

Г. А. АВРУНІН, І. Г. ПІМОНОВ, О. В. ЩЕРБАК, І. І. МОРОЗ

ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ЗАЛЕЖНО ВІД РЕЖИМІВ ЗОВНІШНЬОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Мета – науковий пошук можливості заміни механічного приводу обертання роторного металника землерийної машини на об'ємний гідропривод і визначення його динамічних характеристик на основі математичної моделі, що розглядає режими пуску, рух робочого органу, що встановився, і його раптовій зупинці на непереборній перешкоді з боку землі, яка відсипається. Метод. Статичний розрахунок об'ємного гідропривода на основі досліджень характеристик навантажень робочих органів землерийних машин і динамічний розрахунок з використанням пакета застосовних програм VisSim. Математична модель гідропривода включає імітаційні модулі регулювання подачі аксіальнопоршневого насосу і зміни моменту опору на режимах пуску гідромотора при холостому ході, нормальному навантаженні роторного металника і раптовій зупинці. Результати. Для об'ємного гідропривода обертання металника землерийної машини можуть бути застосовані героторні гідромотори з робочим об'ємом до 200 см³, а також швидкохідні аксіальнопоршневі гідромотори з редукторами. Необхідні за робочим об'ємом героторні гідромотори серійно випускаються рядом інофірм. Розрахунок динаміки гідропривода показав, що при критичному режимі раптовій зупинці роторного металника при його попаданні на непереборну перешкоду з боку землі виникають затухаючі коливання тиску. Розроблена програма моделювання може бути суттєво поширена при використанні інших значень навантаження та частоти обертання гідромотора. Висновок. Результати проведених досліджень можуть бути використані при розробці землерийних машин нового покоління при заміні механічного приводу роторного металника на об'ємний гідропривод.

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

G. AVRUNIN, I. PIMONOV, O. SHERBAK, I. MOROZ

FEATURES OF THE DYNAMICS OF HYDRAULIC FLUID POWER DEPENDING ON THE MODES OF EXTERNAL LOADING

An aim is a scientific search of possibility of replacement of mechanical drive of rotation of rotor thrower of earthmover on hydraulic fluid power and determination of his dynamic descriptions on the basis of mathematical model, that examines the modes of starting, set motion, and his sudden stopping for an insuperable obstacle from the side of the poured out soil. Method. Static calculation of by hydraulic fluid power on the basis of researches descriptions of loading of working organs of earthmovers and dynamic calculation with the use of package applied programs of VisSim. The mathematical model of hydraulic fluid power includes the imitation modules adjusting of serve of axial piston pump and change of moment of resistance on the modes of starting of hydromotor at idling motion, normal lading of rotor thrower and sudden stop. Results. For by hydraulic fluid power of rotation of thrower of earthmovers machine can be applied gerotor hydromotors with the swept volume to 200 cm³, and also high-speed axial piston hydromotor with reducing gears. Necessary on the displacement gerotor 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 rotor thrower at his hit on an insuperable obstacle from the side of soil, there are attenuation pressure fluctuations. The worked out program of design can be substantially used for the use of other values of loading and frequency of rotation of hydromotor. Conclusion. Results undertaken studies can be drawn on at development of earthmovers of new generation at substituting of mechanical drive of rotor thrower by hydraulic fluid power.

Keywords: earthmover, by hydraulic fluid power, rotor thrower, mathematical model of dynamics of hydraulic fluid power, package of VisSim, pressure fluctuations.

Вступ. Землерийні машини на базі колісних тракторів ХТЗ моделі Т-150 були створені і вироблялись київським підприємством ВАТ Стройдормаш [1]. Зараз більшість з них знаходиться в експлуатації більше 30 років і практично вичерпала свій ресурс. Машини мають ланцюговий робочий орган (ЛРО), роторний металник (РМ) і допоміжне устаткування – бульдозерний відвал і лебідку. У 2013 році в Україні була проведена модернізація однієї землерийної машини такого типу, що отримала гідросистему з гідрозамками на гідроциліндрах бульдозерного відвалу і електрогідропрістроями, що покращують умови роботи оператора [2, 3].

Наступним етапом модернізації стало оснащення землерийним устаткуванням автомобіля КраЗ-5233НЕ підвищеної прохідності [4, 5]. Проте дослідження механічних приводів ЛРО і РМ показали, що прогресивнішою є модернізація, пов'язана з переходом на об'ємний гідропривод (ОГП), що забезпечує високий рівень захисту від перевантажень, безступінчасте регулювання швидкості робочих органів і автоматизацію технологічного процесу при копанні [6]. Сучасний асортимент робочих рідин (РР),

що забезпечують функціонування ОГП в широкому діапазоні температур довкілля, також є вагомим аргументом заміни механічного приводів робочих органів на гідравлічний.

Аналітичний огляд літератури. В роботі [7] показано перспективність переобладнання в існуючих землерийних машинах на базі тракторів Т-155 на об'ємний гідропривод ЛРО та РМ зі збереженням тих механічних вузлів, що добре зарекомендували себе з точки зору міцності і надійності. Дослідженням робочого процесу копання землерийними 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 %.

Важливі результати досліджень динамічних навантажень на механічні приводи ЛРО і РМ машин в режимі стопоріння приведені в роботі [6]. Отримано, що при спрацьовуванні центральної і бічної запобіжних муфт найбільш навантаженими є вузли ЛРО і РМ. Муфти оснащені штифтами, що зрізуються,

© Г. А. Аврунін, І. Г. Пімонов, О. В. Щербак, І. І. Мороз, 2022

і часто спрацьовують навіть при короткочасних перевантаженнях. Тому рекомендований перехід від муфти з штифтами, що зрізуються, до фрикційних муфт. Ефективнішим засобом зниження динамічних навантажень на ЛРО машини автори рахують перехід на ОГП. Встановлені значення моментів інерції ЛРО і РМ, і показано, що зростання моменту опору при стопорінні ЛРО відбувається за час порядку 0,005 с. Ці дані важливі для розрахунку динамічних навантажень при використанні ОГП замість механічного.

У роботі [5] приведена принципова структурна схема землерийної машини, 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.

Цикл досліджень, присвячений аналізу можливості переходу на ОГП ЛРО і РМ, досить ретельно проаналізований в роботі [8]. Зокрема, розглянуті можливості використання аксіальнопоршневого насосу для одночасного живлення гідромоторів ЛРО і РМ за допомогою оригінального дільника потоку та встановлена частота обертання роторного металника в 280–379 хв⁻¹.

Аналіз проведених досліджень показав, що до теперішнього часу не робився статичний розрахунок параметрів і вибір конкретних конструкцій гідромоторів для приводу РМ і відсутні динамічні характеристики ОГП з урахуванням даних за режимами роботи.

Основна частина. На підставі аналізу результатів досліджень приймаємо для моделювання землерийної машини з ОГП робочих органів ЛРО і РМ потужність останніх в 50 % потужності ДВЗ, тобто близько 65 кВт. Тоді потужність РМ складає близько 15 кВт при частоті обертання 380 хв⁻¹, а потужність ЛРО має 50 кВт при максимальній частоті обертання провідної зірочки ланцюга в 40 хв⁻¹ (за даними експериментальних спостережень). 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 траншейних машинах встановлюють двигуни потужністю до 130 кВт при частоті обертання 2100 хв⁻¹.

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

$$\text{ККД} = P_{\text{кор}} / P_{\text{спож}}, \quad (1)$$

отримаємо значення вихідної потужності гідромотора РМ в 12 кВт.

Оскільки вихідна потужність гідромотора є твором крутного моменту на частоту обертання, то

при відомих значеннях частот обертання визначимо крутний момент гідромотора

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{9550}; \quad M_{\text{м}} = 9550 \frac{P_{\text{кор}}}{n_{\text{м}}}. \quad (2)$$

Таким чином, гідромотор обертання РМ має крутний момент в 382 Н·м.

Виходячи з сучасної номенклатури гідромоторів і вимог по крутному моменту і частоті обертання приймаємо рішення про вибір гідромотора героторного типу [9–12].

Знайдемо необхідне значення робочого об'єму гідромотора РМ, см³

$$V_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{МГМ}}}, \quad (3)$$

де $\Delta p_{\text{м}}$ – перепад тисків на гідромоторі, який для сучасних героторних гідромоторів в робочому (експлуатаційному) режимі дорівнює 10–16 МПа;

$\eta_{\text{МГМ}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, який дорівнює 90 % на робочому режимі і знижується до 80 % при пуску (зрушуванні з місця).

Задаючись заздалегідь $\Delta p = 14$ МПа і $\eta_{\text{МГМ}} = 0,9$ отримаємо значення робочого об'єму гідромотора $V_{\text{м}} = 190,7$ см³. З таким робочим об'ємом випускаються гідромотори декількох зарубіжних фірм, наприклад МН200 фірми M+S HYDRAULIC (робочий об'єм за каталогом дорівнює 201,3 см³). Цей гідромотор має номінальну частоту обертання 370 хв⁻¹ (максимальну 445 хв⁻¹), номінальний крутний момент 510 Н·м при перепаді тисків 17,5 МПа і допускає роботу при постійній потужності 16 кВт. Маса гідромотора складає 10,5 кг.

На рис. 1 приведена універсальна (топографічна) характеристика героторного гідромотора МН200 в координатах «крутний момент-частота обертання» з лініями загального ККД, витрати РР і потужності. Значення крутного моменту приведені при декількох перепадах тисків від 3,5 до 20 МПа. Для набуття значень гідромеханічного і об'ємного ККД гідромотора слід скористатися даними універсальної характеристики в характерній точці по частоті обертання і крутному моменту, і далі за наступними формулами

$$\eta_{\text{МГМ}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м}} \cdot V_{\text{м}}}; \quad \eta_{\text{мо}} = \frac{\eta_{\text{Г}}}{\eta_{\text{МГМ}}}, \quad (4)$$

де $\eta_{\text{мо}}$ – об'ємний ККД гідромотора;

$\eta_{\text{Г}}$ – КПД гідромотора (повний) в позначках за універсальною характеристикою фірми.

Наприклад, для частоти обертання гідромотора $n_{\text{м}} = 300$ хв⁻¹ і перепаді тисків $\Delta p_{\text{м}} = 14$ МПа маємо на графіку $M_{\text{м}} = 380$ Н·м і $\eta_{\text{Г}} = 0,8$, що дає за формулами (4) $\eta_{\text{МГМ}} = 0,848$ і $\eta_{\text{мо}} = 0,943$.

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

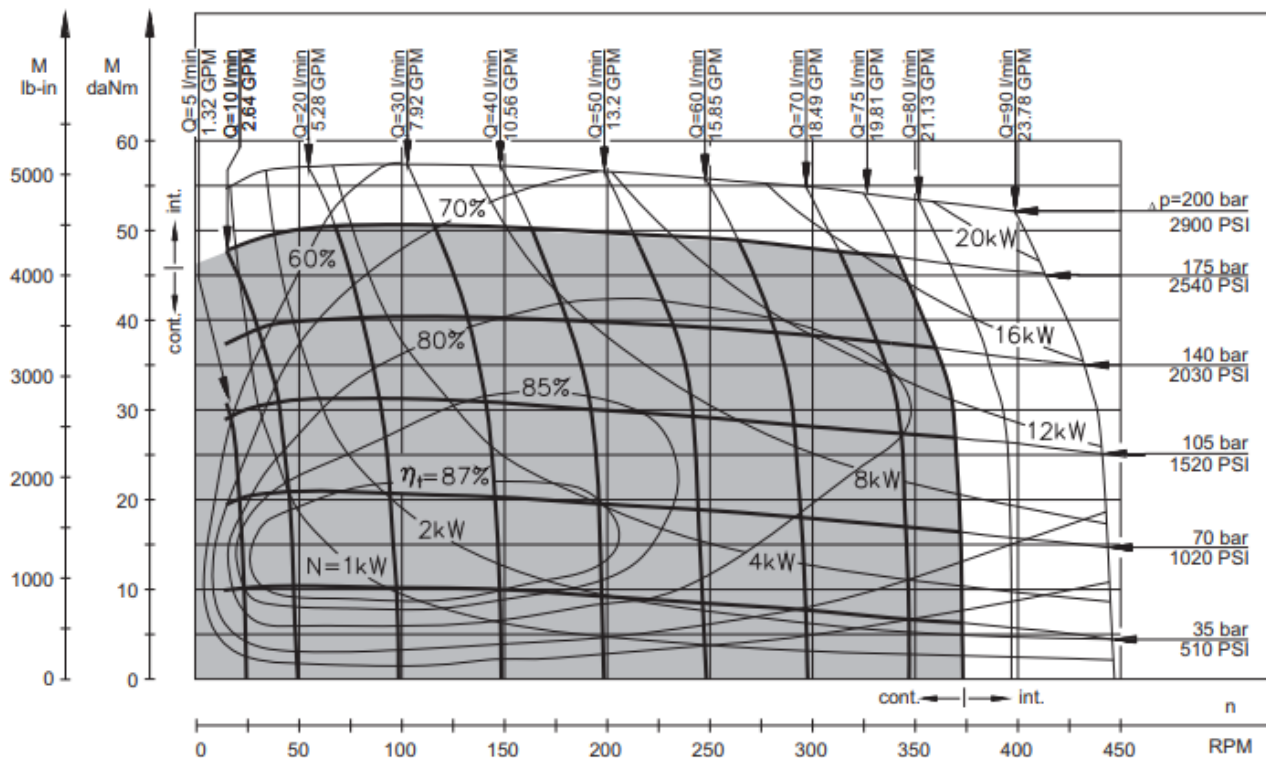


Рис. 1 Універсальна характеристика героторного гідромотора MN200

При переході на ОГП ЛРО і РМ в якості джерела гідравлічної потужності (насоса) доцільне застосування двопотокового аксіальнопоршневого тандем-насоса вітчизняного виробництва ВАТ Гідросила [13]. Ці насоси з регульованим робочим об'ємом забезпечують безступінчасте регулювання частоти обертання гідромоторів, причому можливе електрогідравлічне дистанційне керування подачі насосів. Якщо використовувати ОГП тільки для металника, то можливе застосування насосу з незамкненим ланцюгом циркуляції РР [14] або шестеренного насосу [15–17], що спрощує і знижує вартість ОГП в цілому.

На рис. 2 представлена структурна схема ОГП ЛРО і РМ, в якій використовується тандем-насос РВН71-33 з двома аксіальнопоршневими

регульованими насосами Н1 і Н2, і гідромотори М1 і М2 обертання ЛРО і РМ, відповідно. Гідравлічна принципова схема стенової установки для випробувань ОГП наведена в [8]. При використуванні шестеренного насосу НШ встановлюють реверсивний гідророзподільник Р з електромагнітами У1 і У2, дросель ДР та запобіжний клапан КП. Подача РР створюється шестеренним насосом з тиском $p_{нш}$. Регулювання швидкості обертання здійснюється дроселем ДР способом «на паралельному потоці». Можливе дистанційне електрогідравлічне регулювання, якщо встановити дросель з пропорційним електромагнітом. Рішення за вибором типів гідромашин та гідропристроїв здійснюється за результатами дослідницьких випробувань макетного зразка ОГП РМ.

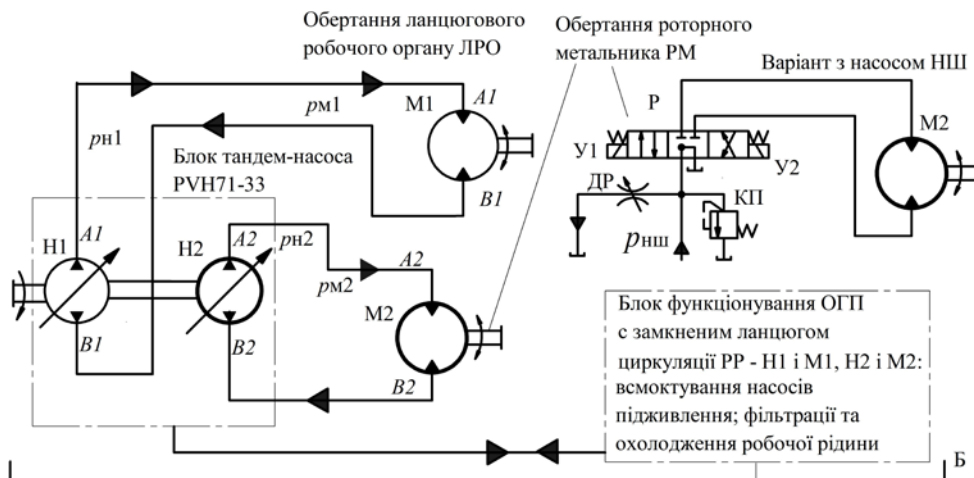


Рис. 2. Структурна схема гідроприводів ЛРО і РМ землерийної машини

Для ОГП РМ з гідромотором МН (201,3 см³) при його номінальній частоті обертання в 300 хв⁻¹ знадобиться теоретична подача насоса в 60,4 л/хв, забезпечувана аксіальнопоршневим насосом РВН-33-Гідросила при частоті обертання в 1814 хв⁻¹ (номінальна частота 1500 хв⁻¹, максимальна 3590 хв⁻¹). Необхідна подача досягається зміною значення робочого об'єму насоса або дроселем ДР в ОГП РМ з шестеренним насосом НШ та дроселем ДР.

Задаємося значенням моменту інерції 180 кг·м², який є сумарним від моментів інерції РМ, гідромотора і сполучної муфти між гідромотором і приводною зірочкою (основною складовою є момент інерції РМ в 1715,2 кг·м² [6], так як момент інерції гідромотора суттєво менший).

При подальшому моделюванні роботи ОГП РМ (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 насоса і гідромотора.

Скористаємося математичною моделлю [8, 18, 19], в якій 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 з їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані короткими рукавами високого тиску).

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

$$p_M = \int_0^t \left[Q_{нт,е}(t) - 10^{-3} V_M(t) \cdot n_M(t) - C_{пв} \cdot p_M(t) \right] \frac{E}{V_{тр}} dt, \quad (5)$$

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

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

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

V_M – робочий об'єм гідромотора обертання

метальника РМ, 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 входній (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'ємі $V_{тр}$, МПа;

$J_n = J_M + J_p + J_{гп}$ – 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), $J_{гп}$ – момент інерції гальмівного пристрою ГП для випробувань ОГП РМ, кг·м²;

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

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

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 $Q_{нт,е}$ і момент опору зовнішнього навантаження M_c на гідромотор РМ.

Для задання режимів роботи ОГП РМ скористаємося блоками VisSim-тар, які дозволяють за попередньо складеною циклограмою введення в модель адекватних за часом впливу режимів. З іншого боку, при відпрацюванні оптимальних режимів роботи ОГП блоки тар дозволяють вносити необхідні корективи в інтерактивному режимі. Використовуємо метод інтегрування Рунге-Кутта 4-го порядку точності з дискретністю 0,001 с.

На рис. 4 приведені дані, що задаються, і розрахункові значення ОГП РМ в повному циклі його функціонування. Спочатку робиться запуск насоса і розгін гідромотора на холостому ходу до частоти обертання 300 хв⁻¹ впродовж 1,89 с (з жиклером діаметром 0,76 мм в лінії управління регулятора насоса). Потім за час 4 с (інтервал 3–7 с) робиться навантаження металника ґрунтом, що відсипається, до моменту опору 380 Н·м і момент залишається постійним (перепад тисків в гідросистемі 14 МПа).

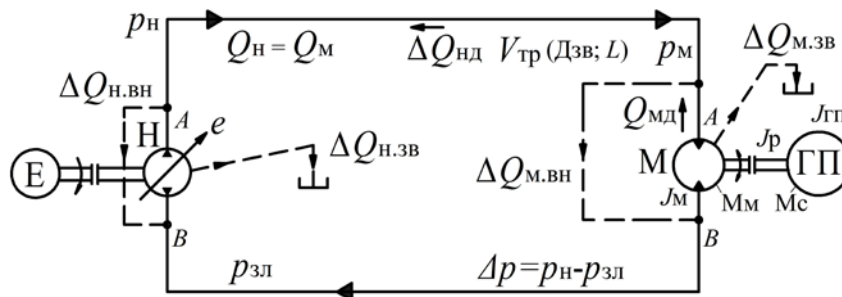


Рис. 3. Розрахункова схема ОГП РМ з замкненим ланцюгом циркуляції РР (Е – приводний електродвигун насоса Н, ГП – гальмівний пристрій гідромотора М)

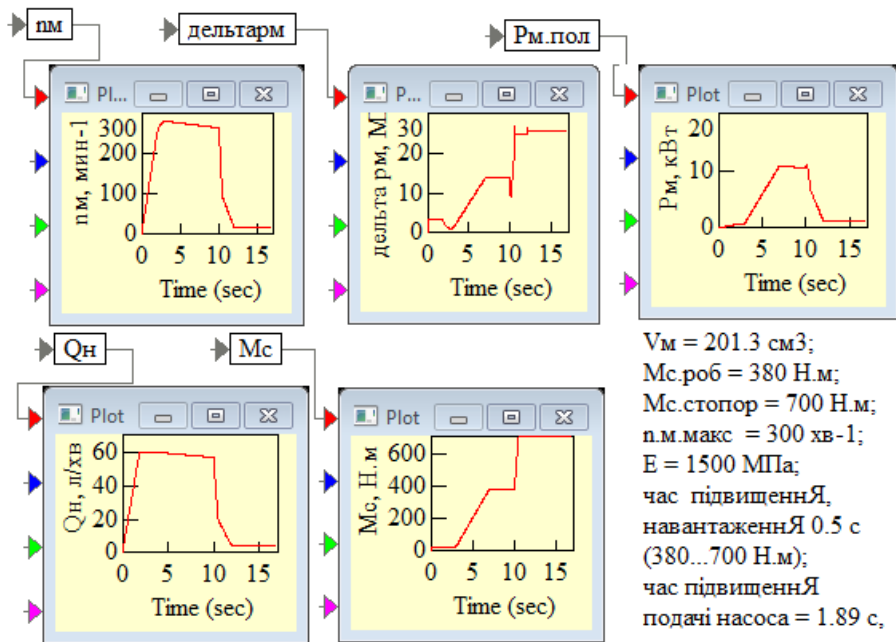


Рис. 4. Моделювання роботи ОГП роторного металника РМ під час розгону його гідромотора на холостому ході, режимі нормального навантаження до крутного моменту M_c супротиву 380 Н·м і стопоріння гідромотора при моменті 700 Н·м

Далі імітується перевантаження металника до 700 Н·м (інтервал 10–10,5 с), що призводить до стрибка тиску до 27 МПа, відкриттю запобіжного клапана і різкому зниженню частоти обертання гідромотора. Потім коливання тиску затухають і встановлюється постійний тиск 26 МПа.

Слід зазначити, що стадійний запуск гідроприскоїв – збільшення подачі насоса при холостому ході гідромотора і потім зростання моменту супротиву при відсіпанні ґрунту істотно запобігають коливальним процесам в ОГП.

Спрацьовування запобіжного клапана захищає ОГП від підвищених навантажень, а застосування системи автоматичного переключення 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 подання ЛРО на підйом від ґрунту.

Розглянемо характер зміни тиску в ОГП РМ при розгоні гідромотора в режимі холостого ходу. Для героторного гідромотора МН200 в каталозі вказано значення перепаду тисків холостого ходу в 0,8 МПа при частоті обертання 300 хв⁻¹, що дає значення моменту опору в 25,6 Н·м. Робимо допущення про постійність вказаного моменту опору і ведемо розрахунки динаміки ОГП РМ при різних значеннях діаметрів жиклерів. На рис. 5 приведені осцилограми зміни значень подачі насоса і моменту опору гідромотора холостого ходу, що задаються, і знайдених розрахунковим шляхом значень частоти обертання гідромотора, тиску в ОГП і його вихідній потужності на двох режимах – за відсутності жиклера в лінії управління і з жиклером мінімального діаметру в 0,76 мм. Спостерігається істотна різниця в максимальному значенні тиску при пуску – від

16 МПа за відсутності жиклера (рис. 5, а) і до 6 МПа при його мінімальному діаметрі (рис. 5, б). Тому можна зробити висновок про доцільність введення такого способу демпфування коливань тиску в ОГП РМ.

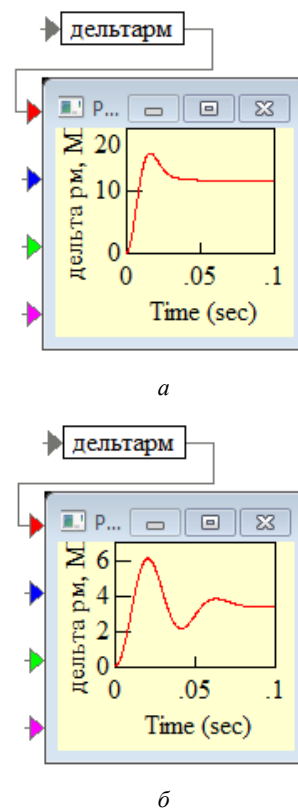


Рис. 5. Коливання тиску в ОГП РМ в режимі холостого ходу героторного гідромотора РМ при підвищенні часу зростання подачі за 0,3 с і за 1,89 с: а – жиклер в лінії управління відсутній; б – жиклер в лінії управління діаметром 0,76 мм

Висновки. 1. При створенні об'ємного гідропривода роторного металника землерийної машини можуть бути використані героторні гідромотори з робочим об'ємом 200 см³, а також швидкохідні аксіальнопоршневі гідромотори з планетарними редукторами. Необхідні за робочим об'ємом гідромотори серійно випускаються рядом інофірм і вибір виготівника може бути зроблений за результатами функціонально-вартісного аналізу.

2. В якості насосів переважно застосування вітчизняних аксіальнопоршневих насосів RVH-Гідросила з електрогідравлічним регулюванням робочого об'єму, які оснащені засобами захисту від перевантажень, а в конструктивному моноблочному виконанні «тандем-насос» можуть використовуватися одночасно для обертання зірочки ланцюгового робочого органу та роторного металника землерийної машини. Можливе також використання шестеренного насоса, але такий гідропривод з дросельним керуванням є більш енерговитратним.

3. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода роторного металника показав, що при критичному режимі раптового стопоріння металника в разі попадання на непереборну земляну перешкоду, яка відсипається, виникають затухаючі коливання тиску, що обмежуються запобіжним клапаном.

4. Підтверджена ефективність застосування демпфування в системі регулювання робочого об'єму насоса, де за допомогою жиклера в лінії його управління коливання суттєво зменшуються з 16 МПа до 6 МПа.

Список літератури

1. *Вікіпедія*. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki> (дата звернення: 04.08.2022).
2. *ООО НПК «Техимпекс»*. URL: <http://web.archive.org/web/20151001075745/http://tie.in.ua/ru/modernizatsiya-tehniki> (дата звернення: 01.10.2015).
3. Ремарчук М. П. Модернізація гідросистеми землерийної машини для копання траншей. *Вісник Харківського Нац. техн. ун-ту сільськогосподарства ім. П. Василенка*. Харків: ХНТУСГ, 2013. Вип. 136. С. 121–130.
4. Гладкий Д. *KpAZ-5233HE. Бронированный копатель траншей. Конструктивные особенности*. URL: <https://mpark.pro/specialization/194-kraz-5233he-armored-trench-digger.html> (дата звернення: 05.08.2022).
5. 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.
6. 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.
7. Мусійко В. Д., Горковенко О. В. Особенности силового нагружения базовых шасси землеройных машин непрерывного действия. *Автомобиле- и тракторостроение: материалы Международной научно-практической конференции. Т. 1 (14–18 мая 2018 г., Минск)*. Минск: БНТУ, 2018. С. 143–146.
8. Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б., Мороз І. І. Розрахунок параметрів гідромотора та динаміки об'ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини. *Bulletin of the National Technical University*

- "KhPI". Series: *Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 48–57.
9. *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.
 10. *SPOOL VALVE HYDRAULIC MOTORS. TYPE MM, MP, MR, MH / M+S HYDRAULIC*. Kazanlak, Bulgaria. 2007. 52 p.
 11. *Flowfit. Manufacturers and suppliers of hydraulic components*. URL: <https://www.flowfitonline.com/categories/hydraulic-motors/whites-danfoss-motors> (дата звернення: 07.08.2022).
 12. *Ksc direct. Product Group: Hydraulics*. URL: [https://ksdirect.com/product_groups.php?pg=1500&a\[Manufacturer\]=Danfoss%2520%252F%2520White%2520Drive%2520Products](https://ksdirect.com/product_groups.php?pg=1500&a[Manufacturer]=Danfoss%2520%252F%2520White%2520Drive%2520Products) (дата звернення: 09.08.2022).
 13. *Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Series S, H, H2 / Hydrosila – HS-AC-03/012018*. 103 p.
 14. *Variable Axial Piston Pumps for Open Circuit. Series C (PVC) / Hydrosila – HS-AO-02/042016*. 31 p.
 15. *Gear Pumps. Series T / Hydrosila – HS-GPT-03/112019*. 43 p.
 16. *Gear pumps and motors. Series K / Hydrosila – HS-GPK-06/112019*. 135 p.
 17. *Gear pumps. Series Master, Antey / Hydrosila – HS-GPMA-05/112019*. 39 p.
 18. Финкельштейн З. Л., Яхно О. М., Чебан В. Г., Лурье З. Я., Чекмасова И. А. *Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидротривода: учебн. пособ.* Киев: НТУ «КПИ», 2006. 216 с.
 19. Лур'є З. Я., Самородов В. Б., Аврун 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.

References (transliterated)

1. *Wikipedia* [Wikipedia]. Available at: <https://uk.wikipedia.org/wiki> (accessed 04.08.2022).
2. *ООО НПК "Техимпекс"* [LLC Research and Production Company "Techimpex"]. 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 Nats. tekhn. un-tu sil's'koho hospodarstva im. P. Vasilenka* [Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture named Petr Vasilenka]. Kharkiv, KhNTUSH Publ., 2013, issue 136, pp. 121–130.
4. Gladkiy D. *KpAZ-5233HE. Bronirovannyi kopatel' transhey. Konstruktivnye osobennosti* [KrAZ-5233HE. Armored trench digger. Design features]. Available at: <https://mpark.pro/specialization/194-kraz-5233he-armored-trench-digger.html> (accessed 05.08.2022).
5. Honchar M. O., Musiyko V. D., Nikolayenko V. A. Doslidzhennya dynamichnykh protsesiv v transmisiyi mobil'noyi zemleryynoyi mashyni bezperervnoyi diyi z vykorystannyam programnoho 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 tekhnolohohiyi 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, p. 263–265.
6. Musiyko V. D., Honchar M. O., Nikolayenko V. A. Dynamichni navantazhennya v mobil'niy zemleryyniy mashyni bezperervnoyi diyi pid chas stoporinnya robochyykh orhaniv [The dynamic loads of mobile continuous earth-moving machine during the working body lock]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho avtomobil'no-dorozhn'oho 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.
7. Musiyko V. D., Gorkovenko O. V. Osobennosti silovogo

- нагруженія базових шаси землеройних машин непрерывного действия [Special aspects of the base chassis strength load in continuously operating earth-moving machines]. *Avtomobile- i traktorostroenie: materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy 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.
8. Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B., Moroz I. I. Rozrakhunok parametriv hidromotora ta dynamiky ob'yemnoho hidropryvoda lantsyuhovoho robochoho orhanu zemleroynoi transheynoyi mashyny [Calculation of hydromotor parameters and dynamics of hydraulic fluid power of the chain working authority of the earthquake trench machine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 48–57.
 9. 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.
 10. *SPOOL VALVE HYDRAULIC MOTORS. TYPE MM, MP, MR, MH / M+S HYDRAULIC*. Kazanlak, Bulgaria. 2007. 52 p.
 11. *Flowfit. Manufacturers and suppliers of hydraulic components*. Available at: <https://www.flowfitonline.com/categories/hydraulic-motors/whites-danfoss-motors> (accessed 07.08.2022).
 12. *Ksc direct. Product Group: Hydraulics*. Available at: [https://kscdirect.com/product_groups.php?pg=1500&a\[Manufacture r\]=Danfoss%2520%252F%2520White%2520Drive%2520Products](https://kscdirect.com/product_groups.php?pg=1500&a[Manufacture r]=Danfoss%2520%252F%2520White%2520Drive%2520Products) (accessed 09.08.2022).
 13. *Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Series S, H, H2 / Hydrosila – HS-AC-03/012018*. 103 p.
 14. *Variable Axial Piston Pumps for Open Circuit. Series C (PVC) / Hydrosila – HS-AO-02/042016*. 31 p.
 15. *Gear Pumps. Series T / Hydrosila – HS-GPT-03/112019*. 43 p.
 16. *Gear pumps and motors. Series K / Hydrosila – HS-GPK-06/112019*. 135 p.
 17. *Gear pumps. Series Master, Antey / Hydrosila – HS-GPMA-05/112019*. 39 p.
 18. Finkel'shteyn Z. L., Yakhno O. M., Cheban V. G., Lur'e Z. Ya., Chekmasova I. A. *Raschet, proektirovanie i ekspluatatsiya ob'emnogo gidroprivoda* [Calculation, design and operation of the volumetric hydraulic drive]. Kiev, NTU "KPI" Publ., 2006. 216 p.
 19. 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 tsyrykulyatsiyi 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.

Надійшла (received) 08.10.2022

Відомості про авторів / About the Authors

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

Пімонов Ігор Георгійович (Pimonov Igor) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6100-3529>; e-mail: igor_lena_p@ukr.net

Щербак Олег Виталійович (Shcherbak Oleg) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7953-2135>; e-mail: olegcherbak@gmail.com

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