насоса визначається рівнянням:

$$q_n(t) = q_{нт}(t) - \Delta q_n(t) - \Delta q_{нд}(t), \quad (1)$$

де  $q_{нт} = W_n \omega_n$  – теоретична подача насоса без урахування витоків РР, а параметр  $t$  для спрощення запису для даного і наступних виразів опускаємо;

$W_n = V_{рн} / 2\pi$  і  $V_{рн} = 2\pi \cdot W_n$  – характерний  $[м^3/рад]$  і робочий об'єм насоса  $[см^3]$ , відповідно;

$\omega_n = 2\pi \cdot n_n / 60$  – кутова швидкість насоса,  $[рад/с]$ ;

$n_n = 30\omega_n / \pi$  – частота обертання насоса,  $[хв^{-1}]$ ;

$\Delta q_n = \Delta q_{ну} + \Delta q_{нп}$  – витоків РР у насосі, які

складаються з зовнішніх витоків  $\Delta q_{ну}$  (з внутрішніх порожнин) і внутрішніх  $\Delta q_{нп}$  (витоків між внутрішніми порожнинами, які часто називають «перетоками»), та визначаються за формулою:

$$\Delta q_n = \Delta q_{ну} + \Delta q_{нп} = C_{ну} \cdot K_n \cdot p_n + K_n \cdot C_{нп} (p_n - p_{зл}), \quad (2)$$

де  $C_{ну}$  і  $C_{нп}$  – коефіцієнти витоків і перетоків в насосі, відповідно, що визначаються як відношення витоків і перетоків до одиниці тиску,  $см^3/с \cdot МПа$ ;

$p_n$  і  $p_{зл}$  – тиски в лініях нагнітання і зливу (підживлення), відповідно, МПа;

$K_n$  – коефіцієнт, що враховує зміну витоків і перетоків при регулюванні робочого об'єму насоса. Цей коефіцієнт залежить від зміни геометричних розмірів ущільнювальних щілин прецизійних пар (поршневих і під'ятників) і зміни зазорів внаслідок зростання тисків;

$\Delta q_{нд}$  – деформаційна витрата РР, що викликана її стисливістю:

$$\Delta q_{нд} = \frac{V_n}{E} \frac{dp_n}{dt}, \quad (3)$$

$V_n$  – об'єм РР в нагнітальній порожнині насоса («мертвому» об'ємі насоса і трубопроводі між насосом і гідромотором),  $см^3$ ;

$E$  – модуль пружності РР.

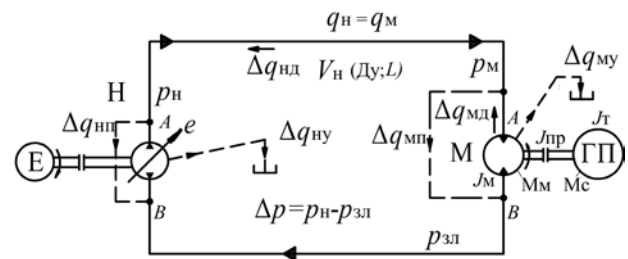


Рис. 2. Розрахункова схема ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції РР

У аксіальнопоршневому реверсивному насосі з регульованим робочим об'ємом параметром його регулювання є кут повороту похилого диска, який відхиляється в обидва боки від нейтрального положення в відносних величинах 0–1, і позначений буквою «e». Тоді теоретична подача насоса  $q_{нт}$  пов'язана з параметром регулювання робочого об'єму  $e$  наступною залежністю:

$$q_{нт, e} = q_{нт} \cdot e, \quad (4)$$

Після підстановки в формулу (1) значень (2–4), отримаємо:

$$q_n(t) = q_{нт} \cdot e - C_{ну} K_n p_n - C_{нп} K_n (p_n - p_{зл}) - \frac{V_n}{E} \frac{dp_n}{dt}. \quad (5)$$

### 2. Математична модель гідромотора.

Витрата гідромотора визначається формулою:

$$q_m = q_{мг} + \Delta q_m + \Delta q_{мд}, \quad (6)$$

де  $q_{\text{MT}} = W_{\text{M}}\omega_{\text{M}} -$  теоретична витрата,  $\text{см}^3/\text{с}$ ,

$\omega_{\text{M}} = 2\pi \cdot n_{\text{M}} / 60$  і  $n_{\text{M}} = 30\omega_{\text{M}} / \pi -$  кутова швидкість [рад/с] і частота обертання гідромотора [ $\text{хв}^{-1}$ ], відповідно.

Зовнішні та внутрішні витоки гідромотора за аналогією з насосом:

$$\Delta q_{\text{M}} = \Delta q_{\text{MY}} + \Delta q_{\text{MP}} = C_{\text{MY}} \cdot K_{\text{M}} \cdot p_{\text{M}} + C_{\text{MP}} \cdot K_{\text{M}} (p_{\text{M}} - p_{\text{ЗЛ}}), \quad (7)$$

де  $p_{\text{M}}$  – тиск на вході в гідромотор;

$C_{\text{MY}}$  і  $C_{\text{MP}}$  – коефіцієнти витоку і перетоку в гідромоторі, що визначаються як відношення витоку і перетоку до одиниці тиску,  $\text{м}^3/\text{с} \cdot \text{Па}$ ,

$K_{\text{M}}$  – коефіцієнт, що враховує зміну витоку і перетоку в гідромоторі при регулюванні робочого об'єму насоса,

$W_{\text{M}} = V_{\text{PM}} / 2\pi$  і  $V_{\text{PM}} = 2\pi \cdot W_{\text{M}} -$  характерний [ $\text{м}^3/\text{рад}$ ] і робочий об'єм гідромотора [ $\text{см}^3$ ], відповідно,

$\Delta q_{\text{MD}}$  – деформаційна витрата РР, що викликана її стисливістю в гідромоторі:

$$\Delta q_{\text{MD}} = \frac{V_{\text{M}} dp_{\text{M}}}{E dt}, \quad (8)$$

$V_{\text{M}}$  – «мертвий» об'єм гідромотора (об'єм між розподільним вузлом і поршневими камерами).

Після підстановки в формулу (6) значень (7) і (8), отримуємо:

$$q_{\text{M}}(t) = W_{\text{M}}\omega_{\text{M}} + C_{\text{MY}}K_{\text{M}}p_{\text{M}} + C_{\text{MP}}K_{\text{M}}(p_{\text{M}} - p_{\text{ЗЛ}}) + \frac{V_{\text{M}} dp_{\text{M}}}{E dt} \quad (9)$$

Відзначимо, що для гідромотора з постійним робочим об'ємом на витоки і перетоки РР при регулюванні робочого об'єму насоса впливає тільки деформаційна складова розміру зазорів, так як геометричні співвідношення ущільнювальних щілин у поршневих парах залишаються незмінними.

3. Рівняння нерозривності при відсутності витоку в лінії насос-гідромотор має форму запису:

$$q_{\text{H}} = q_{\text{M}}. \quad (10)$$

Приймаємо тиск на зливі рівним нулю (це допустимо при роботі ОГП на високих тисках більше 25 МПа) і рівність тисків на виході з насоса  $p_{\text{H}}$  і вході в гідромотор  $p_{\text{M}}$  (тобто нехтуємо втратами тиску по довжині трубопроводу зважаючи на його малість в ОГП двопотокової трансмісії). Ці припущення дозволяють виразити перепад тисків на гідромоторі  $\Delta p$  у такій формі запису:

$$p_{\text{ЗЛ}} \approx 0; \Delta p = p_{\text{M}} - p_{\text{ЗЛ}} = p_{\text{M}} \approx p_{\text{H}}, \quad (11)$$

та запишемо рівняння (5) і (9) у такому вигляді:

$$\begin{aligned} q_{\text{H}}(t) &= q_{\text{HT}} \cdot e - C_{\text{HY}} K_{\text{H}} \Delta p - C_{\text{HP}} K_{\text{H}} \Delta p - \frac{V_{\text{H}} d\Delta p}{E dt} = \\ &= q_{\text{HT}} \cdot e - C_{\text{H}} K_{\text{H}} \Delta p - \frac{V_{\text{H}} d\Delta p}{E dt}; \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} q_{\text{M}}(t) &= W_{\text{M}}\omega_{\text{M}} + C_{\text{MY}}K_{\text{M}}\Delta p + C_{\text{MP}}K_{\text{M}}\Delta p + \frac{V_{\text{M}} d\Delta p}{E dt} = \\ &= W_{\text{M}}\omega_{\text{M}} + C_{\text{M}}K_{\text{M}}\Delta p + \frac{V_{\text{M}} d\Delta p}{E dt}. \end{aligned} \quad (13)$$

де  $C_{\text{H}}$  і  $C_{\text{M}}$  – сумарні значення коефіцієнтів витоку і перетоку насоса і гідромотора, відповідно:

$$C_{\text{H}} = (C_{\text{HY}} + C_{\text{HP}}); C_{\text{M}} = (C_{\text{MY}} + C_{\text{MP}}). \quad (14)$$

Спільне рішення рівнянь (12) і (13) призводить до такого вигляду:

$$\begin{aligned} q_{\text{HT}} \cdot e - C_{\text{H}} K_{\text{H}} \Delta p - \frac{V_{\text{H}} d\Delta p}{E dt} &= \\ &= W_{\text{M}}\omega_{\text{M}} + C_{\text{M}}K_{\text{M}}\Delta p + \frac{V_{\text{M}} d\Delta p}{E dt}; \end{aligned} \quad (15)$$

$$\frac{d\Delta p}{dt} \frac{V_{\text{HM}}}{E} = q_{\text{HT}} \cdot e - W_{\text{M}}\omega_{\text{M}} - \Delta p(C_{\text{H}}K_{\text{H}} + C_{\text{M}}K_{\text{M}});$$

$$\frac{d\Delta p}{dt} = ((q_{\text{HT}} \cdot e - W_{\text{M}}\omega_{\text{M}} - \Delta p(C_{\text{H}}K_{\text{H}} + C_{\text{M}}K_{\text{M}})) \frac{E}{V_{\text{HM}}},$$

де  $V_{\text{HM}} = V_{\text{H}} + V_{\text{M}}$  – сумарний «мертвий» об'єм насоса, гідромотора і трубопроводу між ними, дозволяє отримати рівняння для визначення перепаду тиску в ОГП у формі Коші:

$$\Delta p = \int_0^t \frac{d\Delta p}{dt} dt. \quad (16)$$

Слід зазначити, що  $C_{\text{H}}$  і  $C_{\text{M}}$  стали величини та при регулюванні насоса не змінюються. Коефіцієнти  $K_{\text{H}}$  і  $K_{\text{M}}$  у рівнянні (16) є параметрами імітаційної моделі механізму повороту похилого диска і при регулюванні, як і параметр управління  $e(t)$ , змінюється від 0 до 1. Значення  $C_{\text{H}}K_{\text{H}}$  і  $C_{\text{M}}K_{\text{M}}$  показують частку статичних втрат насоса і гідромотора в сталому режимі в будь-який момент перехідного процесу. Коефіцієнти витоку і перетоку насоса  $C_{\text{H}}$  і гідромотора  $C_{\text{M}}$  обчислюються при статичному розрахунку ОГП, виходячи з наведених в каталогах гідромашин значень коефіцієнта подачі насоса і об'ємного ККД гідромотора. Якщо виникає необхідність у проведенні аналізу зміни вихідних параметрів гідромотора при зниженні ККД в процесі експлуатації, то можна записати формули для визначення коефіцієнтів витоку через значення коефіцієнта подачі насоса:

$$\eta_{\text{HO}} = \frac{q_{\text{H}}}{q_{\text{HT}}} = \frac{q_{\text{HT}} - \Delta q_{\text{H}}}{q_{\text{HT}}} = 1 - \frac{\Delta q_{\text{H}}}{q_{\text{HT}}}; \quad (17)$$

$$\Delta q_{\text{H}} = q_{\text{HT}}(1 - \eta_{\text{HO}}); C_{\text{H}} = \frac{\Delta q_{\text{H}}}{\Delta p} = \frac{q_{\text{HT}}(1 - \eta_{\text{HO}})}{\Delta p},$$

і гідромотора через його об'ємний ККД:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{MO}} &= \frac{q_{\text{M}}}{q_{\text{M}} + \Delta q_{\text{M}}}; \eta_{\text{MO}} \cdot q_{\text{M}} + \eta_{\text{MO}} \cdot \Delta q_{\text{M}} = q_{\text{M}}; \\ \Delta q_{\text{M}} &= \frac{q_{\text{M}}(1 - \eta_{\text{MO}})}{\eta_{\text{MO}}}; C_{\text{M}} = \frac{\Delta q_{\text{M}}}{\Delta p} = \frac{q_{\text{M}}(1 - \eta_{\text{MO}})}{\eta_{\text{MO}} \cdot \Delta p}, \end{aligned} \quad (18)$$

де  $\eta_{но}$  і  $\eta_{мо}$  – коефіцієнт подачі насоса і об'ємний ККД гідромотора, відповідно, а позначення всіх інших параметрів наведені вище.

Рівняння моментів на валу гідромотора запишемо у такому вигляді:

$$M_m - M_c = J_\Sigma \cdot \frac{d\omega_m}{dt}, \quad (19)$$

де  $M_m = M_{MT} \cdot \eta_{MTM} = W_m \cdot \Delta p \cdot \eta_{MTM}$  – крутний момент гідромотора;

$\Delta p = p_m - p_{зл}$  – перепад тисків, МПа;

$M_{MT} = W_m \cdot \Delta p$  – теоретичний крутний момент, Н·м;

$\eta_{MTM}$  – гідромеханічний ККД гідромотора:

$$\eta_{MTM} = \frac{M_m}{M_{MT}} = \frac{M_{MT} - \Delta M_m}{M_{MT}} = 1 - \frac{\Delta M_m}{M_{MTP}}, \quad (20)$$

$\Delta M_m$  – втрати на тертя в гідромоторі, які включають механічні внаслідок механічного тертя і гідродинамічні, що залежать від швидкості робочого середовища (втрати тиску РР на місцевих опорах і по довжині трубопроводів, і барботажи на перемішування РР в корпусі гідромотора [18]);

$M_c$  – момент опору, Н·м;

$J_\Sigma = J_m + J_{пр} + J_T$  – сумарний момент інерції, що приведений до валу гідромотора і складається з моменту інерції обертових частин гідромотора, моменту інерції муфти передачі обертання від гідромотора до гальма і його момент інерції [Н·м·с<sup>2</sup>/рад<sup>2</sup>], відповідно.

Представимо рівняння моментів (19) у нормальній формі Коші, в результаті інтегрування якого отримуємо значення частоти обертання гідромотора:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{1}{J_\Sigma} (M_m - M_c); \quad \omega_m = \int_0^t \frac{d\omega_m}{dt} dt. \quad (21)$$

4. Введемо в розгляд об'ємний модуль пружності  $E_{ж}$  [Па] двофазної РР, який в ОГП визначається за рівнянням [19]:

$$E_{ж} = K(p_j + 10^5)(Ap_j + B) \times \frac{(1 - m_0)D_1 + m_0D_2}{K(p_j + 10^5)(1 - m_0)D_1 + m_0(Ap_j + B)D_2}, \quad (22)$$

де

$$D_1 = A \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap_j + B}} \quad \text{і} \quad D_2 = \kappa \sqrt{\frac{p_0 + 10^5}{p_j + 10^5}}; \quad (23)$$

$K$  – показник політропи;

$A$  і  $B$  – параметри, що залежать від сорту РР і її робочої температури;

$m_0$  – зміст нерозчиненого повітря в РР в відносних одиницях;

$p_j$  і  $p_0$  – тиск РР в зоні конкретного гідропристрою і атмосферний тиск, відповідно, Па.

Приведений об'ємний модуль пружності

трубопроводу, заповненого РР, визначається за формулою [19]:

$$E_{пр} = \frac{E_{ж}}{1 + \frac{d_T}{\delta_T} \frac{E_{ж}}{E_T}}, \quad (24)$$

де  $d_T$  і  $\delta_T$  – діаметр і товщина стінки трубопроводу, відповідно;

$E_T$  – модуль пружності матеріалу трубопроводу.

5. Введемо алгоритм управління механізмом повороту похилого диска. В роботі [20] автори вважають допустимим в моделі для регульованого насоса в якості першого наближення обійтися без моделі реального пристрою управління поворотом похилого диска. Автори цієї статті скористалися таким підходом. Імітаційна модель побудована на введенні параметра керування  $e(t)$  подачі насоса, який дорівнює відношенню поточного кута  $\alpha_D(t)$  повороту до максимального кута  $\alpha_{D, макс}$ , тобто  $e(t) = \alpha_D(t) / \alpha_{D, макс}$ . При цьому  $e(t)$  змінюється від 0 до 1. На рис. 3 показані ланцюги обчислювальних блоків пакета VisSim (рис. 3, а), за допомогою яких будується лінійна залежність зміни  $e(t)$  і прямі  $e(t)$  тангенса кута нахилу до осі абсцис з різним часом зміни кута похилого диска до максимального значення (рис. 3, б і в). У програмі VisSim з ланцюгом блоків "transferFunction" (передавальна функція) можна побудувати криву  $e(t)$  в інтервалі 0–1 с іншими законами, зокрема, з експоненціальним законом (рис. 3, з), який формується за допомогою аперіодичної ланки з постійною часу 0,1 с.

В якості початкових умов при інтегруванні приймаємо  $p_H(0) = p_0$  (атмосферний тиск) і  $\omega_m(0) = 0$  (частота обертання гідромотора дорівнює нулю перед початком подачі РР від насоса).

Розглянемо спочатку перехідний процес розгону при ступінчастому навантаженні (моменті опору)  $M_c = 400$  Н·м. На рис. 4 показані осцилограми зміни  $\Delta p$  і  $n_m$  при газовмістості  $m_0 = 0,025$  і  $m_0 = 0,15$ . Вони показують, що при запуску ОГП із ступінчастим навантаженням в 400 Н·м виникають затухаючі високочастотні коливання.

Для проведення чисельної оцінки характеру коливань тиску на рис. 5 наведені збільшені в масштабі осцилограми з рис. 4. Коливальні процеси перепаду тисків  $\Delta p(t)$  в момент пуску не мають негативних значень і характеризуються:

- при  $m_0 = 0,025$  перший пік тиску дорівнює 87–95 МПа і протягом 0,116 с практично не знижується, стає значення  $\Delta p$  становить 25,78 МПа. Процес стабілізації триває 0,67 с, а число коливань за цей час склало 30 і частота коливань 46,87 Гц;

- при  $m_0 = 0,15$  перший пік тиску в 160–180 МПа і протягом 0,25 с практично не знижується, а стає значення залишається незмінним  $\Delta p = 24,97$  МПа. Процес стабілізації триває 0,78 с, число коливань становить 27, а їх частота істотно знизилася і склала 34,61 Гц.

3 фізичної точки зору і математичним

підтвердженням спостережуваних при моделюванні негармонійних згасаючих коливань є взаємний перехід кінетичної енергії, що запасється в обертових елементах, в потенційну, що накопичується за рахунок стисливості РР, і навпаки.

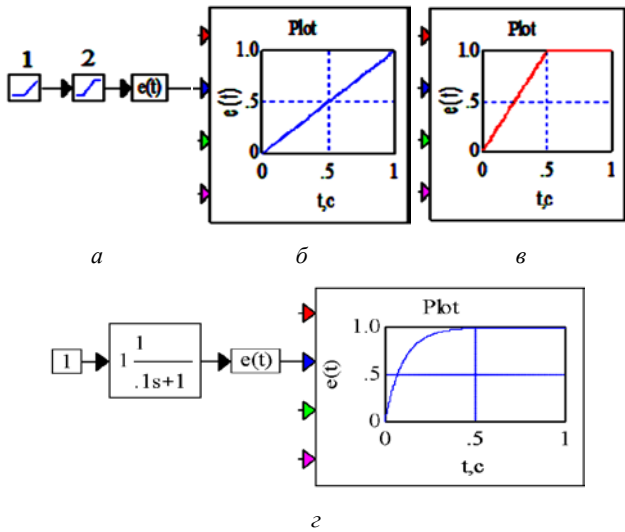


Рис. 3. Реалізація в пакеті VisSim імітаційної моделі повороту похилого диска:

*a* – ланцюг блоків (1 – ramp-блок або генератор лінійно зростаючого сигналу з можливістю зміни швидкості його наростання; 2 – limit-обмежувач сигналу); *b* і *в* – прямі зміни кута похилого диска до максимального значення (1,0) за час 1 с і 0,5 с, відповідно; *г* – модель повороту похилого диска по експоненціальному закону з блоком "transferFunction"

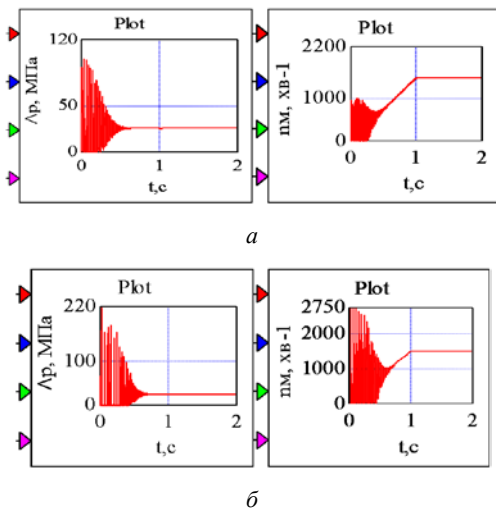


Рис. 4. Порівняння осцилограм перепаду тисків  $\Delta p$  і частоти обертання  $n_m$  валу гідромотора в залежності від газовмісту в РР:

*a* – мінімального  $m_0 = 0,025$ ; *б* – максимально допустимого  $m_0 = 0,15$

Таким чином, в інтервалі допустимих значень  $m_0 = 0,025-0,15$  і ступінчастому навантаженні в  $M_c = 400$  Н·м режим пуску гідромотора ОГП супроводжується значними, практично неприпустимими перевантаженнями і коливаннями.

З метою аналізу можливості зниження амплітуди і часу коливань тиску нами запропонована електронна

модель з евристичною (послідовною) залежністю підключення моменту опору  $M_c$  в період розгону гідромотора ОГП (рис. 6).

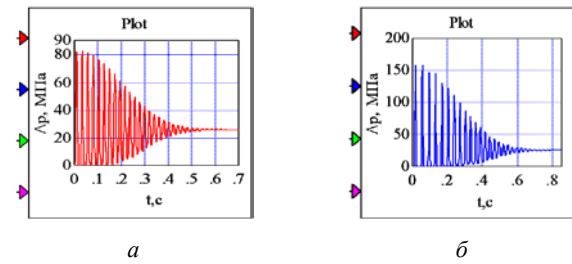


Рис. 5. Перехідні процеси  $\Delta p(t)$  на ділянці розгону і виходу гідромотора на ustalений рух при  $M_c = 400$  Н·м і газовмісті: *a* –  $m_0 = 0,025$ ; *б* –  $m_0 = 0,15$

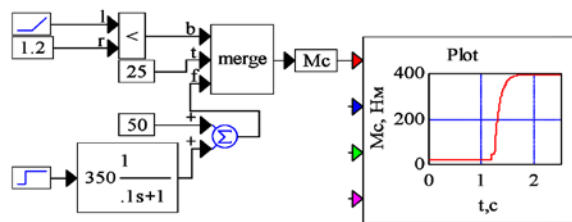


Рис. 6. Схема обчислювальних блоків пакета VisSim евристичної моделі моменту опору на гідромоторі при його розгоні

Модельний експеримент представлений на рис. 7 осцилограмми на прикладі ОГП безступінчастої двопотокової трансмісії колісного трактора тягового класу 30 кН при оранці ґрунту. На рис. 7, *a* і *б* показано використання евристичної моделі при розподіленні навантаження на постійну (ступінчато зростаючу) до 50 Н·м і змінну в часі в 350 Н·м складові загального моменту опору  $M_c = 400$  Н·м, а на рис. 7, *в* зі складовими 100 Н·м і 300 Н·м.

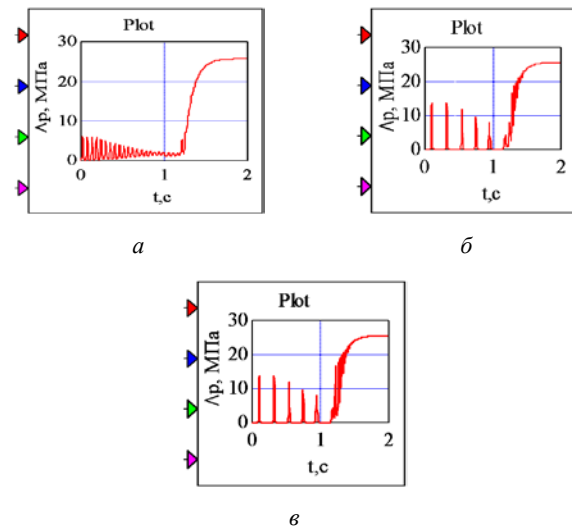


Рис. 7. Осцилограми тиску  $\Delta p(t)$ , отримані при газовмісті  $m_0 = 0,025$  (*a*) і  $m_0 = 0,15$  (*б*) і включенні в модель динаміки ОГП евристичної моделі підключення навантаження  $M_c$  з постійною 50 Н·м і змінною 350 Н·м її складовими, і отримані при  $m_0 = 0,15$  з постійній 100 Н·м і змінній 300 Н·м (*в*) складовими повного моменту опору  $M_c = 400$  Н·м

Порівняння кривих на рис. 4, 5 і 7 демонструє позитивність введення евристичного режиму пуску гідромотора. Реалізація такого режиму можлива в ОГП ряду машин, наприклад, приводах подачі верстатів або сільськогосподарських тракторів при оранці.

Навантаження трактора складається з постійної складової моменту опору (транспортний хід з піднятим плугом) і змінної при технологічному навантаженні, якою може варіювати на практиці тракторист при зануренні плуга в ґрунт. Досить просто евристичний режим в ОГП моделюється за допомогою гальмівного пристрою при стендових випробуваннях.

За дослідними даними постійна складова тягового зусилля трактора становить 25 % від сумарної, тобто 75 % тягового зусилля можна варіювати за часом і характером (як в приводі подачі верстата). При використанні такого співвідношення для моменту опору в розглянутому ОГП і евристичної моделі підключення навантаження  $M_c$  при постійному моменті 100 Н·м і змінному 300 Н·м отримуємо осцилограму, представлену на рис. 7, в. Порівняння кривих на рис. 7, а, б і в, що відрізняються при моделюванні значеннями постійної і змінної складових навантаження  $M_c$  в евристичній моделі, показало, що процес розгону ОГП практично однаковий.

**Висновки.** 1. Аналітичний огляд літературних джерел показав:

- при розробці та дослідженнях об'ємних гідроприводів обертального руху належна увага приділяється статичному розрахунку для вибору узгодженого складу гідропристроїв;

- практично відсутні публікації з дослідження перехідних процесів розгону і виходу на усталений режим гідромоторів;

- створення нових більш досконалих конструкцій об'ємних гідроприводів випереджає дослідження динаміки робочого процесу і його складових.

2. Розроблена нелінійна математична модель об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини між гідромашинами (насосом і гідромотором), що включає імітаційний модуль пристрою управління поворотом похилого диска аксіальнопоршневого насоса, лінійний модуль розподілу номінальних статичних об'ємних втрат при перехідних процесах і обчислювальний модуль двофазної робочої рідини, відкривають можливості для широкого комплексу досліджень і рішень динамічних задач. У першу чергу, це відноситься до пуску навантаженого гідропривода, при якому виникають негармонійні, затухаючі коливання тиску в нагнітальній магістралі з початковими амплітудами, що перевищують номінальне значення в кілька разів.

3. Запропоновано модуль моделі гідропривода, що представляє собою евристичну модель стадійності навантаження від холостого ходу до введення номінального навантаження по експоненціальному закону. Модельний експеримент виконаний на прикладі безступінчастої двопотокової трансмісії

колісного трактора тягового класу 30 кН при оранці.

4. Для більш повної оцінки пускових характеристик в математичну модель введено об'ємний модуль пружності двофазної робочої рідини і динамічні процеси при пуску гідропривода розглянуті з екстремальними значеннями газівмісту  $m_0 = 0,025$  і  $m_0 = 0,15$ .

5. Зниження газівмісту в робочій рідині призводить до пропорційного зниження піків тиску і зростання частоти коливань, що слід вважати позитивною тенденцією для підвищення довговічності гідромашин двопотокової трансмісії колісного трактора.

#### Список літератури

- Šulc B., Jan J. A. Non Linear Modelling and Control of Hydraulic Actuators. *Acta Polytechnica*. 2002. Vol. 42, no. 3. P. 41–47.
- Busquets E., Ivantysynova M. A multi-actuator displacement-controlled system with pump switching. *International Journal of Fluid Power System*. 2014. Vol. 8, no. 2. P. 66–75.
- Яхно О. М., Чебан В. Г., Финкельштейн З. Л., Лур'є З. Я., Чекасова І. А. *Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода*. Киев: НТТУ «КПИ», 2006. 216 с.
- Лур'є З. Я., Цента Е. Н., Панченко А. И. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата навесным оборудованием трактора. *Промислова гідроліка і пневматика*. 2017. № 3 (57). С. 29–46.
- Систук В. А., Богачевский А. А., Шумский В. Ю. Возможности использования программы имитационного моделирования RTV VISSIM для подготовки специалистов по направлениям «Транспортные технологии» и «Автомобильный транспорт». *Інформаційні технології і засоби навчання*. 2016. Т. 52, № 2. С. 93–107.
- Клиначёв Н. В. *Моделирование систем в программе VisSim. Справочная система*. Челябинск: ЮУрГУ, 2001.
- Сизый Ю. А., Сталинский Д. В., Любимый Ю. Н. *Динамика и компьютерное моделирование металлорежущих станков: лабораторно-компьютерный практикум*. Харьков: «Индустрия», 2013. 104 с.
- Аврунин Г. А., Пимонов И. Г., Мороз И. И. Практический опыт изучения отказов в объемных гидроприводах. *Промислова гідроліка і пневматика*. 2015. № 4 (50). С. 3–12.
- H1 Axial Piston Pump, Size 147/165, Single. Technical Information*. SAUER DANFOSS, 2011. 36 p.
- H1 Bent Axis Variable Displacement Motors, Frame Size 080, Frame Size 110. Technical Information*. SAUER DANFOSS, 2008. 76 p.
- Двухпоточный гидромеханический трансмиссионный блок. Руководство по эксплуатации H2218 РЭ*. Харьков: КП ХКБМ им. А. А. Морозова, 2005. 80 с.
- Axial Piston Variable Displacement Pump A4VG*. M. REXROTH, 2003. 44 p.
- Экснер Х., Фрейтаг Р., Гайс Х., Ланг Р., Опольцер Й., Шваб П., Зумпф Е., Остендорфф У., Райк М. *Гидропривод. Основы и компоненты. Том I*. Эрбах: Бош Рексрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика, 2006. 322 с.
- Щельцын Н. А., Фрумкин Л. А., Иванов И. В. Современные бесступенчатые трансмиссии сельскохозяйственных тракторов. *Тракторы и сельхозмашины*. 2011. № 11. С. 18–26.
- Ключников А. В. Тенденции развития трансмиссий колесных тракторов. *Техника и оборудование для села*. 2012. № 1 (175). С. 43–47.
- Мобильная гидравлика, мобильная электроника, приводы. Обзор программы*. Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. 88 с.
- Hydraulic Motor/Pump, Series F11/F12, Fixed Displacement*. PARKER HYDRAULICS, 2000. 31 p.
- Гойдо М. Е. *Проектирование объемных гидроприводов*. Москва: Машиностроение, 2009. 304 с.
- Лур'є З. Я., Панченко А. И., Цента Е. Н. Динамическая компенсация колебаний мехатронного гидроагрегата мобильной машины с учетом влияния двухфазной рабочей жидкости.



Промислова гідравліка і пневматика. 2014. № 3 (45). С. 35–44.  
 20. Блейз Е. С., Бродовский В. Н., Введенский В. А., Домрачев В. М. *Следищие приводы. Т. 2: Электрические следищие приводы*. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 880 с.

## References (transliterated)

- Šulc B., Jan J. A. Non Linear Modelling and Control of Hydraulic Actuators. *Acta Polytechnica*. 2002, vol. 42, no. 3, pp. 41–47.
- Busquets E., Ivantysynova M. A multi-actuator displacement-controlled system with pump switching. *International Journal of Fluid Power System*. 2014, vol. 8, no. 2, pp. 66–75.
- Yakhno O. M., Cheban V. G., Finkel'shteyn Z. L., Lur'e Z. Ya., Chekmasova I. A. *Raschet, proektirovanie i ekspluatatsiya ob'emnoy gidroprivoda* [Calculation, design and operation of the volumetric hydraulic drive]. Kiev, NTU "KPI" Publ., 2006. 216 p.
- Lur'e Z. Ya., Tsenta E. N., Panchenko A. I. Dinamika dvukhmernoy sistemy upravleniya mekhatronnogo gidroagregata navesnym oborudovaniem traktora [Dynamics of a two-dimensional control system of a mechatronic hydraulic unit with tractor attachments equipment]. *Promyslova hidravlika i pnevmatika*. 2017, no. 3 (57), pp. 29–46.
- Sistuk V. A., Bogachevskiy A. A., Shumskiy V. Yu. Vozmozhnosti ispol'zovaniya programmy imitatsionnogo modelirovaniya PTV VISSIM dlya podgotovki spetsialistov po napravleniyam "Transportnye tekhnologii" i "Avtomobil'nyy transport" [Possibilities of using the program of simulation modeling PTV VISSIM for training of specialists in the courses of "Transport technology" and "Vehicular transport"]. *Informatsiyeni tekhnologiyi i zasoby navchannya*. 2016, vol. 52, no. 2, pp. 93–107.
- Klinachev N. V. *Modelirovanie sistem v programme VisSim. Spravochnaya sistema* [Modeling of systems in the program VisSim: Directory assistance]. Chelyabinsk, YuUrGU Publ., 2001.
- Sizyy Yu. A., Stalinskiy D. V., Lyubimyy Yu. N. *Dinamika i komp'yuternoe modelirovanie metallorezhushchikh stankov: laboratorno-komp'yuternyy praktikum* [Dynamics and computer simulation of metal-cutting machines: laboratory and computer workshop]. Kharkov, "Industriya" Publ., 2013. 104 p.
- Avrunin G. A., Pimonov I. G., Moroz I. I. Prakticheskiy opyt izucheniya otkazov v ob'emnykh gidroprivodakh [Practical experience in research of failures in volumetric hydraulic drives]. *Promyslova hidravlika i pnevmatika*. 2015, no. 4 (50), pp. 3–12.
- H1 Axial Piston Pump, Size 147/165, Single. *Technical Information*. SAUER DANFOSS Publ., 2011. 36 p.
- H1 Bent Axis Variable Displacement Motors, Frame Size 080, Frame Size 110. *Technical Information*. SAUER DANFOSS Publ., 2008. 76 p.
- Dvukhpotochnyy gidromekhanicheskiy transmissionnyy blok. *Rukovodstvo po ekspluatatsii N2218 RE* [Dual-flow hydromechanical transmission unit. Operation manual N2218 RE]. Kharkov, KP KhKBM im. A. A. Morozova Publ., 2005. 80 p.
- Axial Piston Variable Displacement Pump A4VG. M. REXROTH Publ., 2003. 44 p.
- Eksner X., Freytag R., Gays X., Lang R., Oppol'tser Y., Shvab P., Zumpf E., Ostendorff U., Rayk M. *Gidroprivod. Osnovy i komponenty. Tom 1* [Hydraulic drive. Basics and components. Vol. 1]. Erbach, Bosch Rexroth AG Service Automation Didactics Publ., 2006. 322 p.
- Shchel'tsyn N. A., Frumkin L. A., Ivanov I. V. *Sovremennye bestupenchatye transmissii sel'skokhozyaystvennykh traktorov* [Modern stepless transmissions of agricultural tractors]. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2011, no. 11, pp. 18–26.
- Klyuchnikov A. V. Tendentsii razvitiya transmissiy kolesnykh traktorov [Trends in the development of transmissions of wheel tractors]. *Tekhnika i oborudovanie dlya sela*. 2012, no. 1 (175), pp. 43–47.
- Mobil'naya gidravlika, mobil'naya elektronika, privody. *Obzor programmy* [Mobile hydraulics, mobile electronics, drives. Program overview]. Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. 88 p.
- Hydraulic Motor/Pump, Series F11/F12, Fixed Displacement. PARKER HYDRAULICS Publ., 2000. 31 p.
- Goydo M. E. *Proektirovanie ob'emnykh gidroprivodov* [Design of volumetric hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009. 304 p.
- Lur'e Z. Ya., Panchenko A. I., Tsenta E. N. Dinamicheskaya kompensatsiya kolebaniy mekhatronnogo gidroagregata mobil'noy mashiny s uchetom vliyaniya dvukhfaznoy rabochoy zhidkosti [Dynamic compensation of mechatronic hydraulic unit fluctuation of mobile machine taking into account the influence of a two-phase working fluid]. *Promyslova hidravlika i pnevmatika*. 2014, no. 3 (45), pp. 35–44.
- Bleyz E. S., Brodovskiy V. N., Vvedenskiy V. A., Domraчев V. M. *Sledyashchie privody. T. 2: Elektricheskie sledyashchie privody* [Servo drives. Vol. 2: Electrical servo drives]. Moscow, MGTU im. N. E. Bauman Publ., 2003. 880 p.

Надійшла (received) 17.09.2019

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Лур'є Зіновій Якович (Лурье Зиновий Яковлевич, Lurye Zinovii)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2524-3861>; e-mail: [zi.lurye@gmail.com](mailto:zi.lurye@gmail.com)

**Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автомобіле- та тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/orcid/0000-0002-2965-5460>; e-mail: [samorodovvadimat@gmail.com](mailto:samorodovvadimat@gmail.com)

**Аврунін Григорій Аврамович (Аврунин Григорий Аврамович, Avrunin Grigorii)** – 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: [griavrunin@ukr.net](mailto:griavrunin@ukr.net)

**Цента Євген Миколайович (Цента Евгений Николаевич, Tsenta Yevhen)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2607-2294>; e-mail: [tsenta.en@gmail.com](mailto:tsenta.en@gmail.com)