

УДК 621.22

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.06

Аврунін Г. А., Пімонов І. Г., Жерелій А. І., Капустіна К. В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ОБЕРТАННЯ ВІДВАЛУ АВТОГРЕЙДЕРА ДЗк250В

Анотація. Дослідження динамічних процесів в об'ємному гідроприводі обертання грейдерного відвалу під час його пуску є актуальною задачею, так як вона направлена на зниження коливань тиску та частоти обертання, що дає можливість зниження динамічного навантаження гідропривода і підвищення довговічності аксіальнопоршневого гідромотора як найбільш вагомого за ціною гідропристою. Досліджено режими навантаження об'ємного гідропривода, які знижують коливання тиску та швидкості обертання гідромотора під час його пуску та запропонувати інженерне рішення для практичної реалізації в гідравлічній принциповій схемі автогрейдера.

Ключові слова: автогрейдер, об'ємний гідропривод, аксіальнопоршневий гідромотор, математична модель, динаміка гідропривода, пакет програм VisSim.

Постановка проблеми. Автогрейдери (рисунок 1) призначені для землерийно-профільювальних робіт, будівництва та утримання доріг і можуть використовуватися на роботах з переміщення та розподілу ґрунту та дорожньо-будівельних матеріалів, плануванні укосів, виїмок, насипів, улаштування корита і бічних каналів, очищення доріг від снігу, змішування ґрунтів з добавками і в'язучими матеріалами на полотні дороги, а також для розпушування асфальтових покриттів, брукових мостових і важких ґрунтів за допомогою додаткового робочого органа – розпушувача заднього розташування.

Об'ємний гідропривод (ОГП) [2] робочих органів і повороту коліс рульового керування автогрейдера побудовані за розімкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини (РР) і включають насоси для нагнітання РР у гідроциліндри та гідромотор, апаратуру регулювання напрямку і швидкості руху робочих органів і їх фіксації (гідрозамки), апаратуру захисту від перевантажень, гідропідсилювачі вимикання муфти зчеплення і приводу робочих гальм, пристрої кондиціонування РР і контролю параметрів ОГП.



Рисунок 1. Загальний вид автогрейдера

Основний матеріал дослідження.

Розглянемо ОГП для автогрейдера ДЗК-250 масою 10 т і потужністю ДВЗ близько 70 кВт, розробленого за участю вчених ХНАДУ [3]. Для нагнітання РР в ОГП використовуються шестеренні насоси Н1 і Н2 з робочим об'ємом 10 см^3 і 32 см^3 , відповідно. Всмоктування РР насосами здійснюється з гідробака Б ємністю 100 дм^3 . Насос Н1 рульового керування нагнітає РР у насос-дозатор НД і далі по трубопроводах і рукавах високого тиску РВД до гідроциліндрів Ц1 і Ц2 повороту коліс.

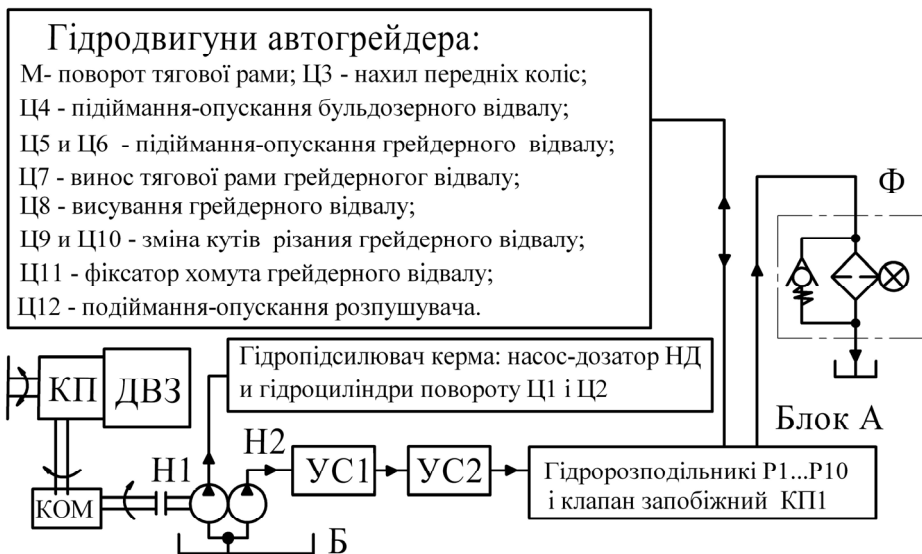


Рисунок 2 - Структурна схема ОГП автогрейдера ДЗк250В

Насос Н2 нагнітає РР до гідродвигунів робочих органів через гідропідсилювачі гальма УС1, зчеплення УС2 і блок А керування робочими органами. До складу блока А входять гідророзподільники Р1...Р10 і запобіжний клапан КП1. Всі гідророзподільники

трипозиційні, управління золотниками ручне або електромагнітне з пружинним поверненням в нейтральну позицію, в якій насос Н2 розвантажується від тиску завдяки сполученню лінії нагнітання на вході в гідророзподільники Р1...Р10 зі зливною лінією в бак. Сполучення блока А з гідродвигунами здійснюється за допомогою металевих трубопроводів та РВД. Запобіжний клапан в ОГП налаштований на тиск 9...10 МПа. Фільтрація РР забезпечується фільтром Ф з номінальною тонкістю фільтрації 25 мкм.

ОГП автогрейдера забезпечує:

1. Поворот грейдерного відвалу від гідромотора М аксіальнопоршневого типу з похилим блоком циліндрів і робочим об'ємом 56 см³ (рис. 3,а). Для захисту від перевантажень (закиду тисків) при різкому розгоні або гальмуванні тягової рами автогрейдера магістралі підведення і відведення РР забезпечені запобіжно-антикавітаційними клапанами КП2 і КП3 (комбінація запобіжного клапана і зворотного, сполученого з баком для пропускання РР з бака в порожнини гідромотора за умов падіння в них тиску нижче атмосферного);

2. Нахил передніх коліс (рис. 3,ж) здійснює гідроциліндр Ц3 (двосторонньої дії, одноштоковий);

3. Підймання-опускання відвала грейдера забезпечується за допомогою двох гідроциліндрів Ц5 і Ц6 (рис. 3,б). Гідродроселі ДР1 і ДР2 із зворотними клапанами забезпечують регулювання швидкості поршнів при підведенні РР до безштокових порожнин гідроциліндрів. При подачі РР у штокові порожнини гідроциліндрів поршні здійснюють прискорений хід, пропорційний подачі насоса Н2, тоді як РР на зливі з безштокових порожнин гідроциліндрів зливається в бак через зворотні клапани паралельно дроселям ДР1 і ДР2. Для захисту від підвищених зустрічних навантажень слугують запобіжно-антикавітаційні клапани КП5 і КП6. Для фіксації відвала слугують гідрозамки ЗМ2 і ЗМ3;

4. Висування відвала автогрейдера гідроциліндром Ц8 (рис. 3,є). Регулювання швидкості поршня при подачі РР до безштокової порожнини здійснюється шляхом попереднього налаштування площі перетину дроселя ДР3 із зворотним клапаном. При подачі РР до штокової порожнини швидкість штока досягає максимального значення, пропорційного подачі насоса Н2. Захист від перевантажень безштокової порожнини забезпечується запобіжно-антикавітаційним клапаном КП8. Гідрозамок ЗМ4 фіксує відвал;

5. Підймання-опускання бульдозерного відвала гідроциліндром Ц4 (рис. 3,в). Від закидів тиску при зустрічному навантаженні на відвал слугує запобіжно-антикавітаційний клапан КП4. Гідрозамок ЗМ1 фіксує відвал;

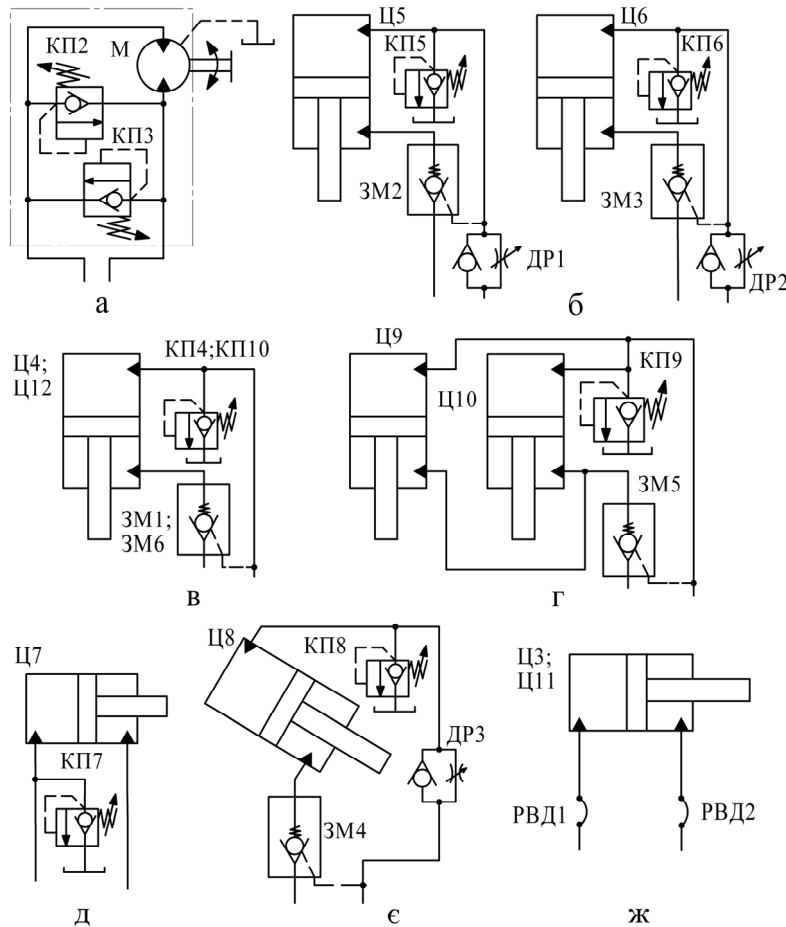


Рисунок 3 - Гідравлічні схеми гідропрістроїв автогрейдера ДЗк250В

6. Розпушування ґрунту за допомогою гідроциліндра Ц12 (рис. 3,в), забезпеченого запобіжно-антикавітаційним клапаном КП10 для захисту безштокової порожнини від перевантажень і гідрозамок ЗМ6 для фіксації розпушувача в заданому положенні;

7. Зміну кута різання відвалу автогрейдера здійснюється гідроциліндрами Ц9 і Ц10 (рис. 3,г), для захисту від перевантажень встановлений запобіжно-антикавітаційний клапан КП9, фіксація кута різання забезпечується гідрозамком ЗМ5;

8. Винесення тягової рами за допомогою гідроциліндра Ц7 (рис. 3,д). Цей гідроциліндр є найбільш довгоходовим (1400 мм) в автогрейдері. Захист від перевантажень безштокової порожнини забезпечується запобіжно-антикавітаційним клапаном КП7;

9. Фіксацію хомути за допомогою гідроциліндра Ц11, шток якого встановлюється у відповідні отвори хомути (рис. 3,ж).

Автогрейдер працює в умовах важких пускових режимів, що може приводити до скорочення ресурсу окремих гідропрістроїв, але

за даними літературних джерел аналіз динаміки ОГП обертання відвалу не проводився.

Аналіз сучасного гідробладнання автогрейдерів. Для реалізації завдань енергозбереження, підвищення ресурсу та зниження динамічних навантажень розглянемо номенклатуру гідроприсроїв, які пропонуються для ОГП сучасних автогрейдерів.

Для ОГП обертання грейдерного відвалу застосовують аксіальнопоршневі гідромотори з похилим блоком циліндрів [4;5]. На рисунку 4 представлені аксіальнопоршневі гідромотори з похилим блоком циліндрів, які застосовуються в приводі обертання відвалу автогрейдера. Основними деталями гідромотора (рисунок 4,а) є похилий блок циліндрів 2, вихідний вал 1, поршні 6 з шатунами 5, розподільний диск 3 з дугоподібними вікнами 4 високого і низького (зливу) тиску та задня кришка 7.

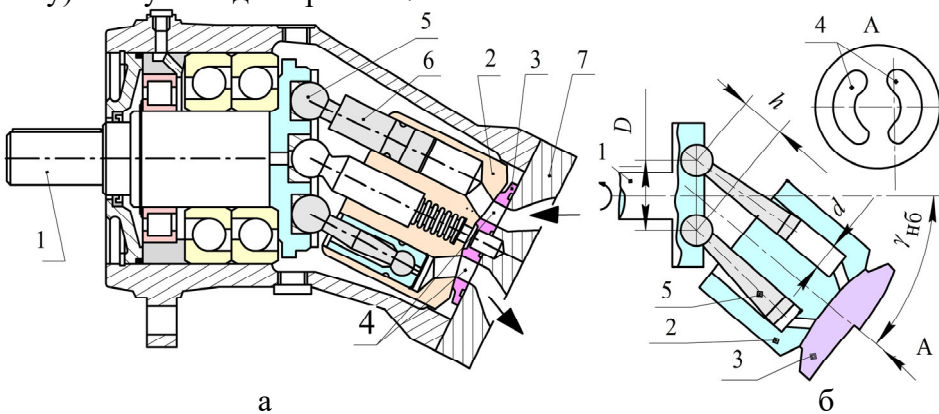


Рисунок 4 – Аксіальнопоршневі гідромашини з похилим блоком циліндрів:

а – з окремим поршнем 6 і шатуном 5; б – з єдиною деталлю шатун-поршень 5 і ущільнювальним кільцем [5] (1 – вал; 2 – блок циліндрів; 3 – розподільник з дугоподібними вікнами 4, 7 – задня кришка)

Аналіз конструкцій гідромашин з похилим блоком циліндрів показав, що вже до кінця 80-х рр. минулого століття істотну перевагу отримали нові конструкції поршневих груп, які мають єдину деталь зі сферичною опорою, конічною частиною і поршня з ущільнювачем також сферичної форми (рисунок 4,б). Ці конструкції прийшли на зміну поршневим групам з шатунами з двома сферичними опорами і циліндричним поршнем, у внутрішньому розточуванні якого кріпився шатун шляхом завальцювання, втулочно-штифтового або різьбового кріплення (рисунок 4.а) [6;7]. Суміщення шатунами функцій опор фланця вихідного вала і сферичних поршнів дозволили знизити сили тертя між поршнями і циліндрами і підвищити механічний ККД. Завдяки унікальній конструкції ущільнення сферичного поршня

забезпечуються мінімальні витоки, запобігаючи термічному заклинюванню, що дає можливість працювати на високих частотах обертання. Великий кут нахилу блоку циліндрів по відношенню до вихідного вала (40...45 градусів в порівнянні з 25 градусами в старих конструкціях) дозволяє збільшувати робочий об'єм і мінімізувати габарити і масу гідромашин [5;8].

Ведучі позиції в створенні аксіальнопоршневих гідромашин з єдиною деталлю поршень-шатун спочатку займали фірми «M.REXROTH» і «PARKER HYDRAULICS» (серія F [8;9]), а в Україні тільки в останні роки підприємство «Гідросила» (м. Кропивницький) [10]). В таблиці 1 приведені основні технічні характеристики аксіальнопоршневих гідромашин вітчизняного та імпорного виробництва.

Таблиця 1 – Порівнювальні характеристики аксіальнопоршневих гідромоторів з похилим блоком циліндрів

Модель гідромотора	410.5 6 Одеса	310.5 6 PCM	410.5 6 PCM	MBF10.4. 56 Гідросила	MBF20.56 Гідросила	A2FM 56 M. Rexroth
$\gamma_{\text{НБ}}$, град	25	25	40	25	40	40
$V_{\text{і а}}$, см ³ ,	56	56	56	56	56,1	56,1
p , МПа	25/45	35/40	40/45	25/40	40/45	40/45
n , хв ⁻¹	1500/ 3720	1800/ 3750	/5500	1800/ 3750	2000/ 5000	/5500
Маса, кг	26	17	17	17	18	18

Примітки: 1. Кут нахилу блоку циліндрів до осі вихідного валу; 2. Скорочення: Одеса – Стройгидравліка [11]); PCM – Пневмостоймашина [12]); M. Rexroth – Rexroth Bosch Group [8]).

В ОГП автогрейдерів знайшли застосування секційні гідророзподільники різних типів [13]. До сучасного технічного рівня відносяться гідророзподільники серії PVG фірми «SAUER DANFOSS» – золотникові з пропорційним електричним, гідравлічним і механічним управлінням [14]. За допомогою вбудованої в гідророзподільники системи LS [15] забезпечується ефективне енергозбереження в ОГП з дросельним (при використанні насоса з постійним робочим об'ємом) і машинним (шляхом зміни робочого об'єму насоса) регулюванням подачі за рахунок автоматичної мінімізації значень тиску і витрати, що задовольняє потреби конкретного гідроциліндра або гідромотора робочого органу машини

[14]. Електромагнітне керування забезпечується системами: 1. PVES – пропорційної з супервисокою точністю; 2. PVEN – пропорційної з високою точністю; 3. PVEM – пропорційної з середньою точністю; 4. PVEO – двопозиційної дискретної (On/Off). Гідророзподільники мають до 10 робочих секцій, кожна з яких забезпечує функціонування певного гідроциліндра або гідромотора, номінальний тиск становить 30 МПа (максимальний 35 МПа), витрата РР до 240 л/хв. Напруга живлення на електромагнітах 12 або 24 В постійного струму.

На рисунку 7 представлена гідравлічна принципова схема ОГП з напірною секцією НС гідророзподільника серії PVG з нерегульованим насосом Н. Напорна секція НС містить основні лінії підведення p від насоса і зливу T , лінію p_y керування гідророзподільниками робочих секцій і лінію LS дистанційного керування основним запобіжним клапаном КП1. До складу секції входять пілотний запобіжний клапан КПп, налаштований на максимальний тиск ОГП, при якому відкривається основний клапан КП1, редукційний КР і підпірний КД1 гідроклапани системи керування золотниками гідророзподільників робочих секцій, дроселі ДР1 і ДР2 в лініях керування. Для використання гідророзподільника в ОГП з нерегульованим насосом і дросельним регулюванням швидкості в напірній секції між точками К1 і К2 виконаний розрив. Дистанційне керування налаштуванням тиску основного запобіжного клапана КП1 здійснюється зовнішнім клапаном тиску КД2 з електромагнітним пропорційним керуванням. Точка Мв використовується для підключення перетворювача тиску (на схемі показаний перетворювач ПД з аналоговим вихідним сигналом). При відсутності струму У на електромагніті клапана КД2 основний клапан КП1 повністю відкритий і РР зливається в бак, збільшення струму призводить до пропорційного зростання тиску на виході з напірної секції. Перед клапаном КПп встановлений мініатюрний фільтр Ф для часток більше 200 мкм.

Робочі секції містять гідророзподільники Р1 і Р2 для подачі РР до гідроциліндра Ц і гідромотора М. У кожній секції розміщені клапани тиску КДа типу «або», які забезпечують автоматичну передачу сигналу тиску LS від максимально навантаженого споживача до клапана КП1 в ОГП з нерегульованим насосом.

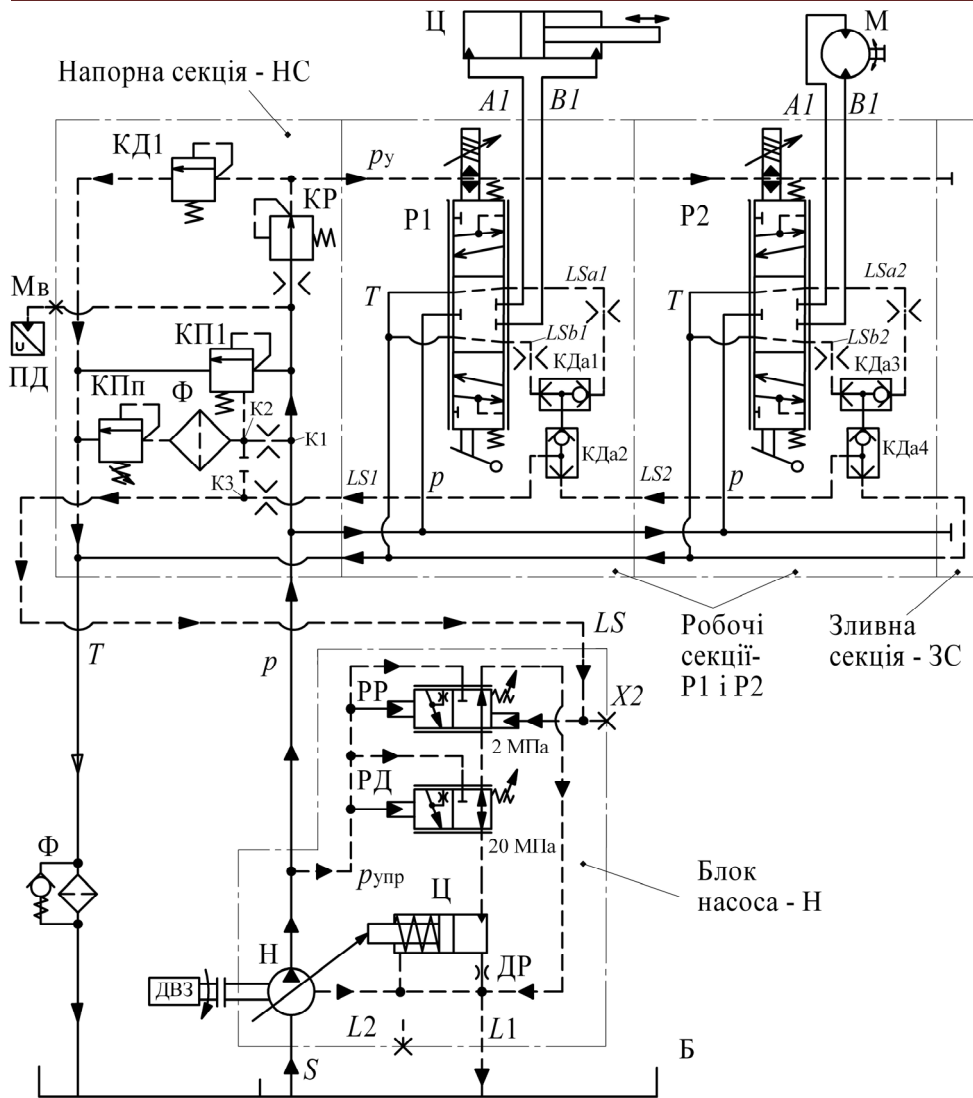


Рисунок 8 - Гідравлічна принципова схема ОГП з гідророзподільником PVG і регульованим насосом

Безпека експлуатації гідророзподільників серії PVG може бути забезпечена різними за рівнем ступенями. Джойстик PVRE має можливості для підключення гідророзподільника PVG з різними рівнями безпеки [16].

Гідророзподільники PVG оснащують ручним (мускульним), гідравлічним та електрогідравлічним механізмами керування. Електрогідравлічне керування реалізовано в дискретному (On/Off) виконанні PVEO (без зворотного зв'язку за положенням основного золотника) і з пропорційним керуванням середньої точності PVEM, високої точності PVEN і супервисокої точності PVES. Основними параметрами, що характеризують ступінь точності керування, є швидкодія і гістерезис.

В ОГП автогрейдерів широко застосовуються гідрозамки – спрямівні гідроапарати, призначені для перепускання РР в одному напрямку та запирання у зворотному напрямку за умови відсутності керувальної дії, але за наявності керувальної дії – для перепускання в обох напрямках [13;17]. Гідрозамки мають один або два запірно-регулювальних елементи (односторонні і двосторонні замки, відповідно). Конструкція гідрозамка включає зворотний клапан і гідроциліндр керування для примусового відкриття зворотного клапана. Односторонні гідрозамки перекривають тільки один канал, а двосторонні – обидва канали, що йдуть від гідророзподільника до гідроциліндра. Розрізняють гідрозамки розвантаженого і нерозвантаженого типів. У гідрозамках нерозвантаженого типу штокова порожнина гідроциліндра сполучена з підклапанною порожниною гідрозамка, а в гідрозамках розвантаженого типу ці порожнини роз'єднані й ізольована штокова порожнина гідрозамка сполучена з дренажним каналом.

На рисунку 9 наведена конструкція двостороннього гідрозамка фірми «BONDIOLI & PAVESI» (Італія) [7], що складається з корпусу 1, в центральному розточуванні якого розміщені штуцери 2, в кожному з яких вмонтовані зворотний клапан 3 з упором 4 для пружини 5. Плаваючий поршень 6 також розміщений в центральному розточуванні корпусу 1 і при своєму переміщенні відкриває один із зворотних клапанів для вільного проходження РР до гідроциліндра. Отвори А1 і В1 повідомлені з гідророзподільником, а А2 і В2 з гідроциліндром.

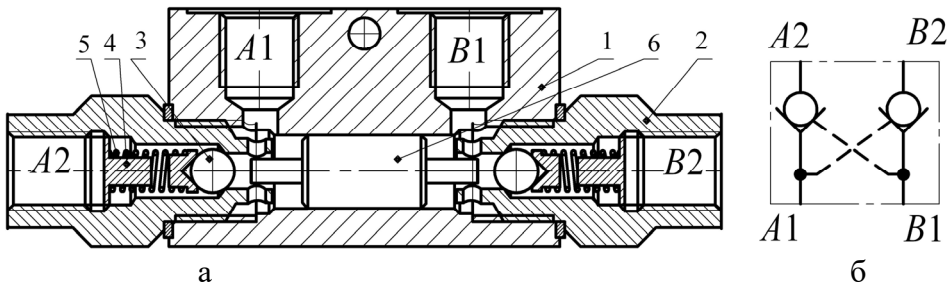


Рисунок 9 - Гідрозамок двосторонній трубного приєднання фірми «BONDIOLI & PAVESI»: а – конструкція; б – умовне позначення

Підвищені вимоги до безпеки ОГП можуть бути досягнуті в конструкціях гідрозамків з герметичними ущільненнями, наприклад в односторонньому гідрозамку (рисунок 10) [7], що містить корпус 1, пробку 2, сідло 3, поршень 4, клапан 5, пробку 6 з упором, пружину 7, опорне металеве кільце 8 і еластичне кільце ущільнювача 9. При підведенні РР в отвір (рисунок 10,а) клапан 5 герметично замикає сідло 3 завдяки наявності кільця ущільнювача 9 між ними і РР у вихідний отвір В не потрапляє. При реверсі гідроциліндра

(рисунк 10,б), коли РР надходить до гідроциліндра каналом $A - A1$, зусилля F , створюване тиском РР, зміщує поршень 4 вліво і услід за ним клапан 5. При цьому отвір $B1$ в гідроциліндрі сполучається з отвором B по зазору між клапаном 5 і сідлом 3, завдяки чому РР зливається з гідроциліндра в гідробак.

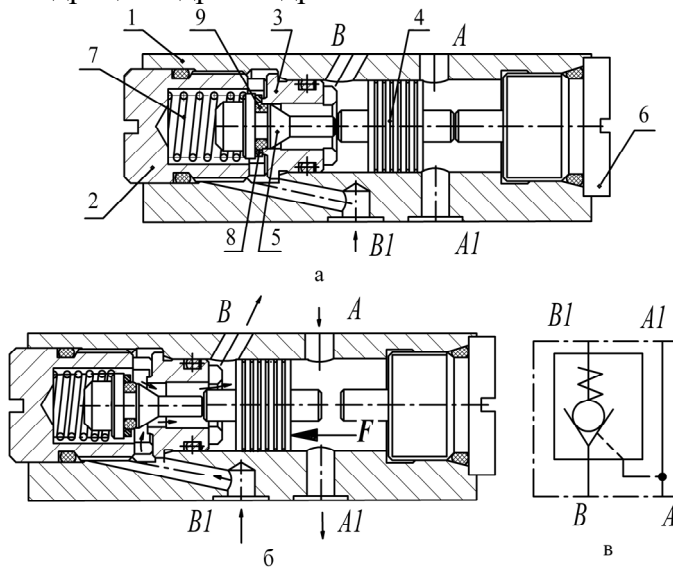


Рисунок 10 - Односторонній гідрозамок з герметичним сідлом [7] у замкненому (а) й у відкритому (б) положеннях та його умовне графічне позначення (б)

Розрахунок динаміки об'ємного гідропривода. На рисунку 11 представлена стендова розрахункова схема ОГП повороту грейдерного відвалу. Насос Н нагнітає РР до гідромотора М крізь дросель ДР з пропорційним електромагнітним керуванням. Приводним двигуном насоса є електродвигун Е, навантаження на гідромотор здійснюється пристроєм РО. Потік РР йде двома потоками – крізь дросель ДР та запобіжний клапан КП, який постійно переливає надмірну витрату насоса Н. Витрата крізь дросель ДР є корисною, що забезпечує функціонування ОГП повороту відвалу, витрата через клапан КП йде на нагрів РР в гідросистемі. Блок управління регулює силу струму в електромагніті, завдяки чому площа дроселя може змінюватись та пропорційно їй витрата РР. Крім того, в блоці БУ є функція регулювання часу відкриття дроселя, що дає можливість міняти інтенсивність витрати за часом. Інші позначки на схемі будуть приведені при складанні математичної моделі ОГП.

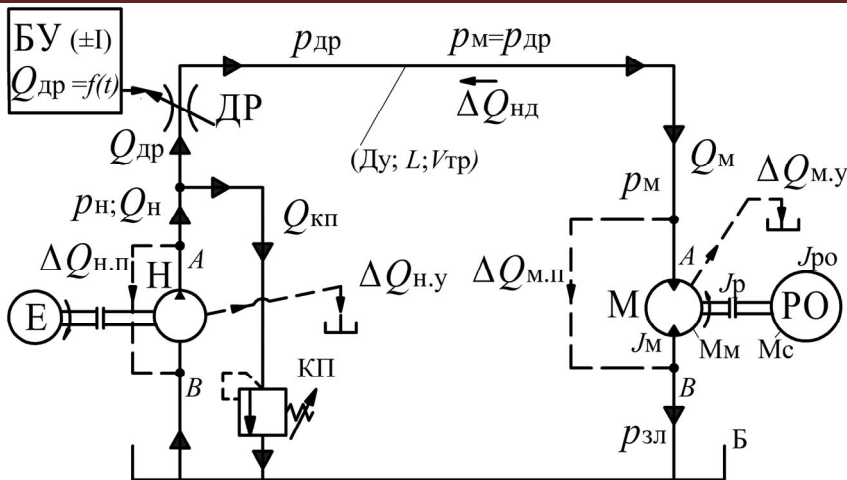


Рисунок 11-Розрахункова схема визначення параметрів ОГП повороту грейдерного відвалу з дросельним пропорційним електрогидравлічним керуванням частоти обертання гідромотора

За результатами проведених попередньо статичних розрахунків ОГП повороту грейдерного відвалу складемо математичну модель зміни динамічних характеристик гідромотора – частоти обертання і тиску в режимі розгону від часу. Скористаємося рекомендаціями по побудові математичної моделі [18] із розімкненим ланцюгом циркуляції РР [2], замінивши також обчислювальний пакет SIAM на прогресивніший VisSim [19-21]. У математичній моделі робляться наступні допущення:

- модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість РР є постійними значеннями;
- крутний момент опору робочого органу (повороту грейдерного відвалу) є постійним;
- момент інерції приймається постійним;
- хвилові процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані рукавами високого тиску);
- тиск на виході гідромотора (на злив $p_{зл}$) приймається постійним;
- ККД гідромотора і насоса приймаються постійними.

Витрата крізь дросель на основі рівняння нерозривності РР [18] визначається з виразу

$$Q_{др}(t) = Q_m(t) + \Delta Q_{м.у}(t) + \Delta Q_{м.п}(t) + \Delta Q_{м.д}(t), \quad (1)$$

де $Q_m = W_m \omega_m$ - фактична витрата гідромотора, а параметр t для спрощення запису для даного і подальшого виразів опускаємо;

$W_M = V_M / 2\pi$ – характерний об'єм гідромотора з робочим об'ємом V_M [см³], см³/рад;

$$V_M = 2\pi \cdot W_M, \text{ см}^3, \quad (2)$$

ω_H - частота обертання гідромотора (кутова швидкість), с⁻¹,
яка пов'язана з частотою його обертання n_M [хв⁻¹] залежністю

$$\omega_M = \frac{2\pi \cdot n_M}{60} = \frac{\pi \cdot n_M}{30}, \quad (3)$$

$\Delta Q_{\text{му}}$ - зовнішні витоки з гідромотора (витік із внутрішніх порожнин), см³/хв;

$\Delta Q_{\text{мп}}$ - внутрішні витоки з гідромотора (витік між внутрішніми порожнинами), см³/хв;
які розраховуються за формулами

$$\Delta Q_{\text{му}} = C_{\text{му}} p_M; \Delta Q_{\text{мп}} = C_{\text{мп}} (p_M - p_{\text{зл}}), \quad (4)$$

p_H і $p_{\text{зл}}$ - тиску в лініях нагнітання і зливу, відповідно, МПа;

$C_{\text{му}}$ - коефіцієнт зовнішніх витоків РР в гідромоторі, см³/с.МПа;

$C_{\text{мп}}$ - коефіцієнт внутрішніх витоків РР в гідромоторі, см³/с.МПа;

деформаційна витрата, викликана стисливістю РР, визначається за формулою

$$Q_{\text{мд}} = \frac{V_{\text{тр}}}{E} \frac{dp_M}{dt}, \text{ см}^3/\text{с}; \quad (5)$$

$V_{\text{тр}}$ - об'єм РР во вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора, см³.

Наведемо рівняння (1) з урахуванням (2...5)

$$Q_{\text{др}}(t) = W_M \omega_M(t) + C_{\text{му}} p_M(t) + C_{\text{мп}} (p_M - p_{\text{зл}})(t) + \frac{V_{\text{тр}}}{E} \frac{dp_M}{dt}(t). \quad (6)$$

В зв'язку з тим, що виробники гідромоторів вказують в технічних характеристиках значення об'ємного ККД ($\eta_{м.об}$), а дані за $C_{му}$ та $C_{мп}$ не приводять, то розраховуємо підсумкові витоки (внутрішні та зовнішні) РР з допущенням про тиск на зливі близький до нуля ($p_{зл} = 0$)

$$\eta_{м.об} = \frac{Q_m}{Q_m + \Delta Q_{м.уп}}; \quad \eta_{м.об} \cdot Q_m + \eta_{м.об} \cdot \Delta Q_{м.уп} = Q_m; \quad (7)$$

$$\Delta Q_{м.уп} = Q_m \left(\frac{1}{\eta_{м.об}} - 1 \right); \quad C_{м.уп} = \frac{\Delta Q_{м.уп}}{p_m},$$

де $\Delta Q_{м.уп}$ і $C_{м.уп}$ - підсумкові витоки РР та коефіцієнт витоків, відповідно.

Таким чином, рівняння нерозривності РР (6) з урахуванням виразу для коефіцієнту сумарних витоків $C_{м.уп}$ (7) приймає вид

$$Q_{др}(t) = W_m \omega_m(t) + C_{м.уп} \cdot p_m(t) + \frac{V_{тр}}{E} \frac{dp_m}{dt}(t). \quad (8)$$

Після перетворень маємо

$$\frac{dp_m}{dt}(t) = \left[Q_{др}(t) - W_m \omega_m(t) - C_{м.уп} \cdot p_m(t) \right] \frac{E}{V_{тр}}, \quad (9)$$

та після інтегрування отримаємо вираз для обчислення тиску в лінії нагнітання гідромотора

$$p_m = \int_0^t \left[Q_{др}(t) - W_m \omega_m(t) - C_{м.уп} \cdot p_m(t) \right] \frac{E}{V_{тр}} dt. \quad (10)$$

Для розрахунку частоти обертання гідромотора та характеру її зміни розглянемо рівняння моментів

$$M_m - M_c = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_m}{dt}, \quad (11)$$

де $M_m = M_{mt} \cdot \eta_{м.ГМ} = W_m (p_h - p_{зл}) \cdot \eta_{м.ГМ}$ - крутний момент гідромотора;

$M_{\text{MT}} = W_{\text{M}}(p_{\text{H}} - p_{\text{ЗЛ}})$ - теоретичний крутний момент гідромотора, Н.м;

$\eta_{\text{М.ГМ}}$ - гідромеханічний ККД гідромотора з допущенням того, що всі втрати в гідромоторі залежать від рідинного тертя між контртілами

$$\eta_{\text{М.ГМ}} = \frac{M_{\text{M}}}{M_{\text{MT}}} = \frac{M_{\text{MT}} - M_{\text{ж.тр}}}{M_{\text{MT}}} = 1 - \frac{M_{\text{ж.тр}}}{M_{\text{MT}}}, \quad (12)$$

$M_{\text{с}}$ - момент опору (зовнішнього навантаження), Н.м;

$J_{\Sigma} = J_{\text{M}} + J_{\text{P}} + J_{\text{ро}}$ - сумарний момент інерції, приведений до валу гідромотора, Н.м.с²/рад²;

J_{M} - момент інерції частин гідромотора, що обертаються, Н.м.с²/рад²;

J_{P} - момент інерції приводної частини (редуктора), Н.м.с²/рад²;

$J_{\text{ро}}$ - момент інерції робочого органу (зовнішнього навантаження), Н.м.с²/рад².

Після перетворювань

$$W_{\text{M}}(p_{\text{H}} - p_{\text{ЗЛ}}) \cdot \eta_{\text{М.ГМ}} - M_{\text{с}} = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_{\text{M}}}{dt}, \quad (13)$$

отримаємо вираз для розрахунку частоти обертання гідромотора

$$\omega_{\text{M}} = \int_0^t \frac{1}{J_{\Sigma}} [W_{\text{M}}(p_{\text{H}} - p_{\text{ЗЛ}}) \cdot \eta_{\text{М.ГМ}} - M_{\text{с}}] dt. \quad (14)$$

Таким чином, при аналізі динаміки ОГП будемо використовувати вирази (10) для значень тиску $p_{\text{M}}(t)$ та (14) для значень частоти обертання $\omega_{\text{M}}(t)$ або $n_{\text{M}}(t)$ згідно з (3).

В роботі [18] запропоновано задаватися лінійним зусиллям навантаження на гідроциліндр ОГП зворотно-поступового руху, однак при цьому тільки зі ступеневим (скачковим) значенням витрати РР. Тому для більш поглибленого аналізу ОГП приймаємо

лінійні закони змінювання крутного моменту гідромотора M_c та витрати РР крізь дросель $Q_{др}$ з такими обмеженнями

$$M_c = \begin{cases} k_M \cdot t & \text{при } 0 \leq t \leq t_0, \\ M_c & \text{при } t \geq t_0, \end{cases} \quad Q_{др} = \begin{cases} k_Q \cdot t & \text{при } 0 \leq t \leq t_0, \\ Q_{др} & \text{при } t \geq t_0, \end{cases} \quad (17)$$

де $k_M = \frac{M_c}{t_0}$ і $k_Q = \frac{Q_{др}}{t_0}$ – швидкість зростання крутного моменту та витрати крізь дросель за лінійним законом.

t_0 – час зростання M_c або $Q_{др}$.

В подальшій роботі використовуємо програмний комплекс VisSim (Visual Simulator) розроблений фірмою Visual Solutions Inc (США), який відноситься до ряду класичних програм блокового моделювання [19]. У ньому інтегрована більшість відомих програмно-апаратних методів дослідження і розробки систем моделювання. Програма VisSim дозволяє будувати моделі безпосередньо по математичному опису об'єкту моделювання, в якому диференціальні рівняння представлені в нормальній формі Коши. Кожен блок реалізує певну математичну функцію. Математична модель досліджуваної системи (її алгебраїчні, трансцендентні і звичайні диференціальні рівняння, нерівності та ін.) має бути представлена у вигляді структурно-функціональної схеми для подальшого набору у вигляді сукупності блоків і зв'язків між ними (діаграм).

Методи інтегрування в пакеті VisSim дозволяють вирішувати диференціальні рівняння методами: Euler - Ейлера; Trapezoidal - трапецій; RK2 - Рунге-Кутта 2-го порядку точності; RK4 - Рунге-Кутта 4-го порядку точності; Adaptive - адаптивний Рунге-Кутта 5-го порядку точності; Backward Euler - зворотний метод Ейлера (чи неявний метод Ейлера), який є одним з основних чисельних методів рішення звичайних диференціальних рівнянь.

Вихідні дані для динамічного розрахунку, які є результатом статичного розрахунку за методикою в роботі [7] та заданих початкових умов:

$$M_c = 70 \text{ Н.м}; \quad n_M = 720 \text{ хв}^{-1}; \quad V_M = 56 \text{ см}^3; \quad Q_{др, \text{макс}} = 42 \text{ л/хв}; \\ V_{тр} = 283 \text{ см}^3; \quad \eta_{м.об} = 0,95; \quad \eta_{м.гм} = 0,94; \quad J_{\Sigma} = 0,046 \text{ Н.м.с}^2 / \text{рад}^2; \\ E = 1500 \text{ МПа}.$$

При проведенні динамічних розрахунків ОГП задаємо змінну витрату РР за часом зростання до максимального значення $tQ_{др,макс}$ від 0,042 с до 0,56с (6 значень) та одне постійне значення часу зростання крутного моменту за 0,05 с.

На рисунках 12 приведені блоки VisSim завдання зростання крутного моменту M_c та витрати крізь дросель $Q_{др}$ тиску в ОГП та частоти обертання гідромотора згідно з виразами (17).

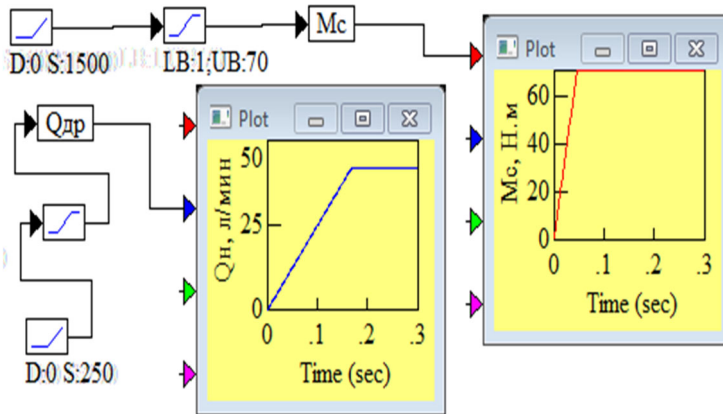


Рисунок 12 - Блоки VisSim завдання зміни крутного моменту M_c за 0,05 с та витрати крізь дросель $Q_{др}$ за 0,17 с

На рисунках 13 і 14 приведені блоки VisSim розрахунку перепаду тисків та частоти обертання гідромотора та відповідні результати моделювання динаміки на режимі задання часу зростання витрати крізь дросель до виходу на максимальне значення $tQ_{др,макс} = 0,042$ с.

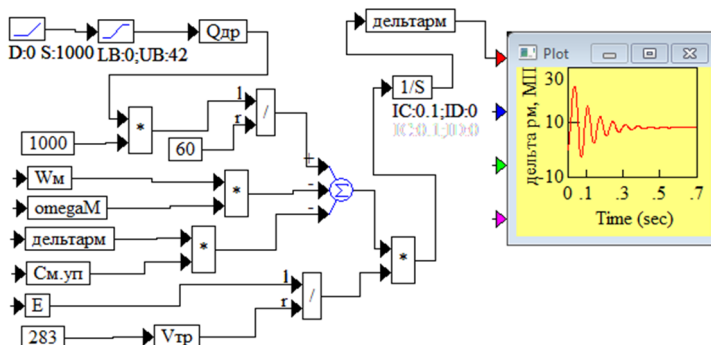


Рисунок 13 - Блок розрахунку тиску в ОГП та динамічний процес зростання витрати РР крізь дросель до виходу на максимальне значення $tQ_{др,макс} = 0,042$ с

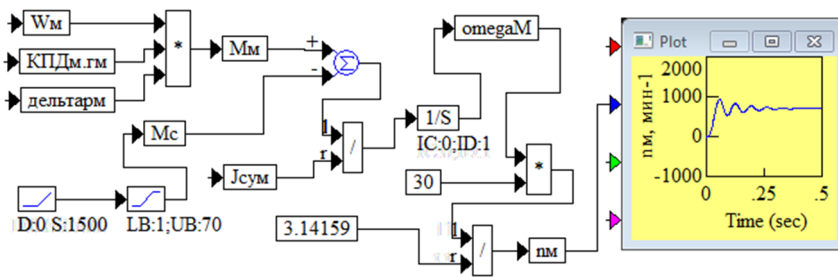


Рисунок 14 - Блок розрахунку частоти обертання гідромотора та динамічний процес при витраті РР крізь дросель до виходу на максимальне значення $t_{Q_{др, макс}} = 0,042 \text{ с}$

На рисунку 15 приведені осцилограми зміни частоти обертання гідромотора та перепаду тисків в ОГП при $t_{Q_{др, макс}} = 0,56 \text{ с}$, тобто за час, збільшений на порядок.

Слід відзначити, що зі зростанням часу виходу на максимальну витрату РР кількість коливань тиску і частоти обертань гідромотора зростають, однак час їх стабілізації не перевищує $0,7 \text{ с}$, тобто є достатньо малим для всіх режимів пуску ОГП.

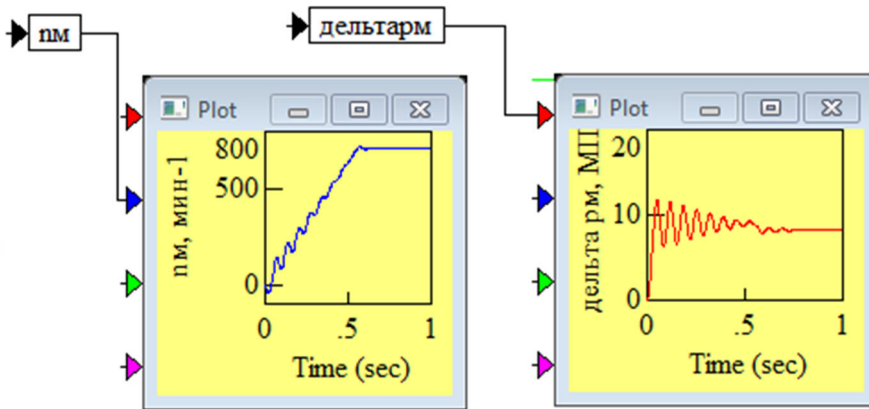


Рисунок 15 - Динамічні процеси в ОГП обертання гідромотора при витраті РР крізь дросель до виходу на максимальне значення за $t_{Q_{др, макс}} = 0,56 \text{ с}$.

На рисунку 16 зображені дані коливань частоти обертання (а) та тиску (б) в ОГП гідромотора при часі відкриття дроселя від $0,042 \text{ с}$ до $0,56 \text{ с}$. Зі збільшенням часу зростання витрати скрізь дросель до її максимального значення зменшуються максимальні значення частоти обертання від 949 хв^{-1} до значення в 725 хв^{-1} (на 24 %), досить близького до робочого постійного в 717 хв^{-1} , а перепад тисків

досить суттєво з 23,4 МПа до 11,8 МПа (на 50 %), але не до робочого постійного тиску в 8,3 МПа.

Таким чином, встановлено, що час відкриття дроселя витрати РР до гідромотора суттєво впливає на динамічні процеси в ОГП. Однак для реалізації режиму змінювання часу зростання витрати потрібно використовувати в ОГП гідророзподільники або дроселі з електромагнітним пропорційним керуванням [22], в склад яких входить електронний блок з функцією зміни часу переміщення робочого елемента (золотника).

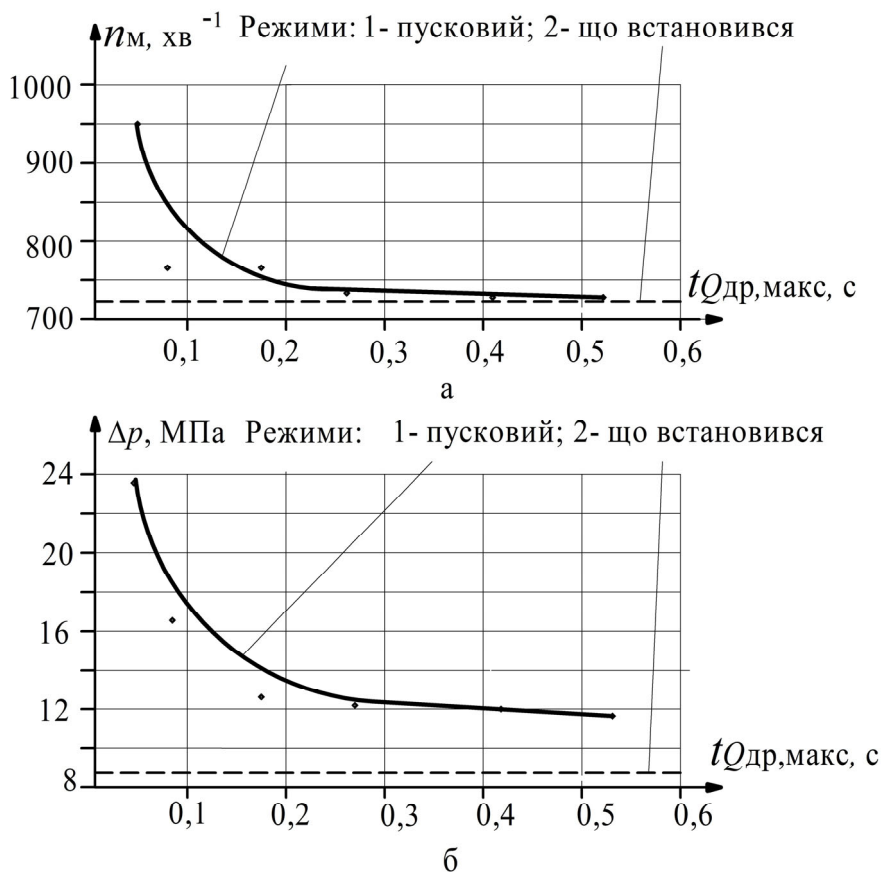


Рисунок 16 - Графічні характеристики ОГП залежно від часу відкриття дроселя
(а – частоти обертання гідромотора; б – тиску в ОГП)

Висновки

1. В автогрейдері ДЗк250В застосований об'ємний гідропривод (ОГП) з електромагнітним дистанційним керуванням переміщення золотників, що є прогресивним рішенням в порівнянні з ручним керуванням, однак з відсутністю безступеневого пропорційного керування та системи енергозбереження.

2. Застосований в ОГП ДЗк250В аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів та двома деталями поршневої групи (поршень- шатун) має кут похилу блока циліндрів 25 градусів, що суттєво поступається по металоемності сучасним конструкціям гідромоторів з кутом в 40 градусів завдяки єдиній деталі поршень-шатун (від 28 до 17 кг). Такі гідромотори засвоєні виробництвом на вітчизняному підприємстві «Гідросила» (м. Кропивницький).

3. Аналіз динаміки ОГП на режимах пуску гідромотора повороту грейдерного відвалу показав, що на амплітуду початкових коливань швидкості та тиску суттєво впливає час зростання витрати РР. Залежно від часу зростання витрати амплітуда коливань тиску може зменшуватись від 24 МПа до 16 МПа, а коливання частоти обертання практично до значення, яке встановлюється в робочому режимі обертання. Однак для реалізації режиму змінювання часу зростання витрати потрібно використовувати в ОГП гідророзподільники або дроселі з електромагнітним пропорційним керуванням [14], електронний блок керування якими має звичай функцію зміни часу переміщення робочого елементу (золотника). Тому прогресивним є перехід в ОГП автогрейдера на гідророзподільники з електромагнітним пропорційним керуванням, наприклад, серії PVG фірми «SAUER DANFOSS», оснащених системою енергозбереження *LS* як при дросельному, так і при машинному (за рахунок автоматичної зміни робочого об'єму насоса) способах керування витратою РР.

4. Треба також відмітити, що ОГП автогрейдера ДЗк250В потребує суттєвої модернізації, так як максимальний тиск не перевищує 10 МПа, а сучасні ОГП працюють на тиску до 25 МПа та вище [23;24]. Підвищення тиску дозволяє зменшити габарити і масу низки гідропрстроїв, зокрема зменшити робочий об'єм гідромотора обертання грейдерного відвалу.

Список використаної літератури

1. Емельянова И.А. Машины и оборудование для возведения зданий и сооружений из монолитного железобетона / И. А. Емельянова. – Харьков : Факт, 2008. – 376 с.

2. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терmini та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Чинний 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).

3. Автогрейдеры ДЗк250В и ДЗк251 и их модификации / Руководство по эксплуатации // АО «Крюковский вагоностроительный завод». – ДЗк250В. РЭ (редакция 1). – 2000 г. – 129 с.

4. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терmini та визначення (ДСТУ 3455.2-96). [Чинний від 1998-01-01]. – 60 с. Державний стандарт України.

5. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике, том № 1, заказной номер – RRS, издание 3.1. 2003 г. Издание 2 (на русском языке), Издатель :Бош Рексрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика 64711, г. Эрбах, Германия. – 322 с.

6. Мушловин Б.Л. Аксиально-поршневые насосы за рубежом / Б. Л. Мушловин, Ю. А. Гавриленко, В. М. Волоцкий НииМаш, Серия С-V: Гидравлическое и пневматическое оборудование, 1973. – 106 с.

7. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.

8. Мобильная гидравлика, мобильная электроника, приводы. Обзор программы. (на русском языке). Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. – 88с.

9. Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12 Fixed Displacement. – PARKER HYDRAULICS; HY17-8249/UK, October, 2000 – 31p.

10. Bent-axis pumps and motors. Аксиальнопоршневые насосы и гидромоторы с наклонным блоком серии BF10/BF20/BV10. Гидросила, Украина, Кировоград (Кропівницький). – Каталог 022015. – 60 с.

11. ОАО «Стройгидравлика»: Каталог изделий : [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http:// www.stroygidravlika.com.ua](http://www.stroygidravlika.com.ua). – 31.03.2012. – Одесса : – 2008г. – 58 с.

12. ОАО «Пневмостроймашина» PSM-Hydraulics: Каталог продукции : [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.psm-hydraulics.ru>. – 29.03.12. – Екатеринбург : – 282 с.

13. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терmini та визначення (ДСТУ 3455.3-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 36 с. – (Державний стандарт України).

14. Не зависящие от нагрузки пропорциональные распределители PVG 32: каталог : SAUER-DANFOSS. – М. : ЗАО Данфосс. – 02/02. – 40 с.

15. Бондарь В.А. Система Load – Sensing в сельскохозяйственной технике / В. А. Бондарь // Вибрации в технике и технологиях. – Винницкий государственный аграрный университет. – 2003. – № 4(30). – С. 19–26.

16. Ручки дистанционного управления. Электронные аксессуары. Для группы гидравлических клапанов фирмы «Данфосс». НК.50.С1.02. – Данфосс 11/92. – 56 с.

17. Беркович Ф.М. Применение гидрозамков в гидроприводах строительных и дорожных машин / Ф. М. Беркович, Ф. Н. Жуков // Строительные и дорожные машины. – 1976. – № 3. – С. 27–28.

18. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода /

З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан и др. – Киев : НТУУ «КПИ» ВПИ ВПК «Политехника», 2006. – 216 с.

19. Клиначёв Н. В. Моделирование систем в программе VisSim: Справочная система. – Online версия 1.0. – Челябинск, 2001. – файлов 214, ил. (архив Offline версии – vsmhlpru.chm).

20. Систук В. А., Богачевский А. А., Шумский В. Ю. Возможности использования программы имитационного моделирования PTV VISSIM для подготовки специалистов по направлениям «Транспортные технологии» и «Автомобильный транспорт». Інформаційні технології і засоби навчання. 2016. Т. 52, № 2. С. 93–107.

21. Сизый Ю. А., Сталинский Д. В., Любимый Ю. Н. Динамика и компьютерное моделирование металлорежущих станков: лабораторно-компьютерный практикум. Харьков: Изд-во «ИНДУСТРИЯ», 2013. 104 с.

22. Шольц Д. Пропорциональная гидравлика. Основной курс. ТР 701. ISBN 966-96191-1-4. «Фесто-Дидактик»: Учебник / Д. Шольц – Киев : ДП «Фесто», 2002. – 123 с.

23. Григоров О.В. Гідравлічний привод підйомнотранспортних, будівельних та дорожніх машин: Навч. Посібник / О. В. Григоров – Харків : НТУ «ХПІ», 2005. – 264 с.

24. Андренко П.М. Комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв / П. М. Андренко, А. Ю. Лебедев // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2017. – № 3(57). – С. 3–11.

ANALYSIS OF THE DYNAMICS OF A VOLUME HYDRAULIC DRIVE OF THE DZk250B GRADER

Avrunin G. A., Pimonov I. G., Zherelii O. I., Kapustina K. V.

Kharkiv National automobile and highway University

Annotatoin. Research of dynamic processes in by volume hydraulic drive of rotation a grader to the dump during his starting is an actual task, so as she is sent to the decline of pressure and frequency of rotation that gives an opportunity of decline of the dynamic loading of hydraulic drive and increase of longevity of axial piston hydromotor as the most ponderable at price hydraulic unit fluctuations. The modes of loading of by volume hydraulic drive are investigational, that reduce pressure and velocity of circulation of hydromotor fluctuation during his starting and to

offer engineering solution for practical realization in the hydraulic fundamental chart of motor-grader. The analysis of the applied and perspective hydraulic units is driven to by volume hydraulic drive of motor-grader of model of DZk250B. To find the decision of aim of the advanced study in the real construction of by volume hydraulic drive motor-grader with a axial piston hydromotor, that must create a twisting moment no less than 70 H.M and frequency of rotation of to 700 min⁻¹. During work methodologies of research of analytical methods of static and dynamic calculations were used on the basis of mathematical model in that equalization of unbreak and Pascal's law are included for a working liquid, and also laws of mechanics of Newton. Nonlinear differential equalizations are untied by means of application of VisSim package with further application of design of work of hydraulic drive on the starting mode of hydromotor. Job performances are useful to the specialists that engage in planning and modernisation of motor-graders. Increasing the pressure can reduce the size and weight of a number of hydroprints, in particular, reduce the working volume of the motor of the rotary grader blade. Such work is executed first.

Keywords: motor-grader, by volume hydraulic drive, axial piston hydromotor, mathematical model, dynamics of hydraulic drive, package of softwares of VisSim.