

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Ремарчук Микола Парфенійович

УДК 621.878.25

**ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ СИЛОВІ ПЕРЕДАЧІ
БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНИХ МАШИН**

05.05.04 ⚙️ машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків 2008

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі «Підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх машин і обладнання» (ПТБДМО) Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант доктор технічних наук, професор **Нічке Вільгельм Вільгельмович**, ХНАДУ, Міністерства освіти і науки України, професор кафедри ПТБДМО.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Кравець Святослав Володимирович**, Національний університет водного господарства та природокористування Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри «Будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання»;

заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор **Лебедєв Анатолій Тихонович**, Харківський національний технічний університет сільського господарства Міністерства агропромислової політики України, завідувач кафедри «Трактори і автомобілі»;

доктор технічних наук, професор **Пенчук Валентин Олексійович**, Донбаська національна академія будівництва і архітектури Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри «Будівельних і дорожніх машин».

Захист відбудеться «24» грудня 2008 р. о 12 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002, Україна.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002, Україна.

Автореферат розісланий «22» листопада 2008 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Наглюк І.С.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Вступ. Копання ґрунту, підйом вантажу і ряд інших видів робіт в будівництві виконуються будівельно-дорожніми машинами (БДМ). Привод їх робочого обладнання забезпечується силовою передачею, яка здатна споживати в робочому циклі від 30 % до 100 % енергії первинного двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) або електричного двигуна. В Україні до 2012 року передбачається побудувати близько 1400 км сучасних автобанів і радикально реконструювати близько 2900 км існуючих автодоріг. Не менше 60 % таких робіт планується виконувати екскаваторами, бульдозерами, самохідними стріловими кранами та іншими БДМ. Загальна вартість робіт, яка виконується БДМ, складає близько 30 млрд. грн. В цих умовах проблема підвищення продуктивності БДМ за рахунок зниження втрат енергії в силових передачах, в основному в гідросистемах, стає особливо важливою. Вирішення можливе за декількома напрямками, основними з яких є: зниження енергоємності робочого процесу; удосконалення силових передач БДМ і, зокрема, їх гідросистем.

Актуальність теми. У процесі аналізу схемних рішень силових передач БДМ виявлено таке: не встановлено діапазон їх раціонального використання за рівнем граничного зниження продуктивності та витрат палива; не розроблено для гідросистем як складової частини силової передачі, метод визначення раціонального діаметра трубопроводу при використанні робочої рідини заданої марки; не розроблено методи і засоби оцінки стану гідросистем для основних стадій життєвого циклу на основі використання єдиного показника, наприклад, коефіцієнта корисної дії (ККД); не досліджено гідросистеми керування гідроциліндрами, які є складовими гідромоторів, що використовуються для приводу механізмів БДМ.

Силова передача і її складова гідросистема є одним з головних елементів підсистеми БДМ, що входить до складу складної системи «оператор – БДМ – середовище», скорочено (ОМС). Дослідження, що направлене на встановлення закономірностей змінення працездатності гідросистеми БДМ, яке визначається за величиною граничного зниження загального ККД або допустимого напруження, ґрунтується на виявленому порушенні пропорційного зв'язку між продуктивністю і витратами палива через цикловий ККД системи ОМС в процесі її функціонування, складає важливу наукову проблему. Враховуючи подорожчання енергоресурсів, питання зменшення неефективних втрат палива і підвищення продуктивності системи ОМС на основі удосконалення силової передачі БДМ стає однією з важливих прикладних проблем. Таким чином, науково-прикладна проблема, що розглядається, є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертацію виконано відповідно до програми, що базується на Законі України «Про енергозбереження», прийнятої Ухвалою Верховної Ради № 74/94 з доповненнями № 3421-IV від 09.02.2006 р. за напрямком «Енергетика, енергозбереження» для фінансування держбюджетних тем «Принципи зниження енерговитрат і прогнозування залишкового ресурсу гідроприводу машин для земляних робіт», НДР 08–53–03 № ДР 0103U001438 та «Розробка теорії управління екологічно чистим транспортним засобом», НДР 11–53–06 № ДР 0106U001363. Дисертація базується на виконаних госпдоговірних темах для Харківського заводу «Будгідропривод» (НДР 54–09–84 № ДР 01.84.0004896, 1987 р., і НДР 54–12–87 № ДР 01.87.0044040, 1990 р.) та Укравтодору, (м. Київ), «Розробити рекомендації щодо підвищення продуктивності і технологічності роботи машин для земляних і дорожніх робіт за рахунок вдосконалення і автоматизації робочих процесів», НДР 41–11–05 № ДР 0105U002691, 2005 р.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розвиток наукових основ створення енергозберігаючих силових передач, методів і засобів діагностики та оцінки залишкового

ресурсу, направлених на підвищення продуктивності гідрофікованих БДМ і зниження неефективних витрат палива ДВЗ системи ОМС. Для досягнення мети вирішувались такі основні завдання:

- визначити для БДМ як машин циклічної дії вплив робочого процесу і стану силової передачі на тривалість в часі складових робочого циклу, продуктивність та витрати палива системи ОМС;
- виявити розподіл енергії за складовими та величиною в структурі циклового ККД екскаватора і визначити такі, які мають найбільший вплив на величину цього ККД;
- розробити імітаційні моделі із заданими закономірностями зниження загального ККД гідросистеми БДМ в складі циклового ККД системи ОМС і визначити граничну величину зниження загального ККД і часу напрацювання гідросистеми та залишковий ресурс за цими ж параметрами;
- розробити математичну модель для визначення раціонального діаметра трубопроводу для гідросистеми БДМ як об'єкта системи при використанні робочої рідини заданої марки;
- підтвердити гіпотезу про близькість потужностей, перша з яких витрачається на зрушення поршня в гідроциліндрі (вторинний двигун) для подолання сили робочих опорів і сили тертя спокою, а друга, що витрачається на сталий режим роботи, і на цій основі удосконалити математичні моделі для визначення загального ККД гідросистем для основних стадій життєвого циклу та обґрунтувати засоби для вимірювання величини цього ККД в умовах експлуатації БДМ;
- удосконалити систему керування гідроциліндрами і клапанними гідророзподільниками, що є складовими гідромотора для приводу механізмів БДМ та уточнити математичні моделі для визначення основних параметрів, що характеризують процес гідродинамічного і гідростатичного рідинного змащення в з'єднаннях елементів гідросистем.

Об'єкт досліджень процеси, що впливають на продуктивність і витрати палива через змінюваність стану силових передач гідрофікованих БДМ.

Предмет досліджень закономірності, що є основою енергозбереження в силових передачах БДМ при взаємодії їх з робочим середовищем (грунтом, вантажем).

Методи досліджень. Аналітичні дослідження, ґрунтовані на відомих законах механіки, гідромеханіки, на принципах системного аналізу (системотехніки), математичного та імітаційного моделювання.

Експериментальні дослідження базуються на застосуванні теорії планування експериментів, методів чисельного аналізу, а також на використанні створеного лабораторного екскаватора-стенда і натурних машин.

Наукова новизна одержаних результатів:

- вперше для гідрофікованих БДМ встановлено нові закономірності впливу робочого процесу і стану силової передачі БДМ на тривалість загального часу робочого циклу, на продуктивність і цикловий ККД системи ОМС;
- встановлено розподіл енергії за величиною і складовими в структурі циклового ККД при розробці ґрунту екскаватором та доведено, що найбільший вплив на рівень неефективних витрат палива і на зниження продуктивності системи ОМС мають: ККД ДВЗ; ККД гідросистеми; коефіцієнт рівня використання гідрофікованих механізмів упродовж робочого циклу;
- запропоновано на основі перетворення пропорційного зв'язку через цикловий ККД системи ОМС із заданими закономірностями зміни ККД гідросистеми БДМ нову імітаційну модель для встановлення граничних значень загального ККД і часу напрацювання гідросистеми БДМ за умови досягнення в процесі рішення цієї моделі свого мінімального значення;
- отримано нову математичну модель для визначення величини раціонального діаметра трубопроводу БДМ за умови досягнення в процесі рішення математичної моделі свого

найбільшого значення для заданої марки робочої рідини з відомою закономірністю зміни її в'язкості;

– запропоновано і підтверджено гіпотезу про можливість досягнення умови близькості потужностей при зрушенні поршня в гідроциліндрі і при сталому режимі за рахунок забезпечення характерної швидкості переміщення (або часу на зрушення), з використанням якої удосконалено математичні моделі для визначення загального ККД гідросистеми для основних стадій життєвого циклу і створено макетний комп'ютерний комплекс для вимірювання фактичної величини ККД в процесі експлуатації БДМ;

– розроблений експериментально-теоретичний метод оцінки фактичного стану гідросистеми БДМ за величиною ККД і часу напрацювання та метод визначення залишкового ресурсу на основі знання граничних і поточних значень ККД і часу напрацювання гідросистеми;

– удосконалено систему керування гідроциліндрами, що працюють в режимі «штовхання–втягнення» зі співвідношенням діаметра штока до діаметра поршня, що дорівнює 0,707, і клапанні гідророзподільники, які входять до складу гідромоторів механізмів БДМ, та уточнено математичні моделі для визначення параметрів, що характеризують процес гідродинамічного і гідростатичного рідинного змащення в елементах гідросистем.

Практична значимість одержаних результатів полягає в розробці: методики встановлення параметрів і вибору елементів гідросистеми при її проектуванні для БДМ з визначенням загального ККД; методики визначення раціонального діаметра трубопроводу гідросистеми БДМ для заданої марки робочої рідини; методики проектування гідромоторів, що складаються з гідроциліндрів і клапанних гідророзподільників, для приводу механізмів БДМ з розробкою гідросистем в поєднанні з пристроями для акумулювання енергії; методики визначення радіальних зусиль і механічного ККД гідроциліндрів БДМ з використанням рідинного тертя в рухомих з'єднаннях; експериментально-теоретичного методу визначення стану і залишкового ресурсу гідросистем БДМ за величиною ККД і часу напрацювання на основі створеного вимірювального комплексу.

Результати роботи впроваджені у виробництво на підприємствах: ВНДІБуддормаш (м. Івантеевка, Московської обл.); ТОВ «СИНТОН», (Росія); Харківський завод «Будгідропривод»; СКТБ заводу «Будгідравліка», (м. Харків); ДП АДКОМ Україна, (м. Харків); ВАТ «Запоріжсталь».

У навчальний процес ХНАДУ впроваджені: спеціалізація «Комп'ютерна розробка і діагностика дорожніх машин, обладнання і систем управління», спеціальність 7.090214 ПТБДМО; стенди і елементи гідросистем, створених в основному на використанні винаходів; методика проектування гідросистем БДМ.

Для підвищення рівня навчального процесу результати роботи використані в: Київському НТУ; Військовому інституті МВС України, (м. Харків); Харківському НТУ «ХП»; Донбаській НАБА, (м. Макіївка).

Особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень, що наведено в авторефераті, викладено в 30 публікаціях. Серед них 20 робіт без співавторів. Особисто автором розроблені і сформульовані всі основні положення дисертаційної роботи, обґрунтовані наукова гіпотеза, методи, моделі, які направлені на підвищення продуктивності і зменшення енерговтрат в силових передачах на основі удосконалення гідросистем БДМ.

В роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать: постановка, проведення досліджень і обґрунтування висновків [6, 9, 13, 16]; розробка конструкцій, обґрунтовано впровадження наукових рішень для практичного використання [17, 24]; математичне обґрунтування досліджень [27]; постановка і обґрунтування дослідження [28]; обґрунтовано спосіб визначення ККД гідросистеми [29]; обґрунтовано систему керування гідроциліндрами, що входять до складу гідромотора [30].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи отримали позитивну оцінку більш ніж на 30 різних конференціях, з яких особливо важливими є: «Актуальные вопросы охраны окружающей среды», 18–20 мая 1994 г. (Кременчугский филиал ХПИ); «Интерстроймех 2000», 16–18 октября 2000 г. (г. Харьков, ХГАДТУ); «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (VI конференция), 5–8 июня 2001 г. (г. Харьков, НТУ «ХПИ»); «Проблемы мехатроники в дальнейшем развитии транспортных средств и систем», 16–18 октября 2001 г. (г. Харьков, ХНАДУ); «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (VII конференция), 3–6 июня 2002 г. (г. Киев, НТУ Украины «КПИ»); «Промислова гідраліка і пневматика», 17–18 лютого 2004 р. (м. Київ, НАУ і НТУ); «Сталий розвиток гірничо–металургійної промисловості», 18–22 травня 2004 р. (м. Кривий Ріг, КТУ); «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии», 22–23 апреля 2004 г. (Белорусь, г. Могилев, БРУ); «Интерстроймех– 2004», 14–17 сентября 2004 г. (Россия, г. Воронеж, ВГАСУ); «Сучасні проблеми та перспективи розвитку дорожньо–будівельного комплексу України», 30 вересня–1 жовтня 2004 р. (м. Київ, НТУ); «Наукові основи створення високоефективних землерийно-транспортних машин», 22–24 листопада 2004 р. (м. Харків, ХНАДУ); «Технические и экономические перспективы развития автотранспортного комплекса и дорожного строительства», 16–17 мая 2005 г. (г. Харьков, ХНАДУ); «Мехатроника строительных и дорожных машин», 24–26 октября 2007 г. (г. Харьков, ХНАДУ); конференціях при кафедрі ПТБДМО (м. Харків, ХАДІ, ХДАДТУ), ХНАДУ, 1986–2007 рр.).

У повному обсязі дисертація розглянута на наукових семінарах: кафедри ПТБДМО ХНАДУ; кафедри будівельних машин та обладнання ПолтНТУ; кафедри гірничих машин Донецького НТУ; вченої ради Д 26.056.08 при Київському НУБА; кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання НУВГП, (м. Рівне); кафедри БДМ ПДАБА, (м. Дніпропетровськ) та на конференції «Интерстроймех– 2004», (м. Воронеж, Росія).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи викладено в 30 наукових працях, з яких 28 опубліковано у фахових виданнях, затверджених ВАК України та 2 роботи опубліковано, як патенти на винаходи України.

Структура й обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, восьми розділів, висновків, додатків і списку використаних джерел. Повний обсяг дисертації становить 471 сторінку, з яких: 225 рисунків і 22 таблиці представлено окремо на 47 сторінках; 5 додатків представлено на 65 сторінках. Список використаних джерел нараховує 502 найменування на 50 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету і завдання дослідження, наукову новизну та практичну значимість роботи.

У першому розділі дається «Огляд наукових праць з енергозбереження в силових передачах будівельно–дорожніх машин»

Вдосконалювання робочих процесів, силових передач, надійності їх роботи, підвищення якості робочих рідин і палива здійснено завдяки таким ученим, як: Артем'єв К.О., Баладінський В.Л., Баловнев В.І., Бузін Ю.М., Венцель Є.С., Ветров Ю.О., Волков Д.П., Домбровський М.Г., Ємельянова І.А., Кованько В.В., Кравець С.В., Лебедев А.Т., Ловейкін В.С., Маслов А.Г., Мещеряков В.О., Назаренко І.І., Назаров Л.В., Недорезов І.А., Нестеров А.П., Нікулін П.І., Нічке В.В., Оніщенко О.Г., Пенчук В.О., Проніков А.С., Ряхін В.А., Селіванов С.Є., Семенюк В.Ф., Сівко В.Й., Сукач М.К., Тарасов В.Н., Ульянов М.О., Хмара Л.А., Холодов А.М. Щербаков В.С. і багатьох ін., рівень питомої металомісткості БДМ за останні 100 років знизився більш ніж в 70 разів – з 7,81 до 0,109 т/кВт. Питома металомісткість елементів гідросистем складає всього 34...0,08 кг/кВт. При

цьому в роботах цих авторів залишилось не розглянутим питання енергозбереження в робочому процесі БДМ при взаємодії силових передач з ґрунтом (вантажем) у взаємозв'язку з продуктивністю і втратами палива. У вирішенні питань удосконалювання і уніфікації елементів та гідросистем різного призначення, у тому числі силових передач БДМ, найбільший внесок зробили такі вчені як Алексеева Т.В., Башта Т.М., Білякович Н.А., Васильченко В.О., Григоров О.В., Данилов Р.Г., Іскович-Лотоцький Р.Д., Ключев В.В., Кононихін В.Д., Лебедев А.Т., Лур'є З.Я., Любельский В.І., Макаров Р.А., Навроцький К.Л., Немировський І.А., Пелевін Л.Є., Петров І.А., Полянський С.К., Свешніков В.К., Сидоров В.І., Сиріцин Т.А., Струтинський В.Б., Токаренко В.М., Трифонов О.Н., Федорець В.О., Харазов А.М., Яхно О.М., Khurmi R.S., Dieter Mathias, Lauer Viktor і ін. Однак, в наукових працях цих авторів недостатньо висвітлені питання про оцінку якості та стану гідросистеми за величиною загального ККД гідрофікованих машин на всіх стадіях життєвого циклу. Досконаліми у схемному рішенні є гідросистеми таких машин:– екскаватори ЕК-12 і ЭО-6123 з приводом насосів від ДВЗ і від електродвигунів (Росія); – навантажувач ТО-27-1 та бульдозер 101А (Білорусія); – кран TADANO (Японія).

За результатами проведених патентних досліджень за період з 1975 по 1987 рр. було відібрано 889 охоронних документів, у тому числі: СРСР – 201; Англія –39; США –219; Франція –96; ФРН –231; Японія –68; у патентних відомствах Європи – 35. Установлено середньорічне патентування нових конструктивних рішень гідророзподільників за названий період: для кранових – 18,3 %; золотникових – 52,2 %; клапанних – 29,5 %. До недоліків золотникових розподільників відносяться значні внутрішні витоки рідини. У клапанних розподільників вони мінімальні, що свідчить про їх перспективність.

Приведення механізмів з перетворенням поступового в обертний рух на базі гідроциліндрів використовується з 30-х років минулого сторіччя. Але через нерівномірність швидкості обертання кривошипів в силових передачах БДМ вони не отримали широкого застосування. Алексеевою Т.В. та її учнями у 1969 р. вивчалися питання рекуперації енергії в гідросистемах БДМ. Над вирішенням питання рекуперації енергії і створення умов для роботи ДВЗ у режимі екологічно чистого транспорту працюють відомі вчені ХНАДУ, професори: Бажинов О.В., Богомолів В.О., Волков В.П., Говорущенко М.Я., Клименко В.І., Назаров Л.В., Подригало М.А., Туренко А.М. та багато інших. Однак, розглянуті ними питання стосуються процесу функціонування ДВЗ без взаємозв'язку з роботою гідросистеми.

Зменшення сил тертя в різних з'єднаннях елементів гідросистем розглянуто в наукових працях Бушуєва В.В., Ємцева Б.Т., Жоховського М.К., Ісаченкова Е.І., Нікітіна Г.А., Сльозкіна Н.А., Ускова М.К., Етсіона І., Пінкуса О., Viersma T.J. та інших. У цих роботах наведено рішення, які стосуються спеціальних питань, або суперечливих рішень, які не погоджуються між собою, що викликало необхідність проведення додаткових досліджень.

Напрямки підвищення продуктивності БДМ на основі забезпечення автоматизації робочих процесів і застосування системи регулювання завантаженням первинного двигуна показано в роботах Александрова Є.С., Алексієва О.П., Дерев'янка С.М., Іващенко М.М., Кудрявцева Е.М., Кузіна Е.Н., Нагорного В.С., Нефьодова Л.І. та інших. Але у їхніх роботах не досліджено питання оцінки стану ДВЗ за рівнем неефективного використання палива. Застосування системного аналізу, математичного та імітаційного моделювання розглянуто в працях Вентцеля О.С., Горбачова В.А., Горстка А.Б., Карпова Ю.Г., Кутковецького В.Я., Ланге О., Лур'є З.Я., Сороки К.О., Старіша О.Г., Цигичка В.Н., Шоріна В.Г. та інших. Цими авторами широко розглянуті питання оптимізації складних систем на основі використання системного підходу. Разом з тим ними не досліджені системи, в склад яких включені оператор, машина і робоче середовище.

За результатами аналітичного огляду літературних джерел виявлено науково-прикладну проблему, на основі якої розроблено структурно-логічні схеми дослідження (рис. 1).

Другий розділ присвячений «Вибору напрямків і методів досліджень силових передач». Для досягнення поставленої мети обрано ряд напрямків і методів досліджень, що дозволяють найбільш повно вивчати особливості протікання реальних процесів в силових передачах БДМ.

1. Системний аналіз при дослідженні силової передачі БДМ. За загальноприйнятим визначенням силова передача представляє собою набір пристроїв, елементів, з'єднаних один з одним, що призначені для передачі енергії від джерела ДВЗ до виконавчого механізму БДМ і в сукупності утворюють систему ОМС, яку наведено на рис. 2. При цьому забезпечується трансформація силових і швидкісних показників робочих органів БДМ.

Аналіз взаємодії елементів системи ОМС (рис. 2) показує, що кваліфікація оператора (машиніста) і показники міцності при різанні ґрунту робочим органом мають найбільший вплив на продуктивність машини. З позиції дослідження продуктивності і витрат палива найбільш значимими і прогнозованими (що, відповідно, піддаються керуванню) є ДВЗ, силова передача і робочий процес БДМ. Показники, що характеризують внутрішній стан системи ОМС, встановлюються через початкові втрати палива ДВЗ і початкову продуктивність БДМ системи ОМС на основі загального ККД системи ОМС за цикл роботи. Введемо поняття циклового ККД системи ОМС, який для послідовно з'єднаних елементів визначається за формулою

$$h_{ц. ккд} = h_{двз} h_{сп} h_{рп} = h_{двз} h_{заг. гс} h_{ро} h_{рп}, \quad (1)$$

де $h_{ц. ккд}$ – цикловий ККД системи ОМС; $h_{двз}$ – загальний ККД ДВЗ; $h_{сп}$ – загальний ККД силової передачі, яка складається із загального ККД гідросистеми $h_{заг. гс}$ і важільної системи $h_{ро}$ робочого обладнання БДМ; $h_{рп}$ – загальний ККД робочого процесу БДМ.

У загальному вигляді цикловий ККД $h_{ц. ккд}$ системи ОМС характеризується відношенням вихідної потужності, яка представляється через експлуатаційну (циклову) продуктивність машини P_e (м³/с) та питомий опір ґрунту $K_{гр}$ (кПа) при його розробці, до вхідної потужності, яка встановлюється через витрати $G_{п}$ палива (кг/год) та його теплотворну $I_{п}$ здатність (кДж/кг), тоді $h_{ц. ккд}$ з урахуванням розмірності складових можна записати у вигляді

$$h_{ц. ккд} = (3600 P_e K_{гр}) / (G_{п} I_{п}). \quad (2)$$

ККД робочого процесу $h_{рп}$ можна представити як

$$h_{рп} = h_{коп} k_{вч} = (h_{коп} t_{кр}) / t_{ц}. \quad (3)$$

де $h_{коп}$ – ККД процесу копання ґрунту БДМ; $k_{вч}$ – коефіцієнт рівня використання гідрофікованих механізмів упродовж робочого циклу, який визначається через відношення тривалості в часі роботи (вимірювання в секундах) основного механізму (копання ґрунту, підйом вантажу) $t_{кр}$ до загального часу роботи всіх механізмів $t_{ц}$, що використовуються для завершення робочого циклу БДМ.

Залежність (2), що записана через ККД окремих складових, має вигляд

$$h_{ц. ккд} = h_{двз} h_{гс} h_{ро} k_{вч} h_{коп}. \quad (4)$$

Для встановлення впливу на продуктивність БДМ, на коефіцієнт $k_{вч}$ і на інші показники таких факторів як властивості ґрунту, особливості робочого процесу,

наприклад, кут повороту робочого обладнання на розвантаження ковша, об'ємний ККД гідросистеми слід дослідити всі елементи робочого циклу силових передач машин циклової дії, до яких відносяться БДМ.

2. Гідросистема як складова силової передачі БДМ. Гідросистема представляється як модель об'єкт системи з входом, у якій є змінними за величиною діаметри гідроліній, що з'єднують елементи гідросистеми. Внутрішньою інформацією такої системи є величина в'язкості робочої рідини, що змінюється в широкому діапазоні значень для цієї марки робочої рідини з урахуванням температури зовнішнього середовища, рівня навантаження, довжини гідроліній та інших факторів. Вихідним параметром системи є загальний ККД гідросистеми. Співвідношення виходу до входу, за визначенням кібернетика О. Ланге, називається «пропускною здатністю системи». Встановлення найбільшої величини пропускної здатності системи на основі створеної математичної моделі є критерієм рішення цієї задачі.

3. Гіпотеза. Для удосконалення методики розрахунку і проектування гідросистеми БДМ прийнято гіпотезу про близькі величини потужностей зрушення і сталого руху поршнів силових гідроциліндрів у режимі номінального навантаження. Для обґрунтування теоретичних досліджень використано рівняння динаміки, а для експериментальних досліджень створено лабораторний екскаватор–стенд.

4. Уточнення радіальних навантажень в з'єднаннях гідроциліндрів. Для розрахунку радіальних навантажень і сил тертя в з'єднаннях поршень–гільза циліндра, шток–направляюча втулка складено систему лінійних рівнянь, яка враховує диференціальне підведення робочої рідини до порожнин гідроциліндра для забезпечення прямого і зворотного ходу штока.

5. Дослідження процесу гідростатичного та гідродинамічного змашення. Для уточнення математичних моделей для описування процесу рідинного тертя в рухомих з'єднаннях елементів гідросистем використані рівняння Нав'є-Стокса і витрат рідини із застосуванням загальноприйнятих припущень.

6. Гідромотор створений на базі гідроциліндрів. Дослідження гідромотора для БДМ на основі нової клапанної розподільної системи базується на розгляді циклограм роботи двох і більше силових гідроциліндрів при різних їх схемних підключеннях. Для створеного гідромотора використано умову про забезпечення в штовхаючому і тягнучому режимах в процесі переміщенні штоків гідроциліндрів рівності обертового моменту до моменту зовнішнього навантаження.

У третьому розділі представлений «Аналіз робочого процесу БДМ за величиною циклового ККД на прикладі одноковшових екскаваторів».

Процес копання ґрунту повноповоротним екскаватором виконується механізмами повороту ковша, рукояті або послідовно рукояттю і ковшем безпосередньо при керуванні силовими гідроциліндрами. Складовими частками робочого циклу є робота основного і додаткових механізмів, наприклад, підйом–опускання стріли, поворот робочого обладнання (поворотної платформи) в горизонтальній поверхні, розвантаження ковша. Опускаючи проміжні викладки і приймаючи припущення про роботу послідовно кожного з механізмів, найбільша тривалість робочого циклу в часі для екскаватора складатиме

$$t_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{к}} A_{\text{к}} 0,001}{2 Q_{\text{max}} \frac{\alpha}{\epsilon} \left(1 - \frac{h_{\text{oo}}}{p_{\text{вип}}}\right) p_{\text{ск}} \frac{\alpha}{\epsilon} \frac{K_{\text{г}} + 1}{K_{\text{г}}} - \frac{p_{\text{ск}}}{p_{\text{max}}} \frac{\alpha}{\epsilon}} + \frac{l_{\text{с}} A_{\text{с}} 0,001}{2 Q_{\text{max}} h_{\text{oo}}} + \frac{l_{\text{р}} A_{\text{р}} 0,001}{Q_{\text{max}} h_{\text{oo}}} + t_{\text{р}} +$$

$$+ \frac{2j_{\text{п}}}{w_{\text{м}} h_{\text{oo}}} + (J_{\text{г}} + J_{\text{п}}) \frac{w_{\text{м}} \frac{\alpha}{\epsilon} \left(1 - \frac{h_{\text{oo}}}{p_{\text{вип}}}\right) p_{\text{сп}} \frac{\alpha}{\epsilon}}{M_{\text{max}} h_{\text{м}} h_{\text{гм}}} \frac{\alpha}{\epsilon} \frac{2 K_{\text{тп}} - 1}{2 K_{\text{тп}}^2} \frac{h_{\text{мп}}^2 + 1}{h_{\text{мп}}} + \frac{2(K_{\text{тп}} - 1)^2}{K_{\text{тп}}(K_{\text{тп}} + 1)} \frac{\dot{u}}{\dot{u}} \quad (5)$$

де l_k, l_c, l_p – хід штоків гідроциліндрів механізму, що забезпечують копання ковшем, стрілою і рукояттю, м; A_k, A_c, A_p – площа поршня робочої порожнини гідроциліндрів ковша, стріли і рукояті, мм²; Q_{\max} – ідеальна подача однієї секції регульованого насоса (2 в знаменниках першої і другої складових вказує на використання зведеного насоса, тобто подвійного потоку робочої рідини), дм³/с; $p_{\text{вип}}$ – тиск, що розвиває насос при визначенні об'ємного ККД, МПа; $h_{\text{оо}}$ – початковий об'ємний ККД гідросистеми; $p_{\text{ср}}, p_{\text{сп}}$ – середній тиск в гідродвигунах механізму копання і обертання платформи, МПа; t_p – час розвантаження ковша, с; p_{\max} – тиск насоса при максимальному навантаженні, МПа; j_{π} – кут повороту робочого обладнання при розвантаженні ковша ($j_{\pi} = 45^{\circ} \dots 180^{\circ}$ або $j_{\pi} = 0,785 \dots 3,14$ рад); w_{π} – найбільша кутова швидкість обертання платформи при ідеальній подачі однієї секції насоса, рад/с; J_r, J_{π} – моменти інерції робочого обладнання з ґрунтом і без такого для поворотної платформи при обертанні її відносно вертикальної осі, кгм²; M_{\max} – максимальний рушійний момент, приведений до осі обертання платформи, нм; $h_{\text{мн}}, h_{\text{гм}}$ – механічний ККД редуктора приводу насоса і гідромеханічний ККД гідросистеми; $h_{\text{мп}}, h_{\text{гм}}$ – механічний ККД редуктора приводу насоса і гідромеханічний ККД гідросистеми; $h_{\text{мп}}$ – механічний ККД механізмів обертання платформи; K_T, K_{π} – коефіцієнт трансформації тиску в робочому діапазоні характеристики насоса для гідроциліндрів ($K_T = 2$) і гідромотора платформи ($K_{\pi} = 1,6$).

До чинників, що впливають на тривалість робочого циклу, а звідси, на рівень зниження продуктивності та енергоспоживання екскаватора, є кут повороту робочого обладнання на розвантаження ковша і об'ємний ККД гідросистеми. Результати теоретичних досліджень з використанням математичної моделі (5) на підставі вхідних даних для екскаватора типу ЭО-3322, наведені на рис. 3 і 4, які дозволяють встановити таке.

Збільшення кута повороту робочого обладнання від 45° до 180° при незмінних питомому зусиллі різання ґрунту $K_{\text{гр}} = 120$ кПа та об'ємному ККД $h_{\text{оо}} = 0,96$ призводить до зростання загальної тривалості робочого циклу в часі до 50 % та одночасно до зниження продуктивності екскаватора до 28 %. Оскільки коефіцієнт $k_{\text{вч}}$ безпосередньо входить до складу циклового ККД системи ОМС, то при його зниженні на 28 % втрати палива зростають на цю величину, при умові лінійної закономірності зміни цього показника (рис. 3). Зниження об'ємного ККД гідросистеми з 0,96 до 0,72 (рис. 4) приводить до підвищення $k_{\text{вч}}$ на 14 %, а продуктивність незалежно від зростання $k_{\text{вч}}$ лінійно знижується до 20 %. Визначення продуктивності роботи і витрат палива через зміну внутрішнього стану силової передачі можливий на основі розгляду ОМС як складної системи при використанні системного підходу. На підставі того, що об'ємний ККД гідросистеми залежить від терміну експлуатації екскаватора, виникає необхідність в розробці бортової діагностичної апаратури для оцінки її стану за величиною загального ККД та визначення залишкового ресурсу роботи за ККД і часом напрацювання гідросистеми. На основі аналізу результатів теоретичних досліджень, встановлених при копанні найпоширеніших ґрунтів рукояттю екскаватора з місткістю ковша $0,5 \text{ м}^3$ при змінній (s) і постійній (c) товщині стружки, отримано такі усереднені значення ККД гідросистеми $h_{\text{гс.s}} = 0,216$ і $h_{\text{гс.c}} = 0,24$ та ККД робочого процесу $h_{\text{коп.s}} = 0,769$ і $h_{\text{коп.c}} = 0,765$.

На підставі відомих даних для режиму робочого циклу екскаватора прийнято: – ККД ДВЗ $\eta_{\text{ДВЗ}} = 0,4$; – ККД шарнірів робочого обладнання $\eta_{\text{ро}} = 0,9$. При використанні результатів циклограми роботи повноповоротного екскаватора ЭО-3322А складова $k_{\text{вч}}$ має значення 0,233. Складові циклового ККД екскаватора представлено у вигляді діаграми, що наведена на рис. 5, а результати розрахунку з використанням залежності (4) – на рис. 6.

За результатами розрахунку цикловий ККД екскаватора становить при копанні ґрунту рукояттю зі змінною стружкою 0,0139, а постійною – 0,0154. Розбіжність результатів розрахунку, отриманих при використанні залежності (2) як основної у порівнянні з (4) при копанні ґрунту з постійною стружкою, не перевищує 17 %, що дозволяє використовувати формулу (3) для досліджень процесів копання ґрунту машинами циклічної дії, тобто БДМ.

Якщо прийняти для $\eta_{\text{ДВЗ}}$, $\eta_{\text{ГС}}$, $k_{\text{вч}}$, $\eta_{\text{ро}}$, $\eta_{\text{коп}}$ рівень споживання енергії за 100 %, залежність (3), то за цикл роботи екскаватора у відсотках він складатиме, відповідно: 24,37; 30,87; 31,15; 4,06 й 9,54. Рівень витрат енергії ДВЗ для екскаватора за величиною її зростання групується: тертя в шарнірах робочого обладнання; копання ґрунту рукояттю; робота ДВЗ; гідросистема БДМ; використання в часі механізмів екскаватора упродовж усього робочого циклу. Таким чином, витрати енергії для системи ОМС залежать в основному від стану ДВЗ (24,37 %), гідросистеми (30,87 %) і від рівня використання в часі механізмів екскаватора упродовж робочого циклу (31,15 %). Це дозволяє зробити висновок, що найбільший вплив на продуктивність роботи екскаватора і на величину неефективних витрат палива ДВЗ мають наведені три чинники, які за величиною перевищують 85 %. В роботі головну увагу приділено підвищенню ККД гідросистеми $\eta_{\text{ГС}}$ і коефіцієнту $k_{\text{вч}}$, що визначає рівень використання в часі механізмів БДМ упродовж робочого циклу, як найбільш впливовим чинникам на цикловий ККД. Це дозволило прийняти загальний ККД гідросистеми БДМ у структурі циклового ККД за один з основних параметрів для оцінки стану на основних стадіях життєвого циклу.

У четвертому розділі розглянуто «Імітаційне та математичне моделювання для визначення граничного зниження загального ККД, залишкового ресурсу і раціонального діаметра трубопроводу гідросистеми БДМ».

1. Граничне значення ККД гідросистеми. Засоби виміру загального ККД гідросистеми для широких досліджень ще не створені, тому задача визначення граничного зниження загального ККД гідросистеми БДМ вирішувалась із застосуванням імітаційного моделювання. При розробці імітаційних моделей використані критерії, в основі яких застосований пропорційний зв'язок, що базується на відношенні виходу до входу і, відповідно, продуктивності БДМ до витрат палива ДВЗ, характерний для кібернетичних систем або для автоматизованих систем управління.

Граничним значенням загального ККД гідросистеми БДМ приймається така її величина, яка відповідає оптимуму (в цьому випадку мінімуму), що встановлюється у вигляді нового пропорціонального зв'язку, який визначається через зниження (із заданою закономірністю) циклового ККД системи ОМС шляхом розрахунку відношення поточної і упущеної величини експлуатаційної продуктивності БДМ та, відповідно, поточних і упущених витрат палива ДВЗ як складових параметрів виходу і входу цієї системи. Із шести спрощених схем системи ОМС, представлених у дисертації, в табл. 1 показано третю схему, як найбільш поширену. В табл. 1 представлено залежності для розрахунку початкового й поточного значень циклового ККД системи ОМС.

Символи в табл. 1 позначають таке: Д, ГС, ДС, Т, РО – відповідно, джерело енергії, гідросистема, додаткова система керування, трансмісія, робочий орган; an , dtr , dc – частка потужності, що використовується гідросистемою, трансмісією й додатковою

системою; h_n , $h_{n,i,j}$ – початкове й поточне значення циклового ККД системи ОМС; $h_{u,i,j}$ – втрати ККД гідросистеми, прийняті при імітаційному моделюванні; h_v , h_w , h_c і h_{tr} – загальний ККД, відповідно, гідросистеми, шарнірних з'єднань гідроциліндра, додаткової гідросистеми і трансмісії; $k=1$ і $k=0$ – характеризують зниження ККД елементів системи: 1 – наявність процесу; 0 – відсутність.

Імітаційна модель $K\check{I} N_{i,j}$, входом якої є корисні витрати палива, а виходом – продуктивність, в безрозмірному вигляді представляється як

$$KPN_{i,j} = \frac{h_{n,i,j}^2 + (2h_n - h_{n,i,j})(h_n - h_{n,i,j})}{2h_n^2 h_{n,i,j} - h_n h_{n,i,j}^2} P \min. \quad (6)$$

Імітаційна модель $K\check{I} G_{i,j}$, вхідною величиною якої є загальні витрати палива, а вихідною – продуктивність, запишеться у вигляді

$$KPG_{i,j} = \frac{h_n + h_n^2 - 3h_n h_{n,i,j} + 2h_{n,i,j}^2}{h_n - h_n^3 + 2h_n^2 h_{n,i,j} - h_n h_{n,i,j}^2} P \min. \quad (7)$$

Для визначення початкового і поточного значення циклового ККД (табл. 2) використані вихідні дані: $h_d = h_{двс} = 0,4$; $h_v = h_{г.с} = 0,24$; $h_{дi} = 0,9$; $h_w = 0,965$; $h_c = 0,85$; $h_{tr} = 0,05$; $k=1$; $k=0$. За умови коли (табл. 1) $dtr = 0$, то $h_{tr} = 1$ для цих даних початкове значення циклового ККД становить $h_n = h_{ц.ккд} = 0,0154$. Наприклад, якщо загальний ККД гідросистеми становить $h_v^m = 0,7$ і незмінними є інші параметри, то початковий цикловий ККД системи ОМС – $h_{ц.ккд} = 0,0438$. На основі залежностей (6) і (7) для потужності, що використовується гідросистемою на рівні $Ne = 95\%$ ($an = 0,95$), установлені значення граничного зниження загального ККД і припустимого наробітку (роки) гідросистеми екскаватора ЭО-3322А, які наведені в табл. 2.

У табл. 2 цифри 1...6 (перша колонка) позначають залежності, які описують різні закономірності росту втрат ККД h_i і часу наробітку t_j гідросистеми екскаватора. При імітаційному моделюванні прийняті такі закономірності (друга колонка): лінійний (л); параболічний сповільнений (пс); параболічний прискорений (пп); експонентний сповільнений (ес), характер їхньої зміни. Короткий аналіз результатів імітаційного моделювання, представлених у табл. 2 (колонки 3 й 4, а також 7 і 8), показує, що рівень граничного зниження ККД (0,04 й 0,125) для лінійного характеру росту втрат ККД становить не більше 17% від величини початкового значення (0,24 і 0,7) загального ККД гідросистеми екскаватора. Таким чином, зниження загального ККД гідросистеми на рівні не більше 17% можна прийняти як нормативне. Отже, при зниженні загального ККД гідросистеми екскаватора до значення 0,2 або 0,575 встановлюється мінімальне значення моделі (6) і забезпечується оптимальний зв'язок між зниженням продуктивності і збільшенням неефективних витрат палива. При подальшому зниженні ККД гідросистеми продовжувати використовувати БДМ стає нераціональним. На підставі припущення про рівномірне навантаження екскаватора в робочому циклі гідросистем усіх чотирьох механізмів граничне значення загального ККД і часу напрацювання гідросистеми для кожного механізму є однаковими (табл. 2). Фактичні значення для кожного механізму приймаються з урахуванням реального рівня навантаження в робочому циклі. Зниження ККД гідросистеми екскаватора на величину 0,04 може бути здійснено за 0,8; 2,6 або 4,7 роки, якщо процес напрацювання визначається лінійними, сповільненим параболічним або сповільненим експонентним законами.

Граничні значення ККД і часу напрацювання гідросистеми, що визначаються іншими закономірностями, які описуються залежностями (5) і (6) (табл. 2), є малоймовірними. Для встановлення реальних закономірностей напрацювання гідросистеми потрібно створення спеціальної діагностичної апаратури, наприклад, на основі вдосконалення створеного макетного вимірювального комплексу, наведеного (рис. 13) до вигляду універсального приладу.

2. Залишковий ресурс. Визначення залишкового ресурсу роботи базується на знаннях граничного і фактичного значення загального ККД гідросистеми. Фактичне значення ККД визначається за методикою (пат. 74044, Україна, 2005 р.). Залишковий ресурс за часом роботи гідросистеми $D_{з,р}$ визначається як різниця між напрацюванням t_2 , що відповідає граничному значенню загального ККД $h_{гр,д}$, і напрацюванням t_1 у момент діагностування h_d в умовах експлуатації. Для ідентифікації стану гідросистеми за величиною загального ККД на всіх стадіях життєвого циклу розроблено структурну схему послідовності дій (наведена в дисертації).

3. Раціональний діаметр трубопроводу. Гідросистема, що призначена для виконання гідроциліндром прямого (зворотного) ходу штока, розглядається у вигляді об'єкта системи. Для гідросистеми складено математичну модель (8), що описує процес її функціонування. Визначення раціонального діаметра трубопроводу забезпечується рішенням рівняння (8) при досягненні ним свого максимального значення

$$P_{c_{i,j}} = (2 h_{i,j}^n - h_{max}^n) / d_{тр_j} P_{max}, \quad (8)$$

де h_{max}^n , $h_{i,j}^n$ – максимальне і поточне значення загального ККД гідросистеми, що залежить від в'язкості рідини та діаметра трубопроводу; $d_{тр_j}$ – варійований діаметр гідроліній.

Рішення, згідно з (8), наведено на рис. 7 а і б для гідросистеми БДМ із різною довжиною гідроліній.

Для пунктирнокрапкової кривої довжина гідроліній в 1,6 рази збільшена в порівнянні з довжиною гідроліній, яка у безрозмірному вигляді дорівнює – 1, а на графіку (рис. 7 а і б) вона представлена суцільною кривою. На рис. 7, як приклад, наведено результати для гідросистеми, для якої використовується робоча рідина ВМГЗ зі змінною в'язкістю в діапазоні від 6 до 126 мм²/с (сСт). Остаточне значення раціонального діаметра трубопроводу (мм) відносно даних, представлених на рис. 7, приймається з врахуванням ймовірності зміни температурного діапазону роботи гідросистеми БДМ в реальних умовах. Для забезпечення єдиної методології модель (8) замість максимізації слід теж мінімізувати.

У п'ятому розділі дається «Теоретичне обґрунтування гіпотези та визначення загального ККД гідросистеми БДМ для основних стадій життєвого циклу».

1. Підтвердження гіпотези. Для визначення величин потужностей, необхідних на зрушення і на сталий режим роботи, дослідження проводилися на екскаваторі-стенді при подачі рідини в поршневі порожнини гідроциліндрів для підйому стріли екскаватора (рис. 8 а). Зрушення штоків гідроциліндрів розпочинається при досягненні тиску рідини в поршневих порожнинах гідроциліндрів, який відповідає рівню постійного навантаження. Диференціальне рівняння, що використано для визначення потужності перехідного режиму роботи гідроциліндрів, зведено до алгебраїчного. Потужність, що витрачається на перший закид тиску при підйомі стріли, описується в основному трьома складовими: N_1 – потужність, що витрачається на підвищення тиску рідини до початку зрушення штока гідроциліндра; N_2 – потужність, що витрачається на втрати рідини на ділянці від насоса до робочих порожнин гідроциліндрів; N_3 – потужність, що витрачається на підвищення

тиску при зрушенні штоків для подолання сил опору переміщенню і сили тертя спокою. Рівняння потужності представимо у вигляді:

$$N_1 = (p_{\text{нп}}^2 V_{\text{тр}} 1000) / (D_{\text{ш}} E_p), \quad (9)$$

$$N_2 = (p_{\text{нп}} A_1 (u_{\text{зр}} - u_{\text{рф}})) 0,001, \quad (10)$$

$$N_3 = (m / D_{\text{x}} + k_{\text{тр}} + 0,5 C D_{\text{x}}) u_{\text{рф}}^2 0,001, \quad (11)$$

де $p_{\text{нп}}$ – тиск рідини в гідросистемі до початку зрушення штока, МПа; $V_{\text{тр}}$ – об'єм рідини на ділянці від насоса до поршневих порожнин гідроциліндрів, включаючи рідину, що знаходиться в елементах гідросистеми, м³; $D_{\text{ш}}$ – час, що витрачається на зростання тиску рідини від початкового значення тиску до тиску зрушення штоків, с; E_p – модуль пружності рідини, МПа; A_1 – площа поршневої порожнини гідроциліндрів, мм²; $u_{\text{зр}}$ – швидкість штока гідроциліндрів, що визначається при відсутності втрат рідини у гідросистемі, за винятком втрат у насосі, м/с; $u_{\text{рф}}$ – фактична швидкість рівноприскореного руху штока гідроциліндра, м/с; m – приведена до штока гідроциліндра маса стрілового обладнання екскаватора-стенда, ковша й вантажу, кг; D_{x} – час, що витрачається на подальше зростання тиску рідини від зрушення штока до першого максимального стрибка тиску рідини, с; $k_{\text{тр}}$ – коефіцієнт в'язкого тертя, Па м с; C – жорсткість конструкції робочого обладнання, яка приведена до штоків гідроциліндрів стріли, Н/м.

Загальна потужність, що необхідна на зрушення штоків гідроциліндрів

$$N_{\text{сп}} = N_1 + N_2 + N_3. \quad (12)$$

Потужність сталого режиму роботи визначається за формулою

$$N_{\text{ст}} = R_{\text{н}} u_{\text{рф}}, \quad (13)$$

де $R_{\text{н}}$ – корисне навантаження, що сприймають гідроциліндри, кН.

На рис. 8 а і б показано загальний вигляд і кінематичну схему екскаватора-стенда.

Основними елементами екскаватора-стенда є стріла 1 трубчастого виконання, яка шарнірно з'єднана через проміжну центральну вставку 2, і рукоять 3 з ковшем 4. Навантаження від маси стріли 1, вставки 2, рукояті 3, ковша 4 і вантажу, розміщеного в ковші, сприймається двома паралельно з'єднаними гідроциліндрами 5. Рівняння потужності $f_d(u_i)$ для перехідного режиму при зрушенні поршня представлено в функції поточної швидкості

$$f_d(u_i) = a_N u_i^2 + b_N u_i + c_N, \quad (14)$$

де u_i – поточна швидкість переміщення штоків гідроциліндрів, м/с;
 $b_N = - p_{\text{нп}} A_1 0,001$, $c_N = (p_{\text{нп}}^2 V_{\text{тр}} 1000) / (D_{\text{ш}} E_p) + p_{\text{нп}} A_1 u_{\text{зр}} 0,001$,
 $a_N = (m / D_{\text{x}} + k_{\text{тр}} + 0,5 C D_{\text{x}}) 0,001$ – коефіцієнти рівняння (14).

Рівняння потужності $f_c(u_i)$ для сталого режиму роботи

$$f_c(u_i) = R_{\text{н}} u_i. \quad (15)$$

Задача пошуку u_i вирішується графоаналітичним шляхом. Якщо прирівняти рівняння (14) і (15), то отримаємо швидкість руху штока $u_{\text{рш}}$, при якій забезпечується близька рівність потужностей при зрушенні і сталому режимі

$$u_{до} = (0,5(- (b_N - R_i) - \sqrt{(b_N - R_i)^2 - 4 a_N \tilde{n}_N})) / a_N. \quad (16)$$

2. Загальний ККД гідросистеми БДМ. При проектуванні гідросистем за умови забезпечення близьких величин потужностей, необхідних на зрушення і на сталий режим роботи, для швидкості переміщення штока u_i , при навантаженні, що діє на шток гідроциліндра R_o (кН), розрахунковий робочий об'єм насоса Vkr (см³/об) становить

$$Vkr = (R_{ц} u_n h_{гм.н} 60) / (n_{ном} p_{ном} h_{пз.гс}), \quad (17)$$

де $h_{гм.н}$ – гідромеханічний ККД насоса, близький до 0,9; $n_{ном}$ – номінальна частота обертів вала насоса, об/хв; $p_{ном}$ – номінальний тиск в гідросистемі, МПа $h_{пз.гс}$ – проектне значення загального ККД гідросистеми, приймається не нижче 0,6...0,7.

Забезпечення умови близької рівності потужностей при зрушенні і сталому режимі роботи гідроциліндрів на стадії проектування гідросистем БДМ дозволяє підвищити її ККД у середньому на 10...15 %. Залежності для визначення загального ККД гідросистеми БДМ при забезпеченні цієї умови для основних стадій життєвого циклу наведено в табл. 3.

На етапі проектування гідросистеми за величиною загального ККД визначається якість впроваджених конструктивних рішень: на стадії приймальних випробувань – відповідність дотримання технології виготовлення, в умовах експлуатації – фактичний стан гідросистеми. Позначення в табл. 3 такі: $h_{п}$, $h_{в}$, $h_{с}$ – ККД гідросистеми на стадіях проектування, виробництва і експлуатації; Vk – робочий об'єм насоса, см³/об; n , n_m – частота обертів вала насоса, мотора, об/хв; Q_v – втрати рідини в насосі, дм³/с; $h_{гм.н}$ – гідромеханічний ККД насоса; s – контрольована відстань при переміщенні штока, м; $k_{тц}$, $k_{тм}$ – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя в з'єднаннях гідроциліндра і гідромотора; D – діаметр поршня гідроциліндра, мм; e – відношення діаметра штока до діаметра поршня; Z – кількість паралельно працюючих гідроциліндрів; p_i , p_1 , p_2 – тиск на виході насоса, на вході та виході гідроциліндра, відповідно, МПа; t_t , $t_{ф}$ – розрахунковий і фактичний час переміщення штоків на заданій відстані, що установлений теоретично і експериментально, с; u_t , $u_{ф}$ – швидкість переміщення штоків, що встановлена теоретично і експериментально, м/с; $Dp_{п}$, $Dp_{с}$ – втрати тиску на ділянці від насоса до робочої порожнини і на ділянці від неробочої порожнини гідроциліндра до масляного бака, МПа; $M_{ст.м}$ – статичний момент на валу гідромотора, Нм; $p_{1м(2м)}$, $p_{2м(1м)}$ – тиск рідин и на вході та виході гідромотора, МПа.

На підставі залежностей (табл. 3) для визначення загального ККД гідросистем в експлуатаційних умовах створено (рис. 13) макетний зразок комп'ютерного діагностичного комплексу.

У шостому розділі розглядається «Теоретичне обґрунтування основних показників гідромотора для БДМ, створеного на базі гідроциліндрів і клапанних розподільників».

1. Гідромотор і його циклограми в режимі «штовхай-тягни». Дослідження різних схемних рішень гідромоторів, створених з використанням силових гідроциліндрів, наведено на рис. 9.

Аналіз циклограм роботи двох і більше гідроциліндрів у складі гідромотора з різноманітними схемними включенням їх у гідросистему дозволив установити, що в процесі зміни напрямку руху штоків з прямого на зворотний хід і навпаки сумарні робочі площі гідроциліндрів суттєво відрізняються. Така відмінність площин призводить до нерівномірного обертання вала гідромотора і дії різних за величиною зусиль, що діють на штоки гідроциліндрів.

Показано, що цей недолік у роботі гідромоторів, створених при використанні трьох гідроциліндрів, усувається застосуванням відомої диференціальної схеми їх включення для забезпечення прямого ходу штока та звичайному підключенні для забезпечення зворотного ходу при співвідношенні діаметра штока до діаметра поршня, що дорівнює $e=0,707$ (рис. 9). При використанні двох гідроциліндрів в складі гідромотора встановлено інші співвідношення діаметра штока до діаметра поршня, які залежать від схеми з'єднання порожнин цих гідроциліндрів. Враховуючи наведене вище, мінімальна нерівномірність обертання вала гідромотора забезпечена на підставі розробки запропонованої здобувачем гідросистеми, в якій використаний клапанний розподіл потоків робочої рідини між порожнинами гідроциліндрів з кількістю їх не менше трьох (пат. 74601, Україна, 2006 р.).

2. Клапанний гідророзподільник в складі гідромотора. Гідромотори на базі гідроциліндрів з клапанним розподілом рідини мають високу герметичність. Завдяки цьому можна відмовитися від застосування в механізмах БДМ гальмових пристроїв, на керування якими витрачається значна енергія. Такі гідромотори дозволяють реалізувати гідросистеми з рекуперацією енергії при використанні їх у традиційних механізмах БДМ.

3. Загальний ККД гідромотора. Для гідромотора, створеного завдяки паралельній схемі з'єднання гідроциліндрів, механічний ККД встановлено з врахуванням того, що прямий хід штока виконується при подачі рідини в обидві порожнини гідроциліндрів, а зворотний – тільки в штокові порожнини. Розрахункові показники механічного ККД гідроциліндрів в складі гідромотора наведено в табл. 4.

Аналіз результатів (табл. 4) свідчить про можливість підвищення механічного ККД гідромотора на величину не менш ніж 0,021 шляхом зміни положення ущільнень на поршні. Збільшення кількості гідроциліндрів, що утворюють гідромотор, до п'яти зменшує ККД у середньому на 0,044 з урахуванням розміщення V-подібних ущільнень на поршні. При керуванні рухом штоків гідроциліндрів клапанними гідророзподільниками об'ємний ККД становить величину близьку до одиниці. Тому загальний ККД створеного гідромотора для БДМ може збігатися за величиною з його механічним ККД (табл. 4).

В дисертації для заміни традиційних гідромоторів новими, в основі яких використовуються силові гідроциліндри і клапанні гідророзподільники, наведено їх розрахункові дані для механізмів підйому вантажу і обертання поворотної платформи, зокрема, для крана TADANO та для механізмів БДМ, що переміщуються зі швидкістю до 36 км/год.

У сьомому розділі «Зниження зусилля тертя в з'єднаннях елементів гідросистем конус у циліндрі (або циліндр у конусі) на основі забезпечення рідинного змащення» досліджено питання теорії гідродинамічного і гідростатичного рідинного тертя для з'єднань елементів гідросистем. Розроблені і уточнені математичні моделі, які дозволяють встановити розподіл тиску рідини $p_{dk}, p_{dd}, p_d, p_s, p_{sk}, p_{dz}, p_{sz}$, по довжині (МПа) різних каналів, наведено в табл. 5.

Позначення (табл. 5) означають: π – динамічна в'язкість рідини, МПа·с; J_0 – швидкість переміщення поршня або штока, м/с; l, l_1 – довжина конфузороного (або дифузороного) і циліндричного каналу, відповідно, мм; h_0 – осесиметричний радіальний кільцевий канал у зоні мінімальної відстані між поверхнями конфузороно-дифузороного з'єднання, мм; ψ – параметр кінчної форми виконання поршня (напрямої втулки); $h_{k.min}, h_{k.max}, h_{d.min}, h_{d.max}$ – мінімальне і максимальне значення кільцевого конфузороного і дифузороного каналу, відповідно, мм; p_0, p_1, p_2 – тиск на вході та виході з'єднання, МПа, z – поточне значення довжини каналу, мм.

Поточні значення величини конфузороного h_k і дифузороного h_d кільцевих каналів (табл. 5) складають:

$$h_k = h_0 ((1 + (y m e_x \cos(q)) z) / l + e_e \cos(q)), \quad (18)$$

$$h_d = h_0 ((1 + (y m e_x \cos(q)) (l - z)) / l + e_e \cos(q)), \quad (19)$$

де e_x – відносний перекик поршня в гільзі циліндра (штока в напрямній втулці); e_e – відносний ексцентриситет.

Відмінністю епюр, що описують режим гідродинамічного змащення, від відомих раніше, є урахування дії вхідного кільцевого каналу на вихідний. При виводі рівнянь для визначення закономірностей розподілу тиску рідини по довжині каналів прийнято, що величина тиску рідини на границі мінімального зазору для обох кільцевих каналів (конфузорного і дифузорного) є однаковою та однаковою є еквівалентна висота каналів і ці показники в табл. 5 позначені зірочкою. Якісний вид епюр розподілу тиску рідини по довжині каналів, установлений на основі теоретичних досліджень, показано на рис. 10.

Конфузорно-дифузорні кільцеві канали забезпечують рідинне гідродинамічне змащення незалежно від напрямку руху. При гідростатичному змащенні в конфузорно-дифузорних кільцевих каналах, як установлено теоретично, величина центрувальної сили дорівнює нулю. Гідростатичне змащення застосовано для кільцевих каналів, показаних на рис. 10 б. В таких же каналах можливо забезпечити гідродинамічне змащення, але тільки для однієї з деталей такого з'єднання. На рис. 10 в показані рухомі з'єднання, що допускають спільне застосування гідродинамічного та гідростатичного змащення і мають найбільшу центрувальну здатність. На підставі рівнянь, що наведені у табл. 5, в дисертації визначені: величина центрувальної сили; зусилля, що витрачається на рідинне змащення; витрати робочої рідини через кільцевий канал в процесі забезпечення рідинного змащення.

Механічний ККД гідроциліндра при відсутності рідинного змащення в з'єднаннях поршень–гільза і шток-напрямна втулка і при використанні гідродинамічного або гідростатичного рідинного змащення в цих з'єднаннях, наприклад, для прямого ходу штока, визначається на основі залежностей:

$$h_{м. гц} = R_{ц} / (R_{ц} + R_{п} f_1 + R_{ш} f_2 + T_{уп} + A_1 (1 - e^2) p_{сл}), \quad (20)$$

$$h_{м. гц} = R_{ц} / (R_{ц} + T_{п. жт} + T_{ш. жт} + T_{уп} + A_1 (1 - e^2) p_{сл}), \quad (21)$$

де $R_{п}$, f_1 , $R_{ш}$, f_2 – радіальне навантаження (кН) і коефіцієнти тертя в з'єднаннях поршень–гільза і шток-напрямна втулка, відповідно; $T_{уп}$, $T_{п. жт}$, $T_{ш. жт}$ – сила тертя в ущільнювальних пристроях, у з'єднаннях поршень–гільза і шток-напрямна втулка, кН; $p_{сл}$ – тиск рідини в неробочій порожнині гідроциліндра, МПа.

Аналіз складових рівнянь (20) і (21) дозволив встановити, що $R_{п} f_1$, $R_{ш} f_2$ рівняння (20) перевищують на порядок складові $T_{п. жт}$, $T_{ш. жт}$ рівняння (21). Виходячи із цього, ККД гідроциліндра, розрахованого з використанням формули (21), більше, ніж за формулою (20). Зазначимо, що фактичні значення ККД гідроциліндрів визначаються експериментальним шляхом.

За участю здобувача розроблені конструкції гідроциліндрів із забезпеченням в їх з'єднаннях рідинного тертя, на які отримані а.с. № 1355811, № 1566140, № 1681091 і пат. 49331 України.

У восьмому розділі «Експериментальні дослідження» представлено підтвердження адекватності розроблених математичних моделей результатам експериментальних досліджень.

1. Дослідження ККД гідросистеми екскаватора-стенда. В його гідросистему входить: насос з приводом від електродвигуна 4А-100 Л6 Т1 потужністю 2,2 кВт, загальний ККД якого складає 0,81 при номінальній частоті обертів 950 хв⁻¹; насос типу Г12-32АМ з робочим об'ємом 16 см³/об і даними за величиною ККД – об'ємним 0,83;

гідромеханічним 0,843 та загальним 0,7 встановленими при кінематичній в'язкості рідини на рівні 30...35 мм²/с і при номінальних значеннях тиску і частоті обертів 960 хв⁻¹. В гідросистемі екскаватора-стенда використовувалась рідина марки МГ-30 при температурі 50 °С, в'язкість якої 30...35 мм²/с. Приведення в рух робочого обладнання екскаватора-стенда здійснювалося гідроциліндрами: діаметр поршня/штока 40/20 мм, максимальний хід штока 240 мм.

При дослідженнях величини ККД гідросистеми екскаватора-стенда комп'ютерним вимірвальним комплексом використовувались датчики тиску, які вмонтовувались на виході насоса, на вході і виході гідроциліндрів. Для реєстрації проходження штоком гідроциліндра заданої відстані використовувались кінцеві вимикачі, що розміщувались на шляху руху штока. При визначенні ККД традиційним способом використовувалась стандартна апаратура: тахометр електронний марки 7 ТЭ з фотоелектронним перетворювачем; зразковий ватметр Д 50043; термометр електричний ЕТП-М. Навантаження електродвигуна здійснювалося насосом, на виході якого встановлювався дросель-витратомір ДР-70 з контролем тиску рідини зразковим манометром.

Для встановлення впливу на частоту обертів $f(n_{\text{ел}})$ і потужність електродвигуна $f1(N_{\text{ел}})$ таких факторів, як тиск p і температура t робочої рідини був розроблений двофакторний ортогональний центральний композиційний план експерименту, завдяки якому стало можливим підвищити точність визначення ККД гідросистеми екскаватора-стенда. В результаті обробки плану експериментальних даних отримано поліноми у вигляді:

$$f(n_{\text{ел}}) = 992,88 - 5,442p + 0,088t - 0,181p^2 - 6,855 \cdot 10^{-4}t^2 + 0,023pt, \quad (22)$$

$$f1(N_{\text{ел}}) = 0,662 + 0,408p - 9,903 \cdot 10^{-3}t - 4,364 \cdot 10^{-3}p^2 + 4,699 \cdot 10^{-5}t^2 + 3,159 \cdot 10^{-4}pt. \quad (23)$$

Залежності (22) і (23) використовувались для зіставлення результатів визначення загального ККД екскаватора-стенда, встановлених комп'ютерним комплексом і стандартними засобами вимірювання. При використанні комп'ютерного комплексу отримано осцилограми зміни тиску в гідросистемі екскаватора-стенда, одну з яких представлено на рис. 11. Для цієї осцилограми встановлено характер зміни загального ККД гідросистеми і вказано величину його середнього значення. Результати таких досліджень наведено на рис. 12.

Розбіжність результатів оцінки швидкості переміщення штока, встановлених теоретичним (0,079 м/с) і виконаними експериментами (0,075 м/с), не перевищує 6 %. При співставленні засобів вимірювання загального ККД гідросистеми екскаватора-стенда комп'ютерним комплексом і стандартними приладами між ними виявлено відносну розбіжність, похибка яких не перевищує 18 %.

2. Підтвердження гіпотези, експеримент 1. Засоби вимірювання і результати експерименту, що отримані при дослідженнях процесу зрушення і при сталому режимі роботи гідроциліндрів гідросистеми керування стрілою екскаватора-стенда, наведено на рис. 13, 14 і 15. Величина першого закиду тиску на подолання сили тертя спокою в силовому гідроциліндрі, як встановлено теоретично, дорівнює 4,95 МПа, а за експериментальними даними (рис. 15) становить 4,2 МПа, розбіжність не більше 18 %. Потужність, що витрачається до початку зрушення й при зрушенні штока, тобто на стадії першого закиду тиску рідини, залежність (12), становить величину $N_{\text{сп}} = 0,548$ кВт, а потужність сталого режиму роботи гідроциліндра, формула (13), становить $N_{\text{ст}} = 0,52$ кВт. Розбіжність між зазначеними потужностями не перевищує 6 %. Таким чином, гіпотезу про

досягнення близькості потужностей зрушення і сталого режиму роботи, завдяки забезпеченню відповідних параметрів на стадії зрушення поршня, підтверджено.

Експеримент 2. На основі експериментальних досліджень у відомій науковій літературі показано близькість потужності, що витрачається на зрушення вантажу в момент початку його підйому при досягненні максимального зусилля в канаті до потужності сталого режиму роботи вантажопідйомного механізму крана. Ця умова забезпечена за рахунок збільшення тривалості часу в період до початку зрушення і при збільшенні тривалості часу на зрушення вантажу при його підйомі.

3. Дослідження втрат тиску в клапанному розподільнику. Як показують дослідження для клапанного гідророзподільника втрати тиску рідини становлять величину близьку до 0,05 МПа, а для золотникового гідророзподільника – 0,25...0,3 МПа. Із цього можна зробити висновок про те, що при відсутності практично внутрішніх втрат рідини в клапанному гідророзподільнику у нього більш ніж п'ятикратне зменшення втрат тиску в процесі роботи в порівнянні з золотниковим гідророзподільником.

4. Дослідження гідромотора. Підтвердження теоретичних залежностей, на основі яких створений гідромотор, до складу якого входять силові гідроциліндри і клапанні гідророзподільники та визначення рівня коливання тиску рідини, результати яких базуються на експериментальних дослідженнях, що виконані у Полтавському національному технічному університеті ім. Ю. Кондратюка.

5. Дослідження рідинного тертя в рухомих з'єднаннях елементів гідросистем. На рис. 16 *a* і *б* наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень розподілу тиску рідини в кільцевому конфузorno-циліндричному каналі, створеному між поршнем та гільзою циліндра. Результати теоретичних досліджень, що наведені на рис. 16 *a*, отримані здобувачем і позначені як P_d , результати з позначенням P_k є відомими з наукових джерел. При порівнянні графіків розподілу тиску рідини стосовно виконаних досліджень у відношенні до відомих з наукової літератури встановлено, що для перших досліджень максимальний рівень тиску рідини (рис. 16 *a*) перебуває не в зоні мінімального зазору, а зміщується убік конфузornoного кільцевого каналу і характеризується дещо меншим рівнем тиску рідини по довжині конфузorno-циліндричного кільцевого каналу. У точках дії максимальної величини тиску рідини по довжині поршня при відносних ексцентриситетах положення поршня в циліндрі, рівних 0,9, 0,7 і 0,3 з позначенням (рис. 16 *a*) цифрами 9, 7 і 3, розбіжність між наведеними даними становить від 18 % до 4 %, відповідно. На рис. 16 *б* представлено результати експериментів, відомих з літератури (штрихова лінія), та результати теоретичних розрахунків (крапкова лінія), які встановлені при швидкості руху штока гідроциліндра 0,235...0,24 м/с при дії на поршень радіального навантаження (позначеного цифрами 1 і 2), зокрема, 1591 Н – 1; 860 Н – 2. Розбіжність між ними не перевищує 15 %. Центрувальна сила, що встановлена теоретично, за величиною розбіжності співпадає з результатами відомими з наукової літератури, які характеризують розподіл тиску рідини по довжині поршня.

6. Загальний ККД гідросистеми екскаватора при копанні ґрунту рукояттю. Для гідросистеми екскаватора ЭО-3322А з найбільш навантаженим гідроциліндром керування рукояттю встановлений загальний ККД гідросистеми при використанні різних вхідних параметрів (ДВЗ або насоса), зокрема:

$$\text{– ДВЗ} \quad h_{pm}(s) = (p(s) v_{ш}(s) \rho D^2 3,6) / (4 G_{п} I_{п} h_{дв} h_{po}), \quad (24)$$

$$\text{– насос} \quad h_{gm}(s) = (p(s) v_{ш}(s) \rho D^2 h_{двз} 60) / (4 p_{ном.н} V k n h_{н.з} h_{po}). \quad (25)$$

Характер розподілу тиску рідини $p(s)$ при вимірюванні його в (МПа) і швидкості штока $v_{ш}(s)$ - (м/с) по довжині s гільзи циліндра прийняті на підставі відомих даних з наукової літератури. При використанні реальних даних для екскаватора ЭО-3322А і при їх

підстановці в рівняння (24) і (25) отримано результати розрахунків загального ККД гідросистеми в залежності від положення поршня по довжині гільзи циліндра. Для визначення розбіжностей між залежностями (24) і (25) розраховувалось інтегруванням їхнє середнє значення, яке, відповідно, складає $h_{p_{cp}} = 0,234$; $h_{g_{cp}} = 0,203$. Якщо за базу прийняти загальний ККД гідросистеми, встановлений на основі (24), то розбіжність між (23) і (24) складатиме не більше 14 %. Розбіжність між теоретичним ККД гідросистеми екскаватора і експериментальними даними не перевищує 8 %.

У додатку наведено результати визначення економічної ефективності БДМ за рахунок удосконалення силових передач і результати впровадження розробок у виробництво, навчальний процес і для виконання наукових досліджень. Впровадження нових наукових і технічних розробок вдосконалює гідросистему і, завдяки цьому підвищується цикловий ККД ОМС, та відповідно підвищується продуктивності БДМ і знижуються неефективні витрати палива при роботі ДВЗ. На основі підвищення циклового ККД встановлено річний економічний ефект обумовлений ростом продуктивності БДМ і зменшенням неефективних витрат палива в процесі роботи ДВЗ.

ВИСНОВКИ

1. У дисертації на основі аналітичного огляду літератури встановлено важливу науково-прикладну проблему, яка полягає в дослідженнях впливу стану гідросистеми БДМ на продуктивність і витрати палива через закономірності зміни циклового ККД системи ОМС і визначення діапазону ефективності роботи гідросистеми за величиною граничного значення загального ККД. Удосконалювання елементної бази, засобів і методів діагностування гідросистем БДМ приводить до зниження неефективних витрат палива і одночасно до підвищення продуктивності БДМ, що є вирішенням прикладної проблеми.

2. Встановлено теоретичним і експериментальним шляхом найбільш значущі чинники, що впливають на тривалість робочого циклу, відповідно, на продуктивність і втрати палива в процесі роботи екскаватора до яких відносяться: кут повороту робочого обладнання на розвантаження ковша; об'ємний ККД гідросистеми. Збільшення кута повороту робочого обладнання від 45° до 180° при незмінному об'ємному ККД для неповноповоротного екскаватора призводить до зростання тривалості циклу на 29 ... 31 % і до зниження продуктивності роботи екскаватора до 30 % і на таку величину неефективних витрат палива, оскільки коефіцієнт $k_{вч}$ безпосередньо входить до складу циклового ККД системи ОМС.

Слід зазначити, що об'ємний ККД гідросистеми залежить від терміну експлуатації екскаватора, а це приводить до необхідності: розробки бортової апаратури з метою своєчасної оцінки її стану; встановлення граничного та фактичного значень загального ККД гідросистеми і визначення, на цій основі її залишкового ресурсу роботи.

3. Уперше для системи ОМС у структурі циклового ККД екскаватора встановлено розподілення величин втрат енергії його складовими у відсотках, зокрема: ДВЗ – 24,37; гідросистема – 30,87; шарніри робочого обладнання – 4,06; копання ґрунту робочим органом (рукояттю) – 9,54; додаткові механізми, що використовуються для завершення робочого циклу – 31,15. Таким чином, втрати енергії залежать в основному від стану ДВЗ (24,37 %), стану гідросистеми (30,87 %) і від рівня використання механізмів упродовж робочого циклу екскаватора (31,15 %). Виявлено три найбільш значимими чинники, які за рівнем втрат палива перевищують 85 % і визначають напрямки подальших робіт, спрямованих на енергозбереження.

4. Вперше, на основі імітаційних моделей із прийнятими закономірностями змінення загального ККД гідросистеми БДМ у структурі циклового ККД, отримано для

системи ОМС моделі, які дозволяють визначати граничне зниження загального ККД і часу напрацювання гідросистеми БДМ за умови досягнення ними свого мінімального значення. При використанні гідросистемою екскаватора 95 % потужності ДВЗ та лінійному змінні циклового ККД системи ОМС допускається зниження загального ККД гідросистеми становить 0,04 – при початковому значенні ККД 0,24 або допускається 0,125 – при початковому 0,7, що становить не більше 17 % від рівня початкового значення ККД гідросистеми. Отриману величину запропоновано прийняти як нормативно допустиме значення.

Зниження ККД гідросистеми екскаватора від початкового значення на величину 0,04 можливо досягти при напрацюванні, наприклад, за лінійним, сповільненим параболічним або сповільненим експонентним законами за 0,8; 2,6 або 4,7 років. Установлення реальних закономірностей зниження ККД залежно від напрацювання гідросистеми може бути забезпечено на основі застосування бортової діагностичної апаратури, постійно підключеної до гідросистеми і пристосованої для реєстрації результатів згідно з певним алгоритмом, наприклад, шляхом модернізації створеного комп'ютерного макетного вимірювального комплексу.

При використанні 50 % потужності трансмісією, а решту – гідросистемою при незмінних інших складових при лінійному зростанні втрат ККД граничне зниження ККД гідросистеми становить величину 0,055 при початковому ККД 0,24, а величина 0,21 встановлена при початковому ККД, значення якого складало 0,7. Установлено, що при зменшенні рівня використання потужності гідросистемою від ДВЗ із 95 % до 45 % граничне значення ККД гідросистеми складає величину до 30 % від початкового значення ККД, що обумовлено меншим впливом гідросистеми на процес зниження продуктивності БДМ і зростання неефективних витрат палива.

5. Розроблено математичну модель з врахуванням закономірностей зміни в'язкості робочої рідини заданої марки, що використовується у гідроприводі БДМ, яка представляється у вигляді об'єкта системи і забезпечує встановлення взаємозв'язку змінних значень діаметрів трубопроводу і загального ККД гідросистеми (вхід і вихід системи) та на цій основі дозволяє визначити величину раціонального діаметра трубопроводу гідросистеми.

6. Аналітично та експериментально підтверджено гіпотезу про близькість потужностей, що витрачаються для здійснення зрушення та сталого режиму роботи поршня в гідроциліндрі за рахунок забезпечення відповідної швидкості поршня (або часу на зрушення). На підставі використання цієї гіпотези створено методіку для розрахунку і проектування гідросистем БДМ, що дозволяє підвищити її загальний ККД на 10...15 % і, відповідно, продуктивність та зменшити неефективні витрати палива на таку ж величину.

7. На базі підтвердженої гіпотези вдосконалено математичні моделі для розробки експериментально-теоретичного методу для вимірювання загального ККД і часу напрацювання гідросистеми в експлуатаційних умовах. Створений макетний вимірювальний комплекс, який у порівнянні зі стандартними приладами, забезпечує скорочення вимірювання величини загального ККД гідросистеми у 30 разів (1 хв і 30 хв відповідно). Рекомендується отримане значення ККД гідросистеми на етапі завершення обкатки машини прийняти у вигляді паспортного.

8. Вперше розроблено експериментально-теоретичний метод для визначення залишкового ресурсу роботи гідросистем БДМ. Рекомендується залишковий ресурс за величиною ККД і часом напрацювання визначати (для кожного параметра окремо, зокрема, ККД і часу напрацювання) як різницю між фактичними їх значеннями, встановленими шляхом вимірювання з використанням створеного комп'ютерного комплексу, і значеннями граничних величин цих же параметрів, отриманими при

імітаційному моделюванні. Це дозволяє перейти до виконання технічного обслуговування і ремонту за станом, замість планових обслуговувань.

9. Удосконалено клапанну систему керування силовими гідроциліндрами, що є складовою гідромотора із забезпеченням для гідроциліндрів співвідношення між діаметрами штока і поршня, яке складає 0,707. Така конструкція гідромотора є ремонтпридатною, володіє пристосуванням до рекуперації енергії (наприклад, при опусканні вантажу лебідкою) і може використовуватися в механізмах повороту, підйому вантажу та пересуванні БДМ без застосування гальмових пристроїв в робочому режимі та редукторів (використання гідромотора представлено на прикладі крана TADANO вантажопідйомністю 63 тонни – Японія).

10. Уточнено математичні залежності для визначення радіальних навантажень, сил тертя в рухомих з'єднаннях гідроциліндрів і їх загального ККД у складі гідромоторів та математичні залежності для визначення величин гідростатичного і гідродинамічного рідинного тертя. Гідродинамічна центрувальна сила підвищена більш ніж на 28 %, що дозволяє збільшити ККД гідроциліндрів і гідросистеми в цілому.

11. Впровадження наукових рішень і технічних розробок у гідросистеми БДМ дозволяє підвищити її загальний ККД і, відповідно, цикловий ККД системи ОМС. Так, для екскаватора ЭО-3322А з потужністю двигуна 55 кВт при збільшенні загального ККД гідросистеми тільки на 5 % величина річного ефекту від підвищення продуктивності роботи і економії палива становитиме майже 30500 грн.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Ремарчук Н.П. Оценка качества гидросистем машин на основе определения коэффициента полезного действия / Н.П. Ремарчук // Автомобильный транспорт. Серия: Совершенствование машин для земляных и дорожных работ. Сб. научн. тр., Вып. 5. – Харьков: ХГАДТУ. 2000. – С. 156-159.
2. Ремарчук Н.П. Компьютерная оценка состояния гидропривода строительных и дорожных машин по КПД / Н.П. Ремарчук // Вестник ХГАДТУ. Сб. научн. тр., Вып. 15-16. – Харьков: ХНАДУ. – 2001. – С. 166-168.
3. Ремарчук Н.П. Снижение энергопотерь в гидросистемах машин при обеспечении жидкостного трения в сопряжениях гидроцилиндров / Н.П. Ремарчук // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научн. тр., Вып. 129. Ч.2.1. Технологии в машиностроении. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2001. 2 С. 150-160.
4. Ремарчук Н.П. Диагностирование, прогнозирование ресурса и определение эффективности гидропривода МЗР с использованием его общего КПД / Н.П. Ремарчук // Вестник НТУ Украины «КПИ». Вып. 42, Т.1. – К.: ММИ НТУУ «КПИ». – 2002. – С. 197-201.
5. Ремарчук М.П. Визначення загального ККД гідросистеми машини на етапі проектування / М.П. Ремарчук // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2003. – №1. – С. 20-24.
6. Ремарчук Н.П. Экспериментальные исследования жидкостного трения в подвижном сопряжении шток-направляющая втулка / Н.П. Ремарчук, В.А. Держинский // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки (Машинобудування). – Суми: СумДУ. – 2003. – №13(59). – С. 27-31 (постановка, проведення досліджень і обґрунтування висновків).
7. Ремарчук М.П. Визначення оптимальних параметрів насоса і гідроциліндра системи управління робочим обладнанням ПТДМ / М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва, – Харків: ХДТУБА. – 2004. – Вип. 25. – С. 143-150.

8. Ремарчук М.П. Визначення стану гідросистем мобільних машин по рівню зниження коефіцієнта корисної дії / М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва, – Харків: ХДТУБА. – 2004. – Вип. 28. – С. 146-156.
9. Ремарчук М.П. Визначення загального ККД гідросистеми екскаватора-стенда за результатами вимірювання впливових параметрів / М.П. Ремарчук, В.І. Калмиков, І.М. Федоренко // Автомобільний транспорт. Сб. науч. тр., – Харьков: ХНАДУ. – 2004. – Вип. 15. – С. 35-37 (постановка, проведення досліджень і обґрунтування висновків).
10. Ремарчук М.П. Енергозбереження в системах управління робочим обладнанням підйомно-транспортних і дорожніх машин / М.П. Ремарчук // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ. – 2004. – №2(4). – С. 7-12.
11. Ремарчук М.П. Визначення оптимальної швидкості штока гідроциліндра на етапі проектування гідросистем мобільних машин / М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва, – Харків: ХДТУБА. – 2004. – Вип. 29. – С. 112-116.
12. Ремарчук М.П. Підвищення рівня використання дорожніх машин при зменшенні енерговитрат в гідросистемах управління робочим обладнанням / М.П. Ремарчук // Автомобільні дороги і дорожнє будівництво. Наук. техн. зб., – К.: НТУ. – 2004. – Вип. 72. – С. 148-154.
13. Ремарчук М.П., Молякко В.І., Федоренко І.М. Визначення використаної гідроциліндрами потужності при підйомі стріли екскаватора-стенда / М.П. Ремарчук, В.І. Молякко, І.М. Федоренко // Вестник ХНАДУ, ⚭ Харьков: ХНАДУ. ⚭ 2004. – Вип. 27. ⚭ С. 176-180 (постановка і проведення досліджень, обґрунтування висновків)
14. Ремарчук М.П. Зменшення тертя в елементах гідросистем мобільних машин на основі теорії рідинного змащення / М.П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. ⚭ Харьков: Технологический центр. ⚭ 2005. ⚭ №3/2 (15). ⚭ С. 28-32.
15. Ремарчук М.П. Зниження енерговитрат в гідросистемах самохідних кранів на основі уніфікації їх комплексних модулів / М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва, – Харків: ХДТУБА. – 2005. – Вип. 32. – С. 111-128.
16. Ремарчук М.П. Розробка і використання діагностичного комплексу для визначення стану гідросистем мобільних машин в умовах експлуатації / М.П. Ремарчук, І.М. Федоренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. ⚭ Харьков: Технологический центр. ⚭ 2005. ⚭ №4/2 (16). ⚭ С. 64-68 (постановка, проведення досліджень і обґрунтування висновків).
17. Ремарчук М.П., Застосування гідродинамічного і гідростатичного змащення у рухомих з'єднаннях гідроциліндрів мобільних машин / М.П. Ремарчук, В.В. Нічке // Вестник ХНАДУ. Сб. научн. тр., – Харьков: ХНАДУ. – 2005. – Вип. 28. – С. 32-35 (розробка конструкцій, обґрунтовано впровадження наукових рішень для практичного використання).
18. Ремарчук М.П. Зниження енерговитрат в механізмах переміщення мобільних машин / М.П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. ⚭ Харьков: Технологический центр. ⚭ 2005. ⚭ №5/1 (17). ⚭ С. 86-92.
19. Ремарчук М.П. Підвищення ККД гідросистем дорожніх машин / М.П. Ремарчук // Вестник ХНАДУ. Сб. научн. тр., – Харьков: ХНАДУ. – 2005. – Вип. 30. – С. 149-151.
20. Ремарчук М.П. Вдосконалення методики визначення гранично допустимого рівня зниження загального ККД гідросистем мобільних машин / М.П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. ⚭ Харьков: Технологический центр. ⚭ 2005. ⚭ №6/2 (18). ⚭ С. 172-181.
21. Ремарчук М.П. Визначення параметрів гідроциліндра як складового елемента гідромотора модульної конструкції / М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва, – Харків: ХДТУБА. – 2005. – Вип. 34. – С. 156-162.

22. Ремарчук М.П. Визначення оптимального діаметра трубопроводу гідросистем мобільних машин на стадії проектування / М.П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. ⚭ Харьков: Технологический центр. ⚭ 2006. ⚭ №1/2 (19). ⚭ С. 54-59.
23. Ремарчук М.П. Гідромеханічний і загальний ККД «гідромотора-колесо» механізму переміщення тихохідної машини / М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва, ⚭ Харків: ХДТУБА. ⚭ 2006. – Вип. 35. ⚭ С. 174-183.
24. Ремарчук М.П. Клапанний гідророзподільник для гідросистем управління робочим обладнанням мобільних машин / М.П. Ремарчук, М.М. Федоренко, І.М. Федоренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. ⚭ Харьков: Технологический центр. ⚭ 2006. ⚭ №2/1 (20). ⚭ С. 39-47 (розробка конструкцій, обґрунтовано впровадження наукових рішень для практичного використання).
25. Ремарчук М.П. Вантажопідійомна лебідка стрілового самохідного крана / М.П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. ⚭ Харьков: Технологический центр. ⚭ 2007. ⚭ №3/1 (27). ⚭ С. 33-38.
26. Ремарчук М.П. Обґрунтування ефективності роботи механізму підйому вантажу стріловими кранами / М.П. Ремарчук // Вестник ХНАДУ. Сб. научн. тр., – Харьков: ХНАДУ. – 2007. – Вып. 38. – С. 95-100.
27. Назаров Л.В. Цикловий ККД як енергетичний показник робочого процесу будівельних і дорожніх машин / Л.В. Назаров, М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва, ⚭ Харків: ХДТУБА. ⚭ 2008. – Вип. 45. ⚭ С. 142-153 (математичне обґрунтування дослідження).
28. Назаров Л.В. Робочий цикл будівельно-дорожніх машин з регульованим і нерегульованим насосами / Л.В. Назаров, М.П. Ремарчук // Науковий вісник будівництва, ⚭ Харків: ХДТУБА. ⚭ 2008. – Вип. 48. ⚭ С. 128-135 (постановка і обґрунтування дослідження).

Патенти

29. Пат. 74044 Україна, МКВ G 01 L 3/26. Спосіб визначення загального коефіцієнта корисної дії гідроприводу мобільних машин / М.П. Ремарчук, В.В. Нічке, О.І. Жинжера, А.Д. Серіков, В.В. Завертаний (Україна); заявник ХНАДУ. – № 2003087896; Заявл. 21.08.2003; Опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10. – 12 с. (обґрунтовано спосіб визначення ККД гідросистеми).
30. Пат. 74601 Україна, МКВ E 21 C 29/02; E 21 C 31/00; B 65 G 23/04. Гідромеханічний привід гірничої машини / М.П. Ремарчук, І.Г. Кириченко, А.П. Нестеров, Г.В. Висоцький, А.В. Леусенко, О.С. Гуленко (Україна); заявник ХНАДУ. – № 2003065556; Заявл. 17.06.2003; Опубл. 16.01.2006, Бюл. № 1. – 5 с. (обґрунтовано систему управління гідроциліндрами, що входять у склад гідромотора).

АНОТАЦІЯ

Ремарчук М.П. *Енергозберігаючі силові передачі будівельно-дорожніх машин.* – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт. Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, 2008.

Дисертація присвячена вирішенню проблеми зростання продуктивності та зниження неефективних витрат палива в робочому циклі БДМ на основі удосконалення

силових передач і, зокрема, їх гідросистем за рахунок підвищення циклового ККД системи ОМС. Дослідженнями встановлено математичні моделі для визначення: загального ККД гідросистем БДМ на всіх стадіях життєвого циклу; раціонального діаметра трубопроводу гідросистем БДМ при їх проектуванні як об'єкта системи. Розроблено експериментально-теоретичний метод і створено макетний комп'ютерний комплекс для вимірювання загального ККД, часу напрацювання та визначення залишкового ресурсу роботи гідросистем БДМ. Отримано імітаційні моделі для визначення граничних величин ККД і часу напрацювання, завдяки яким встановлюється діапазон ефективного використання гідросистем БДМ в умовах експлуатації. Уточнено математичні моделі, які характеризують процес рідинного змащення в рухомих з'єднаннях деталей гідроциліндрів та гідророзподільників. Запропоновано і доведено гіпотезу про близькість потужностей, одна з яких витрачається на зрушення поршня гідроциліндра, а інша – на забезпечення його сталого режиму роботи. Удосконалено систему управління клапанними розподільниками і гідроциліндрами, які здатні функціонувати в складі гідромотора різних механізмів БДМ.

Ключові слова: будівельні і дорожні машини, паливо, продуктивність, неефективні втрати, силова передача, коефіцієнт корисної дії, модель, ресурс.

АННОТАЦІЯ

Ремарчук Н.П. *Энергосберегающие силовые передачи строительно-дорожных машин.* – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.04 – машины для земляных, дорожных и лесотехнических работ. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков, 2008.

Диссертация посвящена решению проблемы повышения производительности и снижения неэффективного расхода топлива в рабочем цикле СДМ на основе совершенствования силовых передач и, в частности, их гидросистем путем увеличения циклового КПД системы ОМС. При использовании системных исследований, методов имитационного моделирования разработаны: математические модели определения общего КПД гидросистемы для основных стадий жизненного цикла; экспериментально-теоретический метод и макетный компьютерный измерительный комплекс для определения величины общего КПД гидросистемы; имитационные модели, позволяющие определять диапазон эффективной работы гидросистемы при снижении общего КПД от начального до граничного значения. Создан экспериментально-теоретический метод определения остаточного ресурса работы гидросистемы, который позволяет перейти к выполнению технических обслуживаний и ремонтов по состоянию, вместо плановых обслуживаний и ремонтов.

Разработана математическая модель, предназначенная для определения рационального диаметра трубопровода гидросистемы СДМ на стадии ее проектирования, учитывающая изменение вязкости рабочей жидкости в широком диапазоне в зависимости от окружающей среды, особенностей нагружения гидросистемы и многих других факторов. Предложена и подтверждена гипотеза о близких величинах мощностей, одна из которых определяется на этапе страгивания поршня гидроцилиндра (вала гидромотора), а вторая определяется при установившемся режиме работы, что позволяет достичь при проектировании и изготовлении увеличения общего КПД гидросистемы СДМ на 10...15 %. Уточнены математические модели, позволяющие определить закономерность распределения давления по длине каналов сопряжения, центрирующую силу, силу

жидкостного трения для гидродинамической и гидростатической смазки в сопряжениях гидроцилиндров и гидрораспределителей.

Усовершенствована система управления клапанными гидрораспределителями и гидроцилиндрами, способными функционировать в составе гидромоторов для привода механизмов СДМ. Обеспечивая соответствующее соединение полостей гидроцилиндров и соблюдая соотношение между диаметром штока и поршня, равным 0,707, реализуется условие близкого равенства усилия и скорости перемещения штока при прямом и обратном ходе, чем достигаются минимальные размеры диаметров поршня и штока гидроцилиндров, входящих в состав данного гидромотора. Механизмы с такими гидромоторами обладают такими же функциональными возможностями, что и традиционные механизмами. При этом у первых из состава механизмов можно исключить редуктор и тормозное устройство.

Ключевые слова: строительные и дорожные машины, неэффективные потери, силовая передача, коэффициент полезного действия, модель, ресурс.

ABSTRACT

Remarchuk M.P. *Energy-efficient powertrains for road construction machines.* – Manuscript.

Thesis for the academic degree of Doctor of Engineering Sciences in speciality 05.05.04. - Earthmoving, road and forestry machines. - Kharkiv National Automobile and Highway University, 2008.

The thesis is concerned with solving the problem of raising the power and decreasing inefficient fuel losses during the working cycle of a road construction equipment (RCE) on the basis of improving powertrains and specifically their hydraulic systems at the expense of cyclic efficiency factor of operator-machine-operating environment system (OMOE system). As a result of the investigations, mathematical models have been elaborated for determining: general efficiency factor for all RCE hydraulic systems at all stages of their lifecycle; a rational diameter of RCE hydraulic system mains when they are designed as the object of the system. A combined experimental-and-theoretic method for measuring general performance, and for determining both RCE hydraulic system running hours under loading and residual running hours. Simulation models have been obtained to determine running hours and marginal values of performance, due to which the range of effective utilization of RCM hydraulic systems under service conditions is identified. The mathematic models describing liquid lubricating in movable joints of hydraulic cylinders and control valves have been specified. A hypothesis on similar nature of powers one of which is spent on starting the hydraulic cylinder piston, and the other one provides its continuous motion has been proposed and proved. The control system for valve distributors and hydraulic cylinders that are parts of the motor group in various road construction equipment has been improved.

Key words: construction and road machines; fuel; performance; inefficient losses; wertrain; efficiency factor; model; resource.