

Г. А. АВРУНІН, І. Г. КИРИЧЕНКО, В. Б. САМОРОДОВ, І. І. МОРОЗ

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ГІДРОМОТОРА ТА ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ЛАНЦЮГОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ ТРАНШЕЙНОЇ МАШИНИ

Мета. Науковий пошук можливості заміни механічного приводу ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини на об'ємний гідропривод і визначення його динамічних характеристик на основі математичної моделі, що розглядає режими пуску, руху робочого органу, також, що встановився, і його раптової зупинки на непереборній перешкоді в ґрунті. Метод. Статичний розрахунок об'ємного гідропривода на основі досліджень характеристик навантажень робочих органів землерийних машин типу ПЗМ-2(3) і динамічний розрахунок з використанням пакета застосовних програм VisSim. Математична модель гідропривода включає імітаційні модулі регулювання подачі аксіальнопоршневого насоса і зміни моменту опору на режимах пуску гідромотора при холостому ході, нормальному навантаженні робочого органу і раптовій зупинці. Отримані значення коливань тиску, у тому числі при пониженому значенні модуля пружності робочої рідини із-за її насиченості нерозчинним повітрям. Результати. Для об'ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини можуть бути застосовані високомоментні тихохідні радіальнопоршневі гідромотори одноциклової або багатоперіодної дії з робочим об'ємом 1800–2500 см³, а також швидкохідні аксіальнопоршневі гідромотори з планетарними редукторами. Необхідні за робочим об'ємом гідромотори серійно випускаються рядом інофірм. Розрахунок динаміки гідропривода показав, що при критичному режимі раптової зупинки робочого органу при його попаданні на непереборну перешкоду в ґрунті, виникають затухаючі коливання тиску початковою амплітудою до 11 % від значення, що встановилося. Висновок. Результати проведених досліджень можуть бути використані при розробці землерийних траншейних машин нового покоління при заміні механічного приводу ланцюгового робочого органу на об'ємний гідропривод.

Ключові слова: землерийна траншейна машина, об'ємний гідропривод, математична модель динаміки гідропривода, пакет VisSim, коливання тиску, гідромотор.

Г. А. АВРУНІН, І. Г. КИРИЧЕНКО, В. Б. САМОРОДОВ, І. І. МОРОЗ

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМОТОРА И ДИНАМИКИ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ЦЕПНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ЗЕМЛЕРИЙНОЙ ТРАНШЕЙНОЙ МАШИНЫ

Цель. Научный поиск возможности замены механического привода цепного рабочего органа землеройной траншейной машины на объемный гидропривод и определение его динамических характеристик на основе математической модели, рассматривающей режимы пуска, установившегося движения рабочего органа и его внезапной остановки на непреодолимом препятствии в грунте. Метод. Статический расчет объемного гидропривода на основе анализа исследований по нагрузочным характеристикам рабочих органов землеройных машин типа ПЗМ-2(3) и динамический расчет с использованием пакета прикладных программ VisSim. Математическая модель гидропривода включает имитационные модули регулирования подачи аксиальнопоршневого насоса и изменения момента сопротивления на режимах пуска гидромотора при холостом ходе, нормальном нагружении рабочего органа и внезапной остановке. Получены значения колебаний давления, в том числе при сниженном значении модуля упругости рабочей жидкости из-за ее насыщенности нерастворенным воздухом. Результаты. Для объемного гидропривода цепного рабочего органа землеройной траншейной машины могут быть применены высокомомментные тихоходные радиальнопоршневые гидромоторы однократного или многократного действия с рабочим объемом 1800–2500 см³, а также быстроходные аксиальнопоршневые гидромоторы с планетарными редукторами. Необходимые по рабочему объему гидромоторы серийно выпускаются рядом инофирм. Расчет динамики гидропривода показал, что при критическом режиме внезапной остановки рабочего органа при его попадании на непреодолимое препятствие в грунте, возникают затухающие колебания давления начальной амплитудой до 11 % от установившегося значения. Заключение. Результаты проведенных исследований могут быть использованы при разработке землеройных траншейных машин нового поколения при замене механического привода цепного рабочего органа на объемный гидропривод.

Ключевые слова: землеройная траншейная машина, объемный гидропривод, математическая модель динамики гидропривода, пакет VisSim, колебания давления, гидромотор.

G. AVRUNIN, I. KYRYCHENKO, V. SAMORODOV, I. MOROZ

CALCULATION OF HYDROMOTOR PARAMETERS AND DYNAMICS OF HYDRAULIC FLUID POWER OF THE CHAIN WORKING AUTHORITY OF THE EARTHQUAKE TRENCH MACHINE

An aim is a scientific search of possibility of replacement of mechanical drive of chain working organ of trench earthmover on by hydraulic fluid power and determination of dynamic descriptions of hydraulic fluid power on the basis of mathematical model, examining the starting modes, set motion of working organ and his sudden stopping for an insuperable obstacle in soil. Method. Static calculation of by hydraulic fluid power on the basis of analysis researches on loading descriptions of working organs of earthmover machines of type of PZM-2(3) and dynamic calculation with the use step-dog-salmon of the application programs of VisSim. The mathematical model of hydraulic fluid power includes the imitation modules of adjusting of serve of axial piston pump and change of moment of resistance on the modes of starting of hydromotor at idling, normal ladening of working organ and sudden stop. The values of pressure fluctuations are got, including at the mionectic value of the module of resiliency of working liquid from her saturation uncut-in air. Results. For by hydraulic fluid power of chain working organ of trench earthmover the high moment slow radial piston hydromotors of single or frequent action can be applied with the swept volume 1800–2500 cm³, and also high-speed axial piston hydromotors with stoekichts. Necessary on the displacement hydromotors are mass-produced by the row of foreign firms. The calculation of dynamics of hydraulic fluid power showed that at the critical mode of sudden stop of working organ at his hit on an insuperable obstacle in soil, there are attenuation pressure initial amplitude fluctuations to 11 % from the set value. Conclusion. Results undertaken studies can be drawn on at development of trench earthmovers of new generation at substituting of mechanical drive of chain working organ by hydraulic fluid power.

Keywords: trench earthmover, hydraulic fluid power, mathematical model of dynamics of hydraulic fluid power, package of VisSim, pressure fluctuations, hydromotor.

Введення. У Збройних Силах України нині в експлуатації знаходяться полкові землерийні траншейно-котлованні машини ПЗМ-2(3) (рис. 1) виробництва «Буддормаш» [1] на базі тракторів ХТЗ моделі Т-155М. Сьогодні більшість з них знаходиться в експлуатації більше 25 років і практично вичерпала свій ресурс. Машини мають ланцюговий робочий орган (ЛРО), роторний металник і допоміжне бульдозерне устаткування і лебідку. У мерзлих ґрунтах машина забезпечує уривку тільки траншей. У 2013 році в Україні була проведена модернізація однієї землерийної машини ПЗМ-2, що отримала модернізовану гідросистему з гідрозамками на гідроциліндрах бульдозерного відвалу і електрогідропристрої, що покращують умови роботи оператора [2–4].

Наступним етапом модернізації стало оснащення землерийним траншейним устаткуванням типу ПЗМ-3-01 автомобіля КрАЗ-5233НЕ підвищеної прохідності [5, 6]. Проте дослідження механічних приводів ЛРО і металника показали, що прогресивнішою є модернізація, пов'язана з переходом на об'ємний гідропривод (ОГП), що забезпечує високий рівень захисту від перевантажень, безступінчасте регулювання швидкості робочого органу і автоматизацію технологічного процесу при копанні [7]. Сучасний асортимент робочих рідин (РР), що забезпечують функціонування ОГП в широкому діапазоні температур довкілля, також є вагомим аргументом заміни механічного ЛРО на ОГП.

Аналітичний огляд літератури. В роботі [8] показано про перспективність переобладнання в існуючих машинах ПЗМ-2(3) на ОГП робочих органів зі збереженням тих механічних вузлів, що добре зарекомендували себе з точки зору міцності і надійності. Дослідженням робочого процесу копання землерийними траншейними машинами з механічним приводом присвячений ряд робіт вітчизняних фахівців. Встановлено, що на роботу копання ланцюгових екскаваторів різних типорозмірів витрачається 31–66 % потужності силової установки базової машини, а при розробці важких глин до 70–80 % [9].

Важливі результати досліджень динамічних

навантажень на механічні приводи ЛРО і металника ПЗМ-3-01 в режимі раптової зупинки приведені в роботі [7]. Отримано, що при спрацьовуванні центральної і бічної запобіжних муфт найбільш навантаженими є вузли ЛРО. Муфти оснащені штифтами, що зрізуються, і часто спрацьовують навіть при короткочасних перевантаженнях. Тому рекомендований перехід від муфт з штифтами, що зрізуються, до фрикційних муфт. Ефективнішим засобом зниження динамічних навантажень на робочий орган машини рахують перехід на ОГП. Встановлені також значення моментів інерції ЛРО і металника, і показано, що зростання моменту опору при стопоренні робочого органу відбувається за час порядку 0,005 с. Ці дані важливі для розрахунку динамічних навантажень при використанні ОГП замість механічного ЛРО.

У роботі [6] приведена принципова структурна схема землерийної машини ПЗМ-3.01, створеної на шасі автомобіля КрАЗ-5233НЕ і оснащеною механічним приводом робочого устаткування. Отримана математична модель крутильних коливань механічної системи «ДВЗ-трансмсія-землерийне робоче устаткування». Визначені власні і вимушені крутильні коливання, резонансні частоти і амплітуди коливань, і параметри нерезонансних вимушених крутильних коливань в режимі руху машини, що встановився. За результатами досліджень вимушених коливань визначений коефіцієнт динамічності, який слід враховувати при проектуванні нової машини.

У роботі [10] розглянута конструкція роторного робочого органу для землерийної траншейної машини нового покоління. Цикл робіт [11–15] присвячений оцінці можливості переходу на ОГП ЛРО і металника. Так у роботі [11] конкретизовані робочі об'єми аксіальнопоршневих насосів, які можуть живити гідромотори ЛРО і металника. Спочатку для модернізації ПЗМ-2 пропонувався аксіальнопоршневий насос 313.3.107 з похилим блоком циліндрів і максимальним робочим об'ємом 107 м^3 і споживаною потужністю 44 кВт при номінальних значеннях частоти обертання 1200 хв^{-1} , подачі 122 л/хв, тиску 20 МПа і ККД до 0,9 [11]. Цей насос повинен забезпечувати одночасне функціонування



Рис. 1. Полкова землерийна траншейна машина ПЗМ-2

ЛРО і металника, а розділення подачі насоса на два незалежні потоки РР забезпечує оригінальний дільник потоку.

У роботі [12] розглянуті можливості заміни приводів на ОГП шляхом застосування аксіальнопоршневих насосів: з похилим диском 416.0.71(90) і похилим блоком 313.56(90) для ЛРО і нерегульованого з похилим блоком 310.28(45) для металника. Приведені типорозміри насосів дають можливість отримання співвідношення потужностей приводів металника і ЛРО в межах 0,3–0,5, які можна прийняти як базові значення для подальших розрахунків. Споживана потужність регульованих насосів за каталогом складає близько 64–100 кВт. За даними цієї ж роботи частота обертання ЛРО складає 2,35–9,15 хв⁻¹, а роторного металника 280–379 хв⁻¹. Проте наші експлуатаційні спостереження за роботою машини ПЗМ-2 показують, що частота обертання зірочки ЛРО досягає 40 хв⁻¹.

У роботі [13] розглянутий технічний рівень гідропрстроїв, зокрема насосів, які могли б бути використані в машині ПЗМ-2. При цьому як критерій порівняльної оцінки насосів прийнято співвідношення маси до робочого об'єму (коефіцієнт компактності). Слід зазначити, що такий критерій менш інформативний в порівнянні із звичайним використовуваним співвідношенням маси насоса до його потужності, в яку входить не лише робочий об'єм насоса, але і такі найважливіші вихідні параметри як подача і тиск, що розвиваються насосом.

У роботі [14] проведений функціонально-вартісний аналіз насосів, які могли б використовуватися в перспективних ОГП ЛРО і металника. При цьому пропонуються для застосування в модернізованій ПЗМ-2 також аксіальнопоршневі регульовані насоси з похилим диском, але дещо більшого типорозміру в 416.0.110(125) та в комбінації з об'ємним дільником потоку.

У роботі [15] приведені гідравлічна принципова схема навісного устаткування серійної ПЗМ-2, а також кінематична схема трансмісії робочого устаткування з ЛРО і металником, які забезпечені запобіжними муфтами з пальцями (штифтами), що зрізуються. Зокрема, обертання ЛРО передається через двоступінчастий редуктор з передатним відношенням близько 10.

Аналіз проведених досліджень показав, що до теперішнього часу не робився статичний розрахунок параметрів і вибір конкретних конструкцій гідромоторів для приводу ЛРО і відсутні динамічні розрахунки ОГП з урахуванням даних по моменту інерції і швидкодії спрацьовування робочого органу при його раптовій зупинці.

Основна частина. Для моделювання роботи ЛРО з ОГП приймаємо на підставі аналізу результатів досліджень потужність останнього в 50 % потужності ДВЗ, тобто близько 65 кВт. Тоді потужність роторного металника складає близько 15 кВт при частоті обертання 380 хв⁻¹ [12], а потужність ЛРО має 50 кВт при максимальній частоті обертання провідної

зірочки ланцюга в 40 хв⁻¹. Ці дані дозволяють отримати значення необхідних крутних моментів і робочих об'ємів гідромоторів при їх використанні без проміжних редукторів як одного з чинників ефективності застосування ОГП. Слід зазначити, що у зв'язку з недостатньою надійністю дизелів СМД-2 потужністю в 90 кВт, нині в машинах ПЗМ-2 встановлюють двигуни ЯМЗ-236Д-3/Д потужністю 128,7 кВт при частоті обертання 2100 хв⁻¹.

У першому наближенні, виходячи з того, що ККД ОГП як відношення корисної (вихідної) потужності гідромотора $P_{\text{кор}}$ до споживаної (витраченої) насосом $P_{\text{спож}}$ не перевищує 80 %

$$\text{ККД} = P_{\text{кор}} / P_{\text{спож}},$$

отримаємо значення вихідної потужності гідромоторів ЛРО і металника в 40 кВт і 12 кВт, відповідно.

Оскільки вихідна потужність гідромотора є твором крутного моменту на частоту обертання, то при відомих значеннях частот обертання визначаємо

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{9550}; \quad M_{\text{м}} = 9550 \frac{P_{\text{кор}}}{n_{\text{м}}}.$$

Таким чином, гідромотор обертання провідної зірочки ЛРО повинен розвивати крутний момент в 9550 Н·м, а металника в 382 Н·м. Розглядаючи надалі тільки ОГП ЛРО, знайдемо необхідне значення робочого об'єму гідромотора

$$V_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{мгм}}}, \text{ см}^3,$$

де $\Delta p_{\text{м}}$ – перепад тисків на гідромоторі, який для сучасних аксіально- і радіальнопоршневих гідромоторів в робочому режимі дорівнює 25–35 МПа і при максимальних навантаженнях може досягати 40–52 МПа;

$\eta_{\text{мгм}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, який дорівнює 95–98 % на робочому режимі і знижується до 85–90 % при пуску (зрушуванні).

Задаючись заздалегідь $\Delta p_{\text{м}} = 25\text{--}35$ МПа і $\eta_{\text{мгм}} = 0,95$ отримаємо значення робочих об'ємів гідромотора $V_{\text{м}} = 1806\text{--}2529$ см³. З таким робочим об'ємом, частотою обертання і вихідною потужністю випускаються гідромотори декількох зарубіжних фірм. Приведемо основні технічні характеристики таких гідромоторів (табл. 1 [16]). Для оцінки технічного рівня прийняті відносні (питомі) показники, що характеризують відношення маси m [кг] гідромотора до крутного моменту $M_{\text{м}}$ [Н·м] і вихідній потужності $P_{\text{м}}$ [кВт]

$$k_{\text{м}} = \frac{m}{M_{\text{м}}}, \text{ кг/Н·м}; \quad k_{\text{р}} = \frac{m}{P_{\text{м}}}, \text{ кг/кВт}.$$

Зазвичай, в якості значень крутного моменту і потужності підставляють теоретичні значення, хоча з урахуванням ККД показники технічного рівня носять достовірніший характер. Можливо також застосування аксіальнопоршневого гідромотора з вбудованим редуктором.

Таблиця 1 – Технічна характеристика радіальнопоршневих гідромоторів

Гідромотор	$V_m, \text{см}^3$	$n, \text{хв}^{-1}$	$M_m, \text{Н} \cdot \text{м/р}, \text{МПа}$	$P_m, \text{кВт}^*$	$m, \text{кг}$	$k_p, \text{кг/кВт}$	$k_m, \text{кг/Н} \cdot \text{м}$
САВ30-28	1759	350	8950/25/32	226	177	0,78	0,020
MS18	1747	155	12499/45	70	112	1,6	0,009
MCR15	1780	125	11887/40/42	60	93	1,55	0,008
HMB100	1639	250	7818/25/30	110	144	1,3	0,018
MR 1800-7	1810	250	12087/25/42	157	209	1,33	0,017
GM4 1800	1816	300	10106/25/35	120	170	1,42	0,017
SMA1600	1602	565	12481/35/49	264	290	1,1	0,023
S5E1800	1816	550	12127/25/42	200	130	0,65	0,011

Примітки: 1. Значення тисків під рисками – номінальне і пикове. 2. Значення крутного моменту приведені при піковому тиску. 3* Потужність гідромотора обмежена виготовником. 4. Виготовники гідромотори: багатоциклових САВ-30-28 – Hagglunds Rexroth-Bosch Group; MS18 – Poclain Hydraulics; MCR15 – Rexroth-Bosch Group; одноциклових (ексцентрикових): HMB100 – Kawasaki Motors (B-Staffa motor); MR 1800-7 – R. Calzoni; GM4 1800 і S5E1800 – SAI; SMA1600 – Rotary Power.

Наприклад, аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів A2FM56 компанії Rexroth-Bosch Group (робочий об'єм 56 см^3) з редуктором GFT-13T2-1000 виробництва Lohman+Stolterfoht (передатне відношення 32,1) розвиває крутний момент до $13 \text{ кН} \cdot \text{м}$, успішно конкуруючи з високомоментними радіальнопоршневими гідромоторами. Маса гідромотора і редуктора складає 118 кг , що у ряді випадків суттєво нижче, ніж у радіальнопоршневих гідромоторів.

Остаточне рішення по вибору типу гідромотора або гідромотора-редуктора приймається на основі функціонально-вартісного аналізу з урахуванням вимог до довговічності, монтажу і технічного обслуговування, у тому числі з урахуванням специфічних кліматичних умов.

Слід зазначити, що радіальнопоршневі багатоциклові гідромотори завдяки так званій симетричній кінематиці з парним числом поршнів і робочих ділянок на профільованому кулачку мають розвантажені від неурівноважених радіальних сил корінні підшипники валу і довговічність гідромоторів визначається значною мірою тільки якістю очищення РР від забруднень. У одноциклових гідромоторах лімітуючим критерієм є корінні конічні радіально-наполегливі підшипники валу і їх ресурс на номінальних параметрах по частоті обертання і тиску, як правило, не перевищує 3–5 тис. годин роботи.

Таким чином, для безредукторного приводу ЛРО можливе використання високомоментних радіальнопоршневих одноциклових або багатоциклових гідромоторів. Можливе також застосування швидкохідних аксіальнопоршневих гідромоторів у поєднанні з проміжним редуктором. Такі конструкції випускаються в моноблочному виконанні (гідромотор-редуктор) і знайшли широке поширення, наприклад, в приводі ходу гусеничних тракторів [17].

При переході на ОГП ЛРО і металника в якості насоса доцільне застосування двохпотокового аксіальнопоршневого тандем-насоса вітчизняного виробництва ВАТ Гідросила. Ці насоси з регульованим робочим об'ємом забезпечують безступінчасте регулювання частоти обертання гідромоторів, причому можливе електрогідралічне

дистанційне керування подачі насосів.

У зв'язку з проблемами із захистом ЛРО при зупинці із-за перевантаження, розглянемо можливості ОГП в рішенні аналогічної задачі. Проблеми перевантажень робочих органів ще на ранній стадії розвитку ОГП машин і механізмів вирішувалися шляхом застосування запобіжних клапанів, як автоматично діючих гідроприсроїв, що обмежують тиск в гідросистемі, а отже, і навантажень на елементи конструкції. Спочатку запобіжні клапани встановлювалися паралельно нагнітальній магістралі насоса, потім, у міру підвищення швидкодії гідросистем і зростання тисків, запобіжні клапани стали додатково встановлювати в магістралях між гідророзподільниками і гідродвигунами (гідроциліндрами або гідромоторами). Такі клапани дістали назву «вторинних». У ОГП з регульованими насосами і замкнутою системою циркуляції РР тривала робота на режимі відкриття запобіжного клапана при перевантаженні призводить до перегрівання вузлів тертя гідромашин і підвищених витрат палива, тому отримали поширення системи автоматичного зниження подачі насоса до мінімального значення на межі відкриття запобіжного клапана під назвою «cut-off».

На рис. 2 представлена гідравлічна принципова схема стендової установки ОГП ЛРО землерийної машини з використанням регульованого аксіальнопоршневого насоса Н і нерегульованого радіальнопоршневого гідромотора М. Пристрій навантаження НУ (гальмо) дозволяє моделювати близьке до реального навантаження на гідромотор. Стенд оснащений перетворювачами виміру моментів ВМ1 і ВМ2, частоти обертання ДЧВ1 і ДЧВ2, тиску ПД1–ПД3 і температури ПТ1–ПТ4, що дозволяють розрахувати ККД ОГП і отримати необхідну інформацію по його силових і температурних навантаженнях. В якості насоса вибрана аксіальнопоршнева конструкція ВАТ Гідросила, що має систему регулювання робочого об'єму типу ER з електрогідралічним безступінчастим управлінням робочого об'єму за допомогою трипозиційного чотирипровідного гідророзподільника Р1 та електромагнітних пропорційних редукційних клапанів КР1 і КР2.

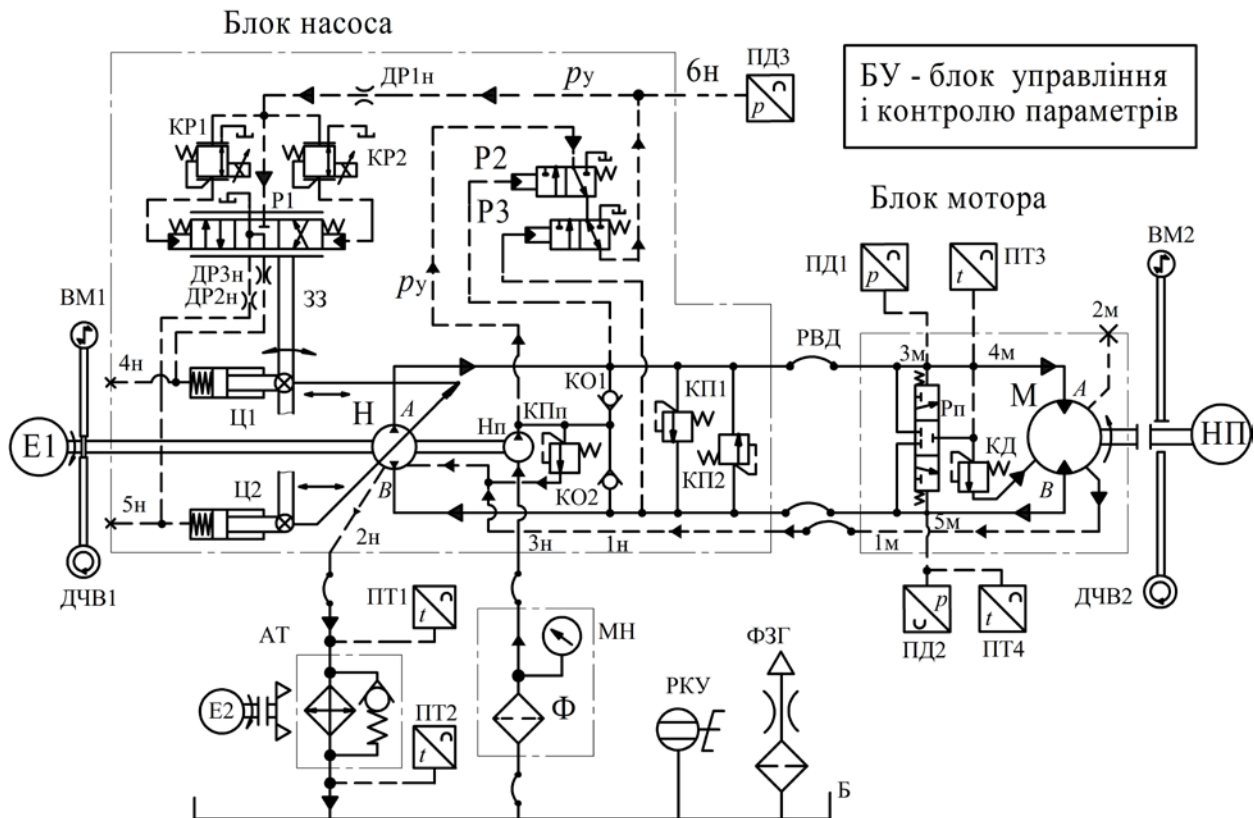


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема ОГП модернізованого ЛРО ПЗМ-2

До складу блоку насоса Н з електрогідравлічним управлінням входять вбудовані гідроциліндри Ц1 і Ц2 для переміщення його похилого диска, насос підживлення і управління Нп, клапан тиску КПп, запобіжні клапани КП1 і КП2, зворотні (антикавітаційні) клапани КО1 і КО2, і дроселі ДР1–ДР3 системи управління. Насос Н приводиться в обертання від електродвигуна Е1. У блок радіальнопоршневого гідромотора М входять «промивальний» гідророзподільник Рп і клапан тиску КД. Блоки насоса і гідромотора сполучені рукавами високого тиску РВД. На всмоктуванні в насос підживлення Нп встановлений фільтр Ф з моновакууметром МН, в лінії зливу витоків РР з корпусів насоса і гідромотора в гідробак Т встановлений оливаохолоджувач АТ з електродвигуном обертання вентилятора Е2. Стрілками вказаний напрям течії РР в основних, підживлення і дренажних магістралях ОГП. Регулювання робочого об'єму насоса здійснюється шляхом переміщення стежного золотника гідророзподільника Р1 по черзі за допомогою двох редукційних клапанів КР1 і КР2 з пропорційними електромагнітами. Тяга механічного («жорсткого») зворотнього зв'язку ЗЗ забезпечує фіксацію золотника відносно положення похилого диска для будь-якого заданого значення електричного сигналу управління.

Насос Н укомплектований регулятором граничного тиску D для зниження подачі насоса до мінімальної при досягненні значення його спрацьовування. Зустрічаються терміни «регулятор або компенсатор тиску» («pressure compensator» або

клапан «cut off»). При нормальній роботі ОГП, тобто до тих пір, поки тиск в ОГП не досяг налаштування пружин золотників гідророзподільників Р2 і Р3, обидва золотники знаходяться в крайньому лівому положенні як показано на гідросхемі. При цьому тиск управління від насоса підживлення Нп поступає до гідророзподільників Р2 і Р3, і через дросель ДР1н до Р1. Досягши тиску більше значення налаштування пружини гідророзподільника Р2, золотник останнього зміщується управо і живлення від насоса Нп до гідророзподільників Р3 і Р1 не поступає. Відсутність тиску управління в гідророзподільнику Р1 призводить до того, що похилий диск насоса прагне зайняти нейтральне положення, знижуючи подачу до нульового значення. Досягши тиску більше значення налаштування пружини гідророзподільника Р3, золотник останнього зміщується управо і повідомляє лінію управління гідророзподільника Р1 з баком, що також призводить до зниження подачі насоса.

Для ОГП ЛРО з гідромотором з робочим об'ємом 2500 см^3 при його максимальній частоті обертання в 40 хв^{-1} знадобиться теоретична подача насоса в 100 л/хв , забезпечувана аксіальнопоршневим насосом РВН-71-Гідросила при номінальній частоті обертання в 1500 хв^{-1} . Такі насоси можуть працювати і на експлуатаційних частотах обертання дизелів в $1900\text{--}2100 \text{ хв}^{-1}$, тому їх адаптація досить проста і необхідна подача РР досягається зміною значення робочого об'єму. Задаємося значенням моменту інерції $1800 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, який є сумарним від моментів інерції ЛРО, гідромотора і сполучної муфти між гідромотором і приводною зірочкою. Основною

складовою є момент інерції ЛРО в 1763 кг·м² [7], оскільки момент інерції гідромотора з робочим об'ємом 2500 см³ дорівнює тільки 0,275 кг·м² [19].

При моделюванні роботи ОГП ЛРО (рис. 3) враховуємо змінний момент опору з боку зовнішнього навантаження (копаного ґрунту), зміну подачі насоса і частоти обертання гідромотора із-за витоків в поршневих і розподільних вузлах, а таке розглядаємо роботу ОГП при декількох значеннях модуля пружності РР із-за її насичення нерозчинним повітрям.

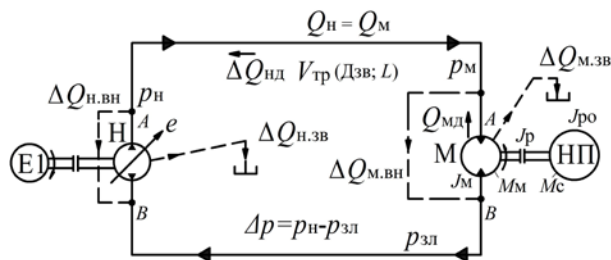


Рис. 3. Розрахункова схема динаміки ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції

Скористаємося математичною моделлю [20, 21], але з заміною евристичного модуля стадійного навантаження на цифровий модуль VisSim-map і додатково введемо модуль для подачі насоса. У математичній моделі робляться наступні допущення: модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість РР є постійними значеннями; момент інерції ЛРО приймається постійним; хвилеві процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані короткими рукавами).

Таким чином вирази для тиску p_M [МПа] і частоти обертання гідромотора n_M [хв⁻¹] мають вигляд

$$p_M = \int_0^t \left[Q_{нт,e}(t) - 10^{-3} V_M(t) \cdot n_M(t) - C_{пв} \cdot p_M(t) \right] \frac{E}{V_{тр}} dt ;$$

$$n_M = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_{п}} \left[\frac{1}{2\pi} V_M(t) \cdot (p_H - p_{зл}) \cdot \eta_{ггм} - M_c \right] dt ,$$

де $Q_{нт,e} = Q_{нт} \cdot e$ – подача насоса при заданному відносному повороту похилого диска e , який відхиляється в обидва боки від нейтрального положення в відносних величинах $e = 0 \pm 1$, л/хв;

$Q_{нт} = 10^{-3} V_H n_H$ – теоретична подача насоса з максимальним робочим об'ємом V_H [см³] і частотою обертання приводного двигуна n_H [хв⁻¹] без урахування витоків РР, л/хв;

V_M – робочий об'єм гідромотора, см³;

$C_{пв}$ – коефіцієнт підсумкових зовнішніх ($C_{н,зв}$ і $C_{м,зв}$) та внутрішніх ($C_{н,вн}$ і $C_{м,вн}$) витоків РР насоса ($\Delta Q_{н,зв}$ та $\Delta Q_{н,вн}$) і гідромотора ($\Delta Q_{м,зв}$ та $\Delta Q_{м,вн}$), л/(хв·МПа);

$V_{тр}$ – об'єм РР во вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора зі зведеним діаметром $D_{зв}$ [мм] та довжиною L [м], дм³;

E – модуль пружності РР, який викликає

деформаційну витрату РР ($\Delta Q_{нд}$ та $\Delta Q_{мд}$), що викликана її стисливістю в гідромашинах та об'єм $V_{тр}$, МПа;

$J_{п} = J_M + J_p + J_{рo}$ – підсумковий момент інерції, приведений до валу гідромотора, в який входять J_M – момент інерції частин гідромотора, що обертаються, J_p – момент інерції приводної частини (муфти) та $J_{рo}$ – момент інерції ЛРО, кг·м²;

$p_H \approx p_M$ і $p_{зл}$ – тиск в лініях нагнітання насоса (гідромотора) і зливу РР до насоса, відповідно (тиск $p_{зл}$ приймається постійним), МПа;

$\eta_{ггм}$ – гідромеханічний ККД гідромотора;

M_c – момент опору (зовнішнього навантаження), Н·м.

Приведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик ОГП основними змінними в часі параметрами є подача насоса $Q_{нт,e}$ і момент опору зовнішнього навантаження M_c .

Для задання режимів роботи ОГП ЛРО скористаємося блоками VisSim-map, які дозволяють за попередньо складеною циклограмою, введення в модель адекватних за часом впливу режимів. З іншого боку, при відпрацюванні оптимальних режимів роботи ОГП блоки map дозволяють вносити необхідні корективи в інтерактивному режимі. Використовуємо метод інтегрування Рунге-Кутта 4-го порядку точності з дискретністю 0,0001 с.

На рис. 4 представлені значення параметрів ОГП ЛРО, що задаються, і розрахункові в повному циклі його роботи. Лінії 1 відповідають збільшенню подачі насоса в інтервалі від 1 с до 3 с і розгону гідромотора в режимі холостого ходу, коли ЛРО не взаємодіє з землею. Режим холостого ходу 2, що встановився, має тривалість від 3 с до 8 с. Момент опору дорівнює моменту сил тертя в гідромоторі, який пропорційний перепаду тисків і зазвичай наводиться в каталогах. Задаємося моментом опору холостого ходу в 400 Н·м, що відповідає перепаду тисків на гідромоторі близько 1,0 МПа. Далі при впровадженні ЛРО в ґрунт зростає момент опору і збільшується тиск в гідросистемі (лінія 3). У режимі роботи, що встановився, зберігаються постійними момент опору, частота обертання гідромотора і має місце постійність тиску (лінія 4). При попаданні ЛРО на істотну перешкоду (зона 5), що призводить до зупинки переміщення ланцюга за час 0,005 с, відбувається різке зростання моменту опору і тиску в гідросистемі, відкриття запобіжного клапана і зниження подачі насоса і частоти обертання гідромотора аж до його повної зупинки.

На рис. 5 приведені в графічному виді значення витрати насоса і моменту опору гідромотора (два нижні графіки), що задаються, і результати рішення диференціальних рівнянь в пакеті VisSim, а саме, частоти обертання гідромотора, тиску в гідросистемі і вихідної потужності. Слід зазначити, що стадійний запуск гідропристроїв – збільшення подачі насоса при холостому ході гідромотора і потім зростання моменту супротиву при копанні ґрунту істотно запобігають коливальним процесам в ОГП.

При підвищенні моменту опору від 9,55 кН·м до

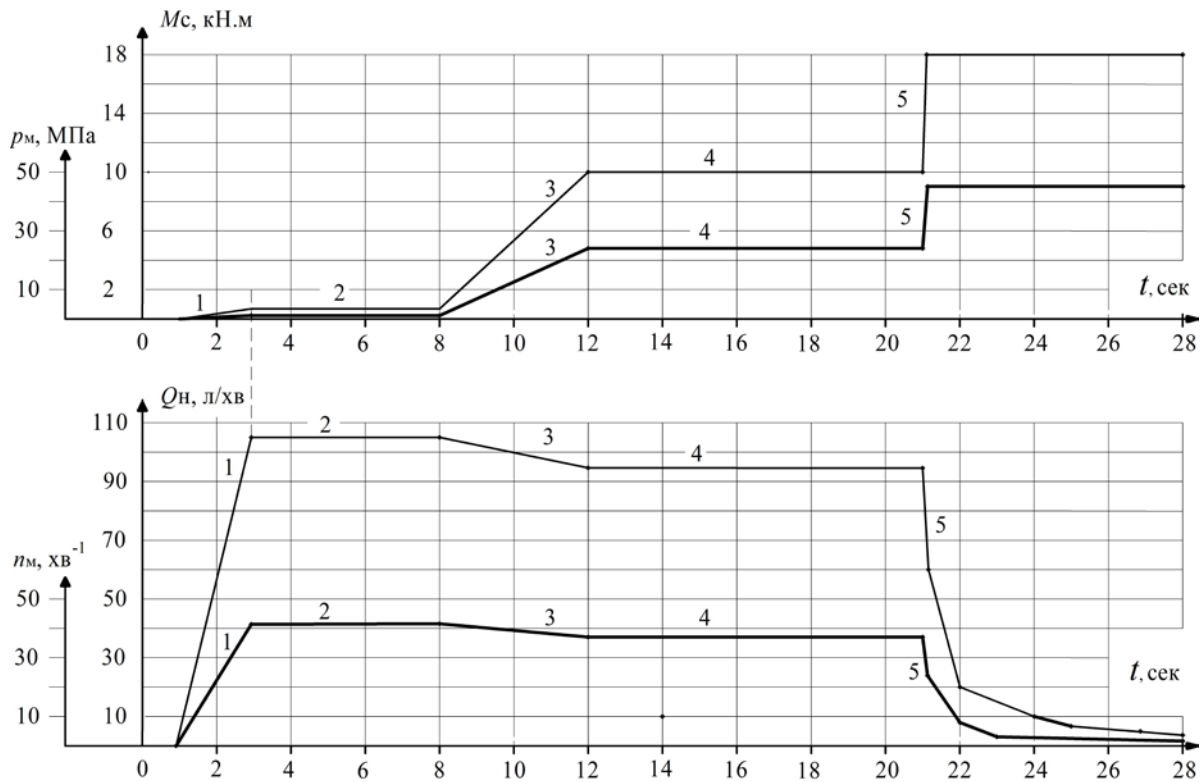


Рис. 4. Режими роботи ОГП ЛРО, що задаються – подача насоса Q_n і момент опору M_c , і розрахунків – частота обертання гідромотора n_m і тиск p_m

18 кН·м за час 0,005 с амплітуда коливань тиску дорівнює 4,8 МПа, що складає 11 % від середнього значення в 45 МПа. Зниження коливань тиску до 5,7 % відбувається за час 10 с і до 2,4 % за 30 с при частоті близько 1,5 Гц.

Спрацьовування запобіжного клапана захищає ОГП від підвищених навантажень, а застосування

системи автоматичного переключу похилого диска насоса в нейтральне положення системою «cut-off» виключає перегрівання вузлів тертя гідромашин. Крім того, можливості електрогідроавтоматики дозволяють оперативно зреагувати на підвищення тиску, перемкнувши гідроциліндр подачі ЛРО на підйом від ґрунту.

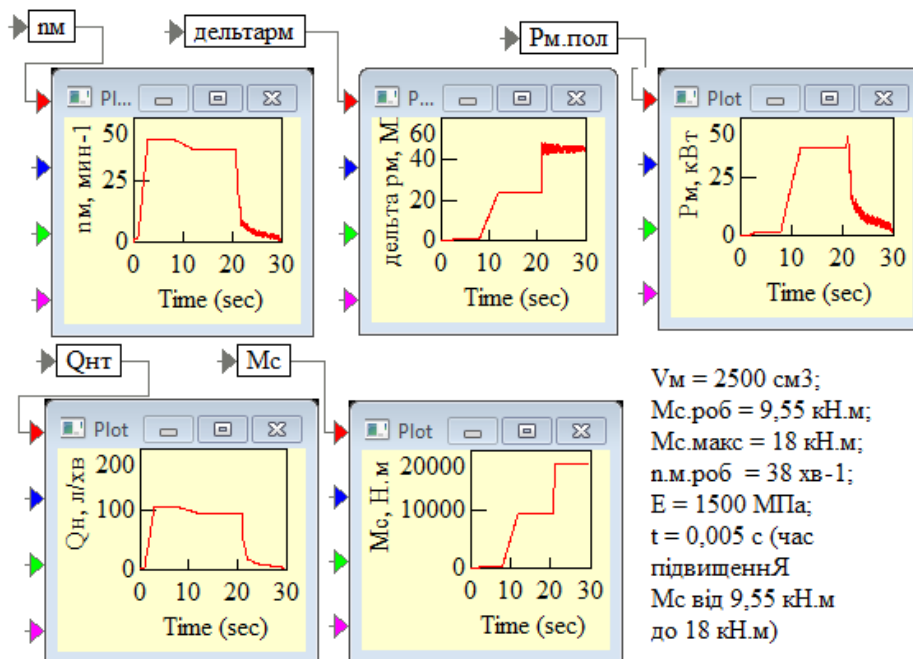


Рис. 5. Завдання режимів і результати розрахунків ОГП ЛРО в повному циклі від запуску насоса до форсованої зупинки при перевантаженні

Поява підвищених коливань в ОГП ЛРО можлива при порушенні правил стадійного (послідовного) запуску в роботу. При одночасному запуску насоса і інтенсивному урізуванні ЛРО в ґрунт коливання тисків стають досить істотними. На рис. 6 показані осцилограми частоти обертання гідромотора і тиску при створенні моменту опору в 9,55 кН·м за 0,004 с і двох значеннях модуля пружності РР. При модулі пружності в 1500 МПа, що відповідає очищеній від нерозчинених часток повітря РР, стрибок тиску досягає 33 МПа в порівнянні зі значенням, що встановилося в 24 МПа (рис. 6, а), а при пониженому модулі до 1000 МПа пік тиску досягає 40 МПа (рис. 6, б). У останньому випадку мають місце також коливання частоти обертання гідромотора, досягаючи максимального значення 50 хв^{-1} проти тій, що встановилася в 42 хв^{-1} . Слід зазначити, що час перехідного процесу при пониженому модулі пружності складає 0,22 с, а при 1500 МПа не перевищує 0,07 с, тобто в три рази менше.

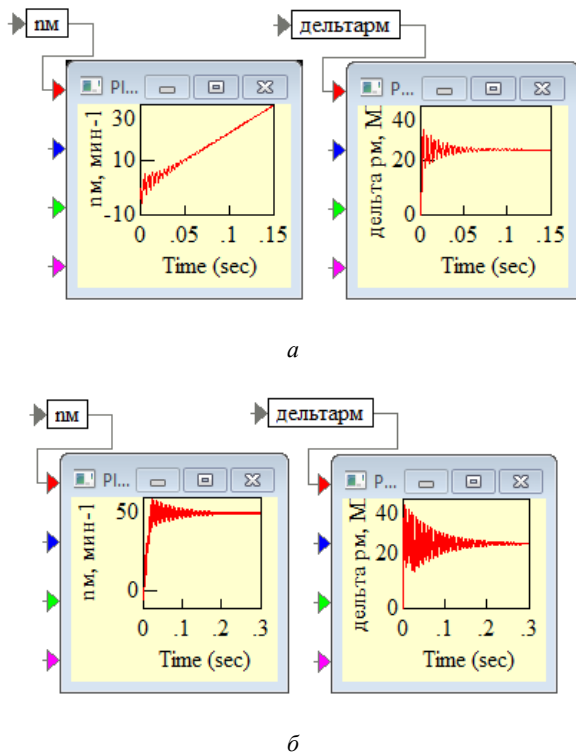


Рис. 6. Зміна частоти обертання гідромотора і тиску в ОГП ЛРО при урізуванні в ґрунт без попереднього розгону гідромотора і модулі пружності РР:
а – значенням в 1500 МПа; б – пониженому до 1000 МПа

Висновки. 1. Для ОГП ланцюгового робочого органу землерийної машини ПЗМ-2 можуть бути застосовані високомоментні тихоходні радіальнопоршневі одноциклові або багатопоршневі гідромотори з робочим об'ємом $1800\text{--}2500 \text{ см}^3$, а також швидкохідні аксіальнопоршневі гідромотори з планетарними редукторами.

2. В якості насосів переважно застосування вітчизняних аксіальнопоршневих насосів РВН-Гідросила з електрогідравлічним регулюванням

робочого об'єму, які оснащені засобами захисту від перевантажень, а в конструктивному моноблочному виконанні «тандем-насос» можуть використовуватися і для обертання роторного металника машини.

3. Аналіз динаміки ОГП показав, що при критичному режимі раптового стопоріння робочого органу при його попаданні на непереборну перешкоду, виникають затухаючі коливання тиску початковою амплітудою до 11% від значення, що встановилося.

4. Встановлено, що відмова від поетапного введення в експлуатацію робочого органу, що характеризується спочатку розгоном гідромотора в режимі холостого ходу, а потім поданням робочого органу на ґрунт, може привести до істотних коливань тиску і частоти обертання гідромотора. Зниження модуля об'ємної пружності робочої рідини на такому режимі може привести майже до подвійного зростання тиску.

Список літератури

1. ПЗМ-2. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/ПЗМ-2> (дата звернення: 05.10.2021).
2. ПЗМ-2М. URL: <http://web.archive.org/web/20151001075745/http://tie.in.ua/ru/modernizatsija-tehniki/pzm-2m> (дата звернення: 01.10.2015).
3. Ремарчук М. П. Модернізація гідросистеми землерийної машини для копання траншей. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка*. Харків: ХНТУСГ, 2013. Вип. 136. С. 121–130.
4. Ремарчук М. П. Підвищення функціональних можливостей полкової землерийної машини. *Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України*. 2013. Вип. 2 (22). С. 67–71.
5. URL: <https://mpark.pro/specialization/194-kraz-5233he-armored-trench-digger.html> (дата звернення: 03.10.2021).
6. Гончар М. О., Мусійко В. Д., Ніколаєнко В. А. Дослідження динамічних процесів в трансмісії мобільної землерийної машини безперервної дії з використанням програмного комплексу Openmodelica. *Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» (16–19 жовтня 2018 р., Харків)*. Харків: ХНАДУ, 2018. С. 263–265.
7. Мусійко В. Д., Гончар М. О., Ніколаєнко В. А. Динамічні навантаження в мобільній землерийній машині безперервної дії під час стопоріння робочих органів. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. пр.* Харків: ХНАДУ, 2020. Вип. 88, т. 2. С. 61–66.
8. Мусійко В. Д., Коваль А. Б., Лазарук Ю. В. Створення спеціальних землерийних машин для фортифікаційного обладнання позицій військ. *Наука: Безпека країни та розвиток військово-промислового комплексу. Матеріали інформаційно-комунікативного заходу (12–13 жовтня 2016 р., Київ)*. Київ: ТОВ «Міжнародний виставковий центр», 2016. С. 147–150.
9. Мусійко В. Д., Горковенко О. В. Особливості силового нагрюження базових шаси землерийних машин неперервного действия. *Автомобиле- и тракторостроение: материалы Международной научно-практической конференции*. Т. 1 (14–18 мая 2018 г., Минск). Минск: БНТУ, 2018. С. 143–146.
10. Мусійко В. Д., Коваль А. Б., Колос О. І. Створення траншейних та траншейно-котлованих землерийних машин безперервної дії для фортифікаційного обладнання позицій військ. *Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України. Матеріали інформаційно-комунікативного заходу (22–23 вересня 2015 р., Київ)*. Київ: ТОВ «Міжнародний виставковий центр», 2015. С. 41–46.
11. Котлобай А. Я., Котлобай А. А., Тамело В. Ф. Формирование направлений модернизации землерийных машин. *Наука и техника*. 2013. № 5. С. 54–59.
12. Котлобай А. Я., Котлобай А. А., Герасимюк А. И., Юнусов Ю. Ш. Развитие систем приводов рабочего

- оборудования траншейных машин. 7-я международная конференция по военно-техническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения. Ч. 1 (20–22 мая 2017 г., Минск). Минск: «Четыре четверти», 2017. С. 334–343.
13. Котлобай А. Я., Котлобай А. А., Грубеляс В. В. Направления снижения материалоемкости гидравлических приводов рабочего оборудования инженерных машин. 7-я международная конференция по военно-техническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения. Ч. 1 (20–22 мая 2017 г., Минск). Минск: «Четыре четверти», 2017. С. 344–350.
 14. Котлобай А. Я., Котлобай А. А., Гришкевич М. М., Тамело В. Ф., Герасимюк А. И. Обоснование целесообразности применения гидропривода рабочего оборудования траншейно-котлованной машины. *Вестник Военной академии Республики Беларусь*. 2017. № 2 (55). С. 108–115.
 15. Кинематическая схема силовой передачи рабочего органа ПЗМ-2. URL: http://images.myshared.ru/10/988316/slide_4.jpg (дата обращения: 05.10.2021).
 16. Аврунин Г. А., Мороз И. И., Коппа А. Ю., Зозуля И. Е. Новые радиальнопоршневые гидромоторы многократного действия САВ Hagglunds компании Rexroth Bosch Group. *Промислова гідроліка і пневматика*. 2017. № 2. С. 13–20.
 17. *Трактор ТС10. Руководство по эксплуатации ТС10.00.00.000 РЭ*. Харьков: ОАО «Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе», 2008. 114 с.
 18. *ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ISO 5598:1985, NEQ)* / Нац. Стандарт України України. Київ: Держспоживстандарт України, 1998. 63 с.
 19. The Drive & Control Company Rexroth Bosch Group. *Radial piston hydraulic motor CAB RE 15354*. 2015. 24 p.
 20. Лур'є З. Я., Самородов В. Б., Аврунин Г. А., Цента С. М. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 68–76.
 21. Аврунин Г. А., Кириченко І. Г., Шевченко Д. М., Мороз І. І. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода бетонозмішувача на автомобільному шасі. *Polish Journal of Science*. 2020. No. 34, vol. 1. P. 31–39.
- References (transliterated)**
1. PZM-2 [PZM-2]. Available at: <https://uk.wikipedia.org/wiki/ПЗМ-2> (accessed 05.10.2021).
 2. ПЗМ-2М [PZM-2M]. Available at: <http://web.archive.org/web/20151001075745/http://tie.in.ua/ru/modernizatsiya-tehniki/pzm-2m> (accessed 01.10.2015).
 3. Remarchuk M. P. Modernizatsiya hidrosistemy zemleryynoyi mashyny dlya kopannya transhey [Modernization of the hydraulic system of the earthmoving machine for digging trenches]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu sil'skoho hospodarstva im. P. Vasylenka* [Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture named after P. Vasylenko]. Kharkiv, KhNTUSH Publ., 2013, issue 136, pp. 121–130.
 4. Remarchuk M. P. Pidvyshchennya funktsional'nykh mozhlyvostey polkovoyi zemleryynoyi mashyny [Improving the functionality of the regimental earthmoving machine]. *Zbirnyk naukovykh prats' Akademiyi vnutrishnikh viys'k MVS Ukrainy*. 2013, issue 2 (22), pp. 67–71.
 5. Available at: <https://mpark.pro/specialization/194-kraz-5233he-armored-trench-digger.html> (accessed 03.10.2021).
 6. Honchar M. O., Musiyko V. D., Nikolayenko V. A. Doslidzhennya dynamichnykh protsesiv v transmisiyi mobil'noyi zemleryynoyi mashyni bezpererвноyi diyi z vykorystanniam prohrannoho kompleksu Openmodelica [Investigation of dynamic processes in the transmission of a mobile earthmoving machine of continuous action using the Openmodelica software package]. *Naukovi pratsi Mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi "Novitni tekhnologiyi rozvytku avtomobil'noho transportu" (16–19 zhovtnya 2018 r., Kharkiv)* [Scientific works of the International scientific-practical conference "The latest technologies for the development of road transport" (16–19 October 2018, Kharkiv)]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2018, pp. 263–265.
 7. Musiyko V. D., Honchar M. O., Nikolayenko V. A. Dynamichni navantazheniya v mobil'niyi zemleryyniyi mashyni bezpererвноyi diyi pid chas stoporinnya robochykh orhaniv [The dynamic loads of mobile continuous earth-moving machine during the working body lock]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho avtomobil'no-dorozh'noho universytetu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University: a collection of scientific papers]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2020, issue 88, vol. 2, pp. 61–66.
 8. Musiyko V. D., Koval' A. B., Lazaruk Yu. V. Stvorenniya spetsial'nykh zemleryynykh mashyn dlya fortyfikatsiy noho obladdannya pozytsiy viysk [Creation of special earthmoving machines for fortification equipment of army positions]. *Nauka: Bezpeka krainy ta rozvytok viyskovo-promyslovoho kompleksu. Materialy informatsiyno-komunikatyvnoho zakhodu (12–13 zhovtnya 2016 r., Kyiv)* [Science: Country security and development of the military-industrial complex. Materials of information and communication event (12–13 October 2016, Kyiv)]. Kyiv, TOV "Mizhnarodnyy vystavkovyy tsentr" Publ., 2016, pp. 147–150.
 9. Musiyko V. D., Gorkovenko O. V. Osobnosti silovogo nagruzheniya bazovykh shassi zemleroynykh mashyn nepreryvnoho deystviya [Special aspects of the base chassis strength load in continuously operating earth-moving machines]. *Avtomobile- i traktorostroenie: materialy Mezhdunarodnoy nauchno-praktycheskoy konferentsii. T. 1 (14–18 maya 2018 g., Minsk)* [Automobile and Tractor Engineering: Materials of the International Scientific and Practical Conference. Vol. 1 (14–18 May 2018, Minsk)]. Minsk, BNTU Publ., 2018, pp. 143–146.
 10. Musiyko V. D., Koval' A. B., Kolos O. I. Stvorenniya transheyynykh ta transheyno-kotlovannykh zemleryynykh mashyn bezpererвноyi diyi dlya fortyfikatsiy noho obladdannya pozytsiy viysk [Creation of trench and trench-excavated earthmoving machines of continuous action for fortification equipment of army positions]. *Perspektyvy naukovo-tekhnologichnoho zabezpechennya oboronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy. Materialy informatsiyno-komunikatyvnoho zakhodu (22–23 veresnya 2015 r., Kyiv)* [Prospects for scientific and technological support of the defense-industrial complex of Ukraine. Materials of the information and communication event (22–23 September 2015, Kyiv)]. Kyiv, TOV "Mizhnarodnyy vystavkovyy tsentr" Publ., 2015, pp. 41–46.
 11. Kotlobay A. Ya., Kotlobay A. A., Tamelo V. F. Formirovaniye napravleniy modernizatsiy zemleroynykh mashyn [Determinations of directions pertaining to modernization of earth-digging machines]. *Nauka i tekhnika*. 2013, no. 5, pp. 54–59.
 12. Kotlobay A. Ya., Kotlobay A. A., Gerasimiyuk A. I., Yunusov Yu. Sh. Razvitie sistem privodov rabocheho oborudovaniya transheyynykh mashyn [Development of drive systems for working equipment of trench machines]. *7-ya mezhdunarodnaya konferentsiya po voenno-tekhnicheskim problemam, problemam oborony i bezopasnosti, ispol'zovaniyu tekhnologiy dvoynogo primeneniya. Ch. 1 (20–22 maya 2017 g., Minsk)* [7th international conference on military-technical problems, defense and security problems, the use of dual-use technologies. Part 1 (20–22 May 2017, Minsk)]. Minsk, "Chetyre chetverti" Publ., 2017, pp. 334–343.
 13. Kotlobay A. Ya., Kotlobay A. A., Grubelyas V. V. Napravleniya snizheniya materialoemkosti gidravlicheskikh privodov rabocheho oborudovaniya inzhenernykh mashyn [Directions of reducing the material consumption of hydraulic drives of working equipment of engineering machines]. *7-ya mezhdunarodnaya konferentsiya po voenno-tekhnicheskim problemam, problemam oborony i bezopasnosti, ispol'zovaniyu tekhnologiy dvoynogo primeneniya. Ch. 1 (20–22 maya 2017 g., Minsk)* [7th international conference on military-technical problems, defense and security problems, the use of dual-use technologies. Part 1 (20–22 May 2017, Minsk)]. Minsk, "Chetyre chetverti" Publ., 2017, pp. 344–350.
 14. Kotlobay A. Ya., Kotlobay A. A., Grishkevich M. M., Tamelo V. F., Gerasimiyuk A. I. Obosnovaniye tselesoobraznosti primeneniya gidroprivoda rabocheho oborudovaniya transheyno-kotlovannoy mashyny [Justification of the expediency of using the hydraulic drive of the working equipment of the trench-excavation machine]. *Vestnik Voennoy akademii Respubliki Belarus'*. 2017, no. 2 (55), pp. 108–115.
 15. *Kinematicheskaya skhema silovoy peredachi rabocheho organa PZM-2* [Kinematic diagram of the power transmission of the working body PZM-2]. Available at: http://images.myshared.ru/10/988316/slide_4.jpg (accessed 05.10.2021).

16. Avrunin G. A., Moroz I. I., Koppa A. Yu., Zozulya I. E. Novye radial'noporshnevye gidromotory mnogokratnogo deystviya CAB Haggglunds kompanii Rexroth Bosch Group [New CAB Haggglunds multiple-acting radial piston motors from the Rexroth Bosch Group]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2017, no. 2, pp. 13–20.
17. *Traktor TS10. Rukovodstvo po ekspluatatsii TS10.00.00.000 RE* [Tractor TS10. Operating manual TS10.00.00.000 RE]. Kharkov, OAO "Khar'kovskiy traktorny zavod im. S. Ordzhonikidze" Publ., 2008. 114 p.
18. DSTU 3455.2-96. *Hidropryvody ob'yemni ta pnevmopryvody. Chastyna 2. Ob'yemni hidromashyny ta pnevmomashyny. Terminy ta vyznachennya* [State Standard 3455.2-96. Volumetric hydraulic drives and pneumatic drives. Part 2. Volumetric hydraulic machines and pneumatic machines. Terms and definitions]. Kyiv, Ukrainian Research and Training Center of Standardization, Certification and Quality Publ., 1998. 63 p.
19. The Drive & Control Company Rexroth Bosch Group. *Radial piston hydraulic motor CAB RE 15354*. 2015. 24 p.
20. Lur'ye Z. Ya., Samorodov V. B., Avrunin H. A., Tsenta Ye. M. Metod polipshennya dynamichnykh kharakterystyk protsesu pusku ob'yemnoho hidropryvoda z zamknenym lantsyuhom tsyrkulyatsiyi robochoyi ridyny [Method of improving of dynamic characteristics of the process of starting a volumetric hydraulic drive with the closed working fluid circuit]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. № 2, pp. 68–76.
21. Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Shevchenko D. M., Moroz I. I. Analiz dynamiky ob'yemnoho hidropryvoda betonozmishuvacha na avtomobil'nomu shasi [Analysis of dynamics by hydraulic fluid power of concrete mixer on motor-car undercarriage]. *Polish Journal of Science*. 2020, no. 34, vol. 1, pp. 31–39.

Надійшла (received) 08.10.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grigoriy Avramovich, Avrunin Grigory) – 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

Кириченко Ігор Георгійович (Kyrychenko Igor Georgievich, Kyrychenko Igor) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, декан механічного факультету, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2128-3500>; e-mail: igk160450@gmail.com

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

Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina Ivanovna, Moroz Irene) – 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