

Міністерство освіти і науки України
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

МУСІЙКО ВОЛОДИМИР ДАНИЛОВИЧ



УДК 621.879.4

**НАУКОВІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ
МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ**

05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2017

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі дорожніх машин Національного транспортного університету Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
ХМАРА Леонід Андрійович,
ДВНЗ «Придніпровська державна академія
будівництва та архітектури»,
завідувач кафедри будівельних і дорожніх машин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
КРАВЕЦЬ Святослав Володимирович,
Національний університет водного господарства
та природокористування, завідувач кафедри
будівельних, дорожніх, меліоративних,
сільськогосподарських машин та обладнання;

доктор технічних наук, професор
КИРИЧЕНКО Ігор Георгійович,
Харківський національний автомобільно-
дорожній університет, професор кафедри
будівельних і дорожніх машин;

доктор технічних наук, професор
СУКАЧ Михайло Кузьмич,
Київський національний університет будівництва
і архітектури, професор кафедри будівельних
машин.

Захист відбудеться «25» травня 2017 р. о 13⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.01 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Автореферат розісланий «21» квітня 2017 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради,
к.т.н., доцент



Р.В. Смолянук

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми, науково-технічна проблема. Українські магістральні трубопроводи мають розгалужену мережу та високу пропускну здатність. Вони експлуатуються в єдиному технологічному комплексі і мають можливість нівелювати аварійні ситуації на трубопроводах навіть за межами країни. На сьогоднішній день має місце ситуація, коли робота газотранспортної системи Європи неможлива без трубопровідної системи та найбільших в Європі підземних газосховищ України, об'єднаних в єдиний комплекс.

Працездатність та безаварійна експлуатація лінійної частини магістральних трубопроводів суттєво залежать від своєчасного виконання на трубопроводах необхідних ремонтних робіт. Проблема капітального ремонту трубопроводів актуальна в різних країнах світу, адже практично одночасно побудовано сотні тисяч кілометрів магістральних трубопроводів (тільки в Україні налічується близько 40 тис. км газопроводів та 5 тис. км нафтопроводів). Гарантовані терміни безпечної експлуатації трубопроводів 25...33 роки. Для їх переважної більшості цей термін вичерпано на 60...70 %, внаслідок чого проблема забезпечення безаварійної експлуатації постала в повній мірі. Рішення проблеми можливе терміновою заміною зношених труб новими, або шляхом виконання швидкісного і якісного капітального ремонту трубопроводів, що в 2...2,5 рази дешевше і швидше.

Технології, коли земляні роботи по відкриттю трубопроводів здійснюються бульдозерами і однокішшевіми екскаваторами з наступним підйомом труби з ґрунтового ложа за допомогою трубоукладачів малопродуктивні, високозатратні та можуть спричинити виникнення аварійних ситуацій з важкими наслідками. Темпи виконання земляних робіт в процесі капітального ремонту магістральних трубопроводів суттєво нижчі за темпи виконання ремонту самої труби.

Створення нових спеціальних технічних засобів високої продуктивності і розробка на цій основі нової технології швидкісного виконання ремонтних робіт повинні забезпечити проведення ремонтів нафто- та газопроводів без підйому труби з ґрунтового ложа. Зважаючи на те, що найбільш стримуючим фактором виконання ремонтних робіт на трубопроводах є низькі темпи виконання земляних робіт, першочерговою є потреба створення нових високопродуктивних спеціальних землерийних машин безперервної дії відповідного технологічного призначення. Їх створення та використання має забезпечити без підйому труби відносно лінії вихідного залягання паритет та необхідні швидкості виконання регламентних технологічних операцій ремонту трубопроводів прокладених, в тому числі, в липких, суглинистих та глинистих ґрунтах, на місцевості пересіченого рельєфу, на прямих та криволінійних ділянках траси.

В роботі розглянуто і вирішено **наукову проблему** забезпечення виконання безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів швидкісним методом, шляхом усунення невідповідності темпів виконання земляних робіт темпам виконання ремонтних робіт на трубопроводах та необхідності їх підйому в процесі ремонту.

В результаті вирішено важливе народно-господарське завдання збільшення в 5...7 разів продуктивності виконання земляних та ремонтних робіт під час проведення капітального ремонту магістральних трубопроводів і підвищення на порядок рівня безпеки виконання ремонтних робіт.

Можна стверджувати, що розробка наукових основ створення спеціальних землерийних машин безперервної дії для швидкісного виконання земляних робіт в процесі безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів є актуальним завданням сучасного землерийного машинобудування.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Наукові дослідження дисертаційної роботи виконано у відповідності до наукових напрямків та завдань державних науково-технічних програм: «Енергетична стратегія розвитку України на період до 2030 року» (Постанова Кабінету Міністрів України №145-р від 15 березня 2008 р.), «Концепція розвитку, модернізації та переоснащення газотранспортної системи України на 2009–2015 роки» (Постанова Кабінету Міністрів України №1417-р від 21 жовтня 2009 р.), Міждержавної російсько-української науково-технічної програми «Високонадійний трубопровідний транспорт», темам науково-дослідних робіт філії «Придніпровські магістральні трубопроводи» ВАТ «Укртранснафта» 1994–2004 рр., держбюджетним та господарським темам науково-дослідних робіт Національного транспортного університету «Дослідження та створення змінного обладнання до землерийних машин для виконання капітального, або аварійно-відновлюваного ремонту трубопроводів в складних ґрунтових умовах» (№ держреєстрації 0111U000090) 2009 р.; «Проведення випробувань змінного обладнання до екскаватора для ущільнення та підкопування ґрунту під магістральними трубопроводами» (№ держреєстрації 0111U006796) 2010 р., «Створення та дослідження робочого та ходового обладнання дорожніх та землерийних машин з метою підвищення їх продуктивності, надійності роботи, зниження металоємкості, терміну проектування, удосконалення методів технічної експлуатації» (№ держреєстрації 0112U003288) 2015 р.

Мета дослідження. Підвищення ефективності ведення земляних робіт під час капітального ремонту магістральних трубопроводів створенням спеціальних землерийних машин безперервної дії на базі встановлених закономірностей взаємодії їх робочих органів з ґрунтовим середовищем та сформованих основ позиціонування машин відносно трубопроводу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **завдання**:

1. Виконати аналіз сучасного технічного стану магістральних нафто- та газопроводів країни, технічних можливостей машин для виконання земляних робіт в процесі ремонту, визначити причини і стримуючі фактори підвищення темпів ведення земляних робіт під час виконання ремонту трубопроводів.

2. Визначити шляхи вирішення науково-технічної проблеми невідповідності темпів виконання земляних та ремонтних робіт в процесі капітального ремонту трубопроводів з одночасним підвищенням рівня безпеки виконання робіт.

3. Розробити основні наукові положення теорії створення спеціальних землерийних машин безперервної дії шляхом визначення та використання

аналітичних закономірностей синтезу конструкцій машин і механізмів для швидкісного безпідйомного капітального ремонту трубопроводів та алгоритмів їх позиціювання та керування під час роботи на прямих та криволінійних ділянках траси без передачі навантажень на трубу.

4. Встановити сутність основ поєднання під час роботи ланцюгово-балкових та фрезерно-роторних робочих органів землерийних машин безперервної дії процесів копання ґрунту з традиційними швидкостями різання ґрунту та розвантаження з використанням сил інерції, що надаються ґрунту в момент розвантаження за рахунок кінематичних особливостей робочих органів та їх приводів.

5. Розробити та дослідити уточнені математичні моделі спеціальних землерийних машин безперервної дії з ланцюгово-балковими робочими органами, з метою визначення раціональних параметрів робочого обладнання, характеристик робочих процесів та тягачів машин з урахуванням особливостей роботи на трубопроводах.

6. Уточнити вплив масштабних ефектів при розрахунках сил різання ґрунту робочими органами спеціальних землерийних машин безперервної дії та визначити уточнені коефіцієнти перерахунку сил різання ґрунтів фізичними моделями різців робочих органів на їх натурні зразки.

7. Створити стендове обладнання фізико-математичного моделювання робочих процесів землерийних машин безперервної дії та експериментального визначення оптимальних конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів в процесі створення машин, виконати експериментальні дослідження.

8. Сформулювати інноваційні технічні рішення спеціальних землерийних машин безперервної дії та технологічні схеми їх використання, що реалізують наукову ідею забезпечення відповідності темпів виконання земляних робіт темпам ремонту трубопроводів швидкісним, безпідйомним способом без порушення ліній вихідного залягання трубопроводів.

9. Виконати дослідження створених спеціальних землерийних машин в умовах експлуатації, обґрунтувати на базі виконаних досліджень об'єктивність прийнятих технічних рішень по їх створенню, оцінити відповідність машин вимогам чинних ВБН та ДСТУ.

10. Провести техніко-економічну оцінку вирішення проблеми.

Дисертаційне дослідження виконано автором в порядку реалізації **наукової ідеї** – усунення невідповідності темпів виконання земляних та ремонтних робіт під час капітального ремонту магістральних трубопроводів можливе шляхом створення спеціальних землерийних машин безперервної дії, які, об'єднані в цілісний технологічний комплекс, забезпечать проведення ремонту трубопроводів в траншеї швидкісним безпідйомним способом без порушення ліній вихідного залягання трубопроводів в ґрунті.

Наукова гіпотеза. Підвищення ефективності виконання земляних робіт під час швидкісного безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів можливе за умови створення спеціальних землерийних машин, що забезпечать одночасне відкриття трубопроводу в траншеї та спорудження на заданій відстані від

защемлення труби стійкої ґрунтової опори під відремонтованою трубою, з урахуванням особливостей взаємодії робочих органів створених машин з ґрунтом та технології виконання земляних робіт.

Об'єкт дослідження. Процеси взаємодії робочого та ходового обладнання спеціальних землерийних машин безперервної дії з ґрунтом в зоні ремонту трубопроводів.

Предмет досліджень. Закономірності теорії створення спеціальних землерийних машин безперервної дії для капітального ремонту магістральних трубопроводів та взаємодії їх робочих органів з ґрунтовим середовищем.

Методи дослідження. Комплекс теоретичних та експериментально-теоретичних досліджень базується на системному аналізі закономірностей і особливостей взаємодії робочого та ходового обладнання землерийних машин з ґрунтовим середовищем в зоні трубопроводу, основних положеннях теоретичної механіки, математичного та фізичного моделювання робочих процесів землерийних машин безперервної дії, тензометричних вимірюваннях, методах статистичного аналізу одержаних результатів.

Обґрунтування і достовірність наукових висновків та рекомендацій підтверджено: достатнім обсягом та отриманими даними експериментальних досліджень фізичних моделей та натурних зразків створених землерийних машин безперервної дії, що задовольняють заданій точності і надійності; досягнутими результатами ефективності реалізації інноваційних технічних рішень конструкцій створених машин під час проведення державних приймальних, кваліфікаційних та сертифікаційних випробувань; адекватністю розроблених математичних моделей та даних експериментальних досліджень; задовільним рівнем збіжності отриманих результатів теоретичних і експериментальних досліджень, результатами промислової експлуатації створених машин.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у розробленні наукових основ створення спеціальних землерийних машин безперервної дії для швидкісного безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів на базі встановлених закономірностей взаємодії їх робочих органів з ґрунтовим середовищем та сформованих основ позиціювання машин відносно трубопроводу.

Вперше:

- розроблено функціональні залежності синтезу компоновальних схем механізмів плоско-паралельного позиціювання та переміщення робочих органів землерийних машин відносно тягача та трубопроводу, реалізація яких гарантує копання ґрунту на заданій відстані від труби на прямих та криволінійних ділянках траси без передачі навантажень на трубу, незалежно від рельєфу місцевості;

- визначено функціональні закономірності та алгоритми автоматичного керування гідроприводом механізмів плоско-паралельного переміщення робочих органів землерийних машин та їх тягачів вздовж трубопроводу в заданому режимі копання ґрунту;

- сформовані умови, запропоновано спосіб інтенсифікації розвантаження ґрунту з ланцюгово-балкових та фрезерно-роторних робочих органів землерийних машин за рахунок кінематичних особливостей їх приводів отримано аналітичні

залежності визначення ефективності інтенсифікації та основних параметрів інтенсифікаторів;

– визначено безрозмірну функцію, що встановлює залежність крайового ефекту при моделюванні різання ґрунтів робочими органами землерийних машин безперервної дії від лінійних розмірів ріжучих елементів та залежності для перерахунку сил різання ґрунту елементарними різцями при переході від моделі до натури з урахуванням масштабних ефектів.

Створено та удосконалено:

– узагальнену фізико-математичну модель землерийних машин безперервної дії, яка дозволяє визначати раціональні значення основних параметрів робочого обладнання, режимів його роботи та машин в цілому з забезпеченням розробки ґрунтів на докритичній глибині різання ґрунту в широкому спектрі вихідних вимог конструювання машин.

Дістали подальшого розвитку:

– метод фізичного моделювання робочих процесів землерийних машин безперервної дії та стендове обладнання для виконання експериментальних досліджень фізико-математичних моделей землерийних машин безперервної дії.

Практичне значення результатів роботи.

Здійснено синтез та створено спеціальні землерийні машини безперервної дії для виконання земляних робіт під час швидкісного безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів, а саме машини:

- для пошарової розробки ґрунту під час виконання його рекультивації в зоні ремонту трубопроводу: МПРГ (1996 р.), МПРГ-1 (1998 р.) та МПРГ-1М (2003 р.);
- для відкриття трубопроводів: МВТ (1996 р.) та МВТ-2М (2003 р.);
- підкопувальні роторні: МПР (1996 р.), МПР-1М (2003 р.);
- для засипання та ущільнення ґрунту під трубопроводами: МП (2001 р.), МП-М (2003 р.).

Землерийні машини в 1996–1999 рр. пройшли приймальні випробування та були рекомендовані до промислового виробництва і експлуатації. Серійне виробництво машин налагоджено на харківському ДП «Завод ім. В. А. Малишева» з 1999 р. Машини сертифіковано та допущено для роботи на трубопроводах Центром сертифікації об'єктів нафтогазового комплексу України.

Використання створених машин під час виконання капітального ремонту магістральних трубопроводів регламентується будівельними нормами України ВБН А.1.3.І – 320.20077720.01-2001 «Технология капитального ремонта магистральных нефтепроводов диаметром 530–1220 мм с заменой изоляции без подъема трубопровода с применением комплекса машин повышенной производительности», «Табелем технічного оснащення ремонтно-будівельної колони з капітального ремонту магістральних нафтопроводів діаметром 219–1220 мм», затверджених наказом НАК «Нафтогаз України» № 34 від 5 лютого 2001 року та «Ведомственным руководящим документом ОАО «Газпром» ВРД 39-1.10-073-2003 по ресурсному оснащению подразделений для ремонта ЛЧМГ в различных природно-климатических условиях» (Затверджено ВАТ «Газпром» 10.10.2002 р.).

Результати виконаних досліджень, досвід та інженерні методики створення

спеціальних землерийних машин відображено в навчальному посібнику «Екскаватори поздовжнього копання» та впроваджено в навчальний процес НТУ, ПДАБА, ХНАДУ, створене дослідне обладнання та фізичні моделі використовуються для проведення лабораторних робіт студентами в процесі вивчення курсу дисципліни «Машини для земляних робіт» та під час виконання магістерських робіт.

Економічний ефект від впровадження створених спеціальних землерийних машин безперервної дії у виробничий процес капітального ремонту магістральних нафтопроводів складає 11 293 000 гривень на рік (2009 р.), при річному об'ємі ремонту 80 км протяжності трубопроводу, термін окупності 2,5 роки.

Особистий внесок здобувача.

Автором сформульована, теоретично та експериментально обґрунтована і під керівництвом здобувача реалізована в промисловості (ДП «Завод ім. В. А. Малишева», ВАТ «Укртранснафта») наукова ідея – усунення невідповідності темпів виконання земляних та ремонтних робіт під час капітального ремонту магістральних трубопроводів за рахунок створення спеціальних землерийних машин безперервної дії з заданими технічними та технологічними параметрами, що забезпечує проведення ремонту трубопроводів в траншеї швидкісним, безпідйомним способом без порушення лінії вихідного залягання трубопроводів. Розроблено наукові основи створення інноваційних спеціальних землерийних машин безперервної дії на базі встановлених закономірностей взаємодії їх робочих органів з ґрунтовим середовищем та сформованих основ позиціювання машин відносно трубопроводу [1, 2, 9–11, 13, 16].

У роботах, опублікованих зі співавторами, здобувачем були особисто проведені розробки і отримані наукові результати, що представлені до захисту: визначено, що основними стримуючими факторами підвищення темпів виконання ремонтних робіт на магістральних трубопроводах є низькі темпи виконання земляних робіт [4, 14, 15]; висунуто ідею забезпечення в процесі виконання земляних робіт на трубопроводах незмінної лінії їх вихідного залягання [17, 18]; розроблено аналітичні закономірності синтезу і позиціювання землерийних машин та механізмів безперервної дії, що працюють з заданою продуктивністю в особливих умовах траси трубопроводів з заданим відхиленням від осі трубопроводу [20–22]; висунуто ідею та розроблено закономірності інтенсифікації процесів розвантаження робочих органів землерийних машин безперервної дії використанням сил інерції, що надаються ґрунту в момент розвантаження за рахунок конструктивних та кінематичних особливостей робочих органів та їх приводів [5, 12]; висунуто і обґрунтовано ідею забезпечення роботи землерийних машин відкриття трубопроводів та підкопувальної роторної тандемом [8, 25], висунуто ідею спорудження під відремонтованим трубопроводом стійкої ґрунтової опори шляхом статичного ущільнення ґрунту під трубою за один прохід машини [6, 23, 24]; визначено параметри силового навантаження робочого та ходового обладнань землерийних машин безперервної дії [3, 7]; сформульовано ідею створення стендового обладнання фізико-

математичного моделювання робочих процесів землерийних машин безперервної дії [26]; розкрито особливості моделювання робочих процесів землерийних машин під час їх роботи на трубопроводах [19].

Апробація результатів дисертації.

Окремі наукові положення, практичні результати досліджень і робота в цілому, доповідались та отримали позитивну оцінку на міжнародних, республіканських та вузівських науково-технічних конференціях упродовж 1996...2016 років, а саме: на XVI Міжнародному нафтовому конгресі (Канада, Калгарі, 2000 р.); Міжнародних українсько-польських конференціях «Systemy i srodki transportu samochodowego» (Польща, Жешув, 1996 р., 2011 р., 2015 р.); XXIII International scientific and technical conference on transport, road-building, agricultural, hoisting & hauling and military technics and technologies TRANS & MOTAUTO'15 (Болгарія, Варна, 2015 р.); «Енергоощадні машини і технології» (Київ, 2013 р.); «Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (Львів, 2014 р.); «Актуальні дослідження в будівельному та сільськогосподарському машинобудуванні» (Рівне, 2015 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства» (Красноярськ, РФ, 2016 р.); на засіданнях науково-технічних рад підприємства ВАТ «Укртранснафта» та «Укртрансгаз»; на наукових конференціях, семінарах кафедр «Дорожні машини» НТУ (Київ, 1995–2016 рр.), «Будівельні та дорожні машини» ПДАБА (Дніпропетровськ, 2010–2016 рр.), «Будівельні та дорожні машини» ХНАДУ (Харків, 2015–2016 рр.); на засіданнях науково-технічних рад НДТЦ «Ротор», ВАТ «Укртранснафта», ВАТ «Укртрансгаз», київського ОКБ «Будшляхмаш», харківського ДП «Завод ім. В. А. Малишева».

Публікації. Основні положення дисертації опубліковані в 86 друкованих працях, в тому числі в 1 монографії, 1 навчальному посібнику, 21 статті у фахових виданнях, 7 наукових працях, опублікованих в зарубіжних журналах, 8 – в збірниках праць наукових конференцій, 8 – у фахових виданнях, що не входять до переліку ВАК, по темі роботи отримано 40 патентів на винаходи та авторські свідоцтва СРСР (з них 20 – в Україні, 4 – в США, 3 – в Канаді, 4 – в Євразійському патентному відомстві, 1 – в Європейському патентному відомстві, 5 – в РФ, 3 – в Угорщині).

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 7 розділів, висновків, списку використаних джерел із 284 найменувань (36 сторінок), та 3 додатків. Повний обсяг роботи складає 379 сторінок, в тому числі 264 сторінки основного тексту, 6 таблиць, 140 ілюстрацій.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** наведено детальну характеристику дисертаційної роботи, розкрито актуальність теми, сформульовано наукову проблему, мету та завдання досліджень, наукову новизну, теоретичне та практичне значення отриманих результатів, наведено дані про публікації за тематикою виконаних досліджень.

У **першому розділі** розглянуто технічний стан нафто-та газотранспортних систем України та інших країн, шляхи забезпечення високої надійності їх експлуатації.

На сьогоднішній день Україна за величиною коефіцієнту транзитності займає перше місце в Європі, а за обсягами транзитних вантажопотоків через Україну трубопровідний транспорт є одним з перших. Ситуація, що в цей час складається для України в поставках нафти і газу на європейському ринку транспортних послуг, є вкрай складною. Причина – проблеми політичного характеру та незадовільний технічний стан трубопровідних магістралей країни, адже ступінь їх зношеності сягає 60...75 %. Близько 25 % магістральних нафто- та газопроводів повністю відпрацювали свій ресурс і експлуатуються тільки при знижених робочих тисках. Підтримка високої надійності роботи трубопровідних систем країн стала проблемою світового рівня, адже нафто- та газопроводи в усіх країнах світу, в тому числі в Україні, побудовано майже одночасно. Відновлення надійної експлуатації трубопровідних магістралей можливе виключно за рахунок своєчасного виконання капітального ремонту. Темпи виконання ремонтних робіт на трубопроводах вкрай низькі. За розрахунками провідних компаній, для забезпечення відновлення експлуатаційних властивостей трубопровідних магістралей, за сучасного рівня технічного оснащення ремонтних підрозділів, знадобиться не менше 60...80 років. Основними причинами низьких темпів виконання ремонтних робіт є недосконалість та низька ефективність техніки, задіяної у виконанні ремонтних робіт на трубопроводах, передусім землерийної, а також хронічне недофінансування виконання робіт. Виконаний аналіз показав, що найбільш стримуючим фактором підвищення темпів виконання ремонтних робіт на трубопроводах є низькі темпи виконання земляних робіт в процесі ремонту, порівняно з можливими темпами виконання очисних та ізоляційних робіт, рис. 1, а також відсутність технічних можливостей підвищення швидкості виконання земляних робіт за рахунок більш широкого використання техніки загальнобудівельного призначення.

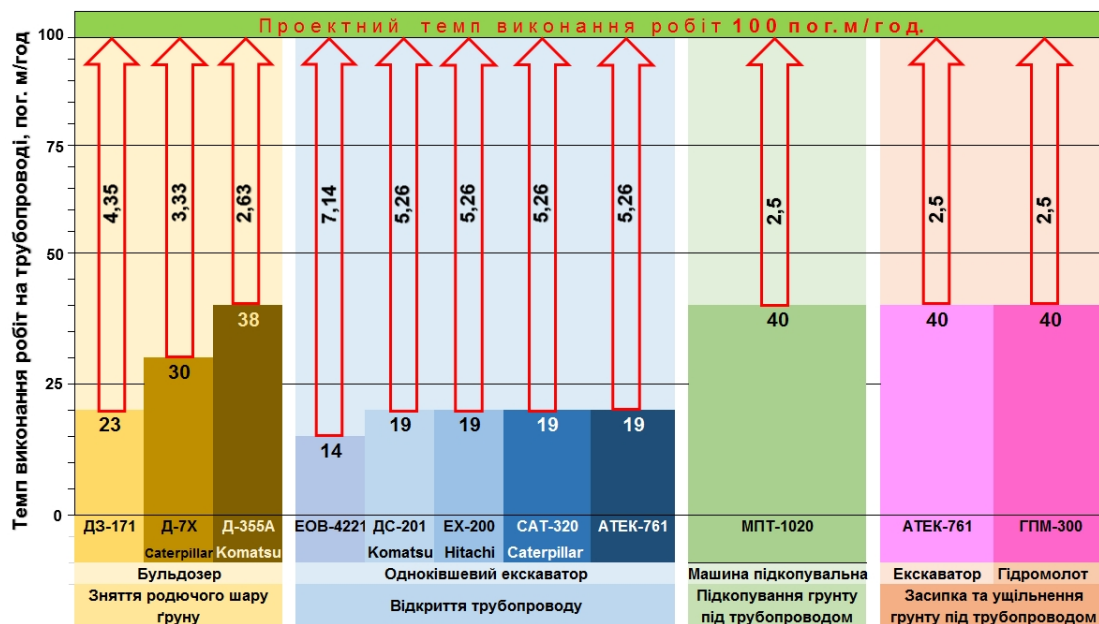


Рис. 1. – Порівняльна характеристика темпів виконання регламентних земляних робіт під час капітального ремонту магістральних нафто- та газопроводів

З урахуванням зростаючих вимог, щодо темпів та безпеки виконання ремонтних робіт, вбачається доцільним створення інноваційних спеціальних землерийних машин безперервної дії, здатних забезпечити виконання капітального ремонту магістральних трубопроводів швидкісним методом без підйому труби відносно лінії її вихідного залягання. Цей варіант слід вважати більш привабливим і не тільки для України. Удосконалення технології капітального ремонту магістральних трубопроводів повинно полягати в зміні способів виконання земляних робіт, виключенні операції підйому труби з технологічного процесу ремонту. Збільшення продуктивності виконання земляних робіт використанням традиційних землерийних машин безперспективне через обмеженість технічних можливостей тих же екскаваторів, а безпека виконання робіт на трубопроводах залежить виключно від кваліфікації машиністів. Ситуація примушує шукати інші шляхи вирішення проблеми.

В порядку пошуку шляхів розв'язання зазначеної проблеми сформульовано **наукову ідею** роботи: необхідне підвищення в 5...7 разів продуктивності виконання ремонтних робіт на магістральних трубопроводах може бути досягнуто усуненням невідповідності темпів виконання земляних та ремонтних робіт за рахунок створення та використання спеціальних землерийних машин безперервної дії підвищеної продуктивності. Ця ідея була представлена автором в 1994 році. Суть ідеї швидкісного безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів, рис. 2, полягає в забезпеченні одночасного розкриття трубопроводу в траншеї та спорудженні на заданій відстані від защемлення труби стійкої ґрунтової опори під відремонтованою трубою з використанням інноваційних спеціальних землерийних машин безперервної дії, які необхідно створити, а саме, машин:

- пошарової розробки ґрунту під час виконання робіт по рекультивації;
- відкриття трубопроводів;
- підкопування та видалення ґрунту з-під трубопроводу;
- засипання ґрунту під трубопровід та його ущільнення.

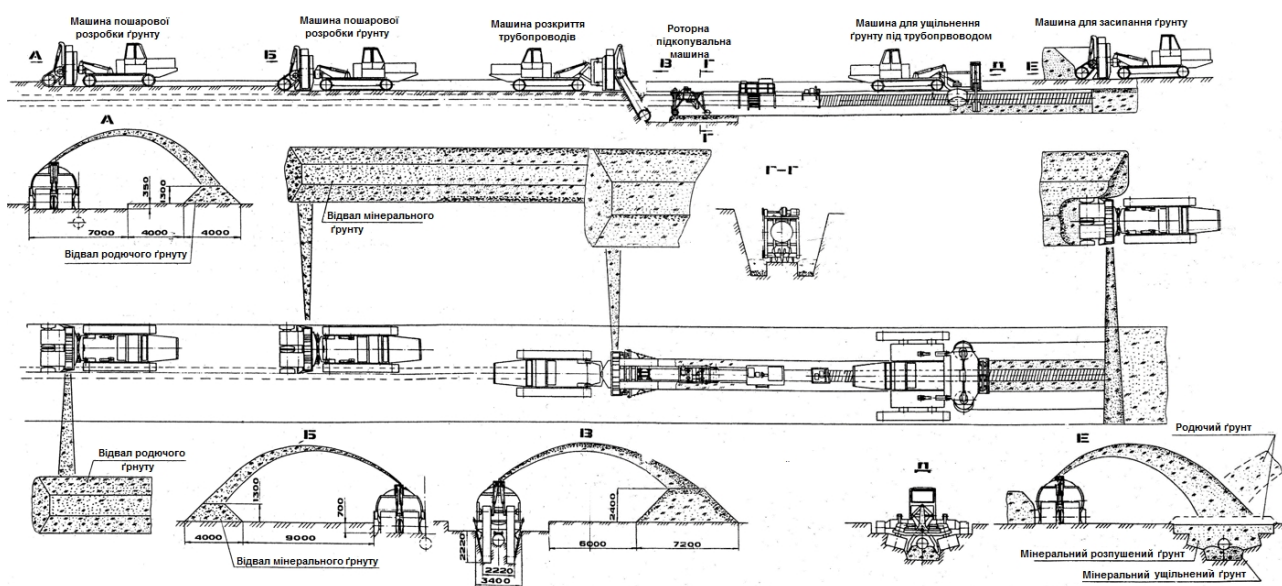


Рис 2. – Принцип реалізації ідеї швидкісного безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів

Дослідженнями та створенням землерийних машин безперервної дії та робочих органів до них займалося багато відомих вчених та конструкторів. Це, насамперед, В. І. Баловнєв, І. Г. Басов, О. В. Биков, А. А. Вайнсон, Л. М. Васильєв, Е. С. Венцель, Ю. О. Вєтров, В. М. Владіміров, З. В. Гарбузов, М. О. Двойних, М. Г. Домбровський, А. М. Зелєнін, В. К. Ільгісоніс, О. О. Кавалєров, О. І. Калягін, Ф. Ф. Кирилов, І. Г. Кириченко, С. В. Кравець, М. П. Кузьмінець, В. Г. Моїсєєнко, Л. В. Назаров, В. В. Нічке, Г. В. Родіонов, В. К. Руднєв, В. А. Румянцев, О. І. Сергєєв, В. Ф. Стрельніков, М. К. Сукач, В. М. Супонєв, В. К. Трофімов, Д. І. Федоров, І. З. Фіглінін, І. Л. Ципурський, Л. А. Хмара, А. М. Холодов та інші. Опубліковані результати виконаних ними досліджень та конструкторських розробок дають можливість конструкторам і дослідникам обґрунтовано вирішувати основні питання конструювання та розрахунку землерийних машин безперервної дії в традиційній постановці питання їх створення.

Однак, при створенні спеціальних землерийних машин безперервної дії для швидкісного безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів необхідно вирішити специфічні питання, а саме:

- визначити основні наукові положення синтезу інноваційних машин і механізмів спеціальних землерийних машин безперервної дії та алгоритми їх керування, реалізація яких дозволить машинам переміщатися в режимі копання ґрунту без передачі навантаження на трубу та на заданій відстані від трубопроводу;

- визначити шляхи та можливості поєднання в ланцюгово-балкових та фрезерно-роторних робочих органах землерийних машин процесів копання ґрунту з традиційними швидкостями різання ґрунту та його розвантаження з робочого органу з використанням сил інерції, що надається ґрунту за рахунок конструктивних та кінематичних особливостей робочих органів та їх приводів;

- розробити та дослідити уточнені математичні моделі спеціальних землерийних машин безперервної дії з ланцюгово-балковими робочими органами з метою визначення раціональних параметрів робочого обладнання, робочих процесів і тягачів з урахуванням особливостей роботи на трубопроводах.

У другому розділі наведено основні положення теорії синтезу спеціальних землерийних машин безперервної дії. Створювані машини мають відповідати вимогам щодо забезпечення необхідної продуктивності розробки ґрунтів на заданих відстанях робочих органів від поверхні трубопроводів. При цьому має бути виключена передача тиску ходового обладнання машин на трубу та забезпечений стійкий контакт ходового обладнання з опорною поверхнею в режимі копання ґрунту як на прямих, так і на криволінійних ділянках трубопроводу, незалежно від ґрунтових умов та рельєфу місцевості. В роботі доведено, що відкриття трубопроводів не може бути здійснено екскаваторами безперервної дії традиційних конструкцій без порушення чинних норм і правил безпечного виконання земляних робіт.

Гіпотетично, вихід з ситуації полягає в установці двосекційного робочого органу землерийної машини відкриття трубопроводів на тягачі з використанням двохарнірної схеми навіски робочого обладнання, як це показано на рис. 3. Реалізація сформульованої ідеї забезпечить горизонтальне плоскопаралельне

переміщення робочого органу відносно корми тягача та еквідистантне – відносно трубопроводу.

З метою оптимізації вирішення питань синтезу конструкцій машин, визначення їх структурного складу, компоновальних схем та алгоритмів керування робочими процесами, в залежності від поточного положення робочого обладнання та опорних поверхонь гусениць тягачів відносно трубопроводу, застосовано операторні функції виду $F(x_1, x_2 \dots x_n; y_1, y_2 \dots y_n)$, де F – умовне позначення операторної функції, x_i – вхідні параметри функції, y_i – вихідні параметри. Так операторна функція $F1(x_{P1}, y_{P1}, r_{P1}, x_{P2}, y_{P2}, r_{P2}; x_{T1}, y_{T1}, x_{T2}, y_{T2})$ містить алгоритм визначення координат точок перетину двох кіл, одного, проведеного радіусом r_{P1} із центру $P_1(x_{P1}, y_{P1})$ і другого, радіуса r_{P2} із центром $P_2(x_{P2}, y_{P2})$, функція $F2(x_{P1}, y_{P1}, r_{P1}, a, b; x_{S1}, y_{S1}, x_{S2}, y_{S2})$ – це алгоритм визначення координат точок перетину кола радіуса r_{P1} із центром $P_1(x_{P1}, y_{P1})$ і прямої, заданої рівнянням $y = ax + b$. Алгоритм знаходження кута φ між двома прямими, заданими рівняннями $y = a_1x + b_1$ і $y = a_2x + b_2$, позначено $F3(a_1, a_2; \varphi)$, а довжина перпендикуляра d , опущеного з точки $A(x_A, y_A)$ на лінію, проведену через точки $B(x_B, y_B)$ і $C(x_C, y_C)$, визначається за допомогою операторної функції $F4(x_A, y_A, x_B, y_B, x_C, y_C; d)$.

Однорізне зчеплення тягачів з робочими органами землерийних машин безперервної дії, рис. 4, не забезпечує копання ґрунту секціями робочого органу з дотриманням однакових відстаней між контурами секцій та поверхнею труби – вісь DE секцій робочого органу завжди відхилена від радіуса кривизни осі труби на кут φ . Положення прямої DC в координатах XOY визначається операторною функцією $F1$, а залежність кута φ від розмірів робочого обладнання машини і діаметра трубопроводу – функцією $F3((x_C - x)/(y_B - y_C), 0; \varphi)$. Кут φ зменшується при збільшенні діаметра D_y трубопроводу та зменшенні довжини горизонтальної проекції l_{BC} рами робочого органу. Тут і в подальшому дослідження виконано для стандартного ряду діаметрів труб: D_y 530; 620; 720; 820; 1020; 1220; 1420 мм з мінімальним радіусом кривизни трубопроводів в плані $R_{\min} = 60D_y$.

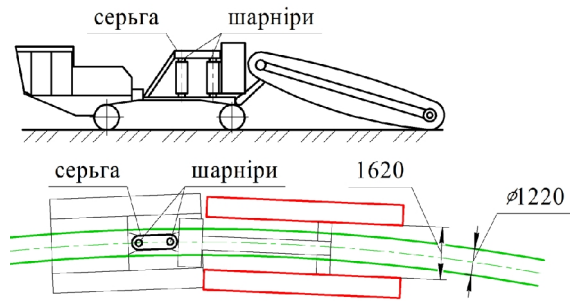


Рис. 3. – Схема двосекційного робочого органу з двошарнірною навіскою на тягачі

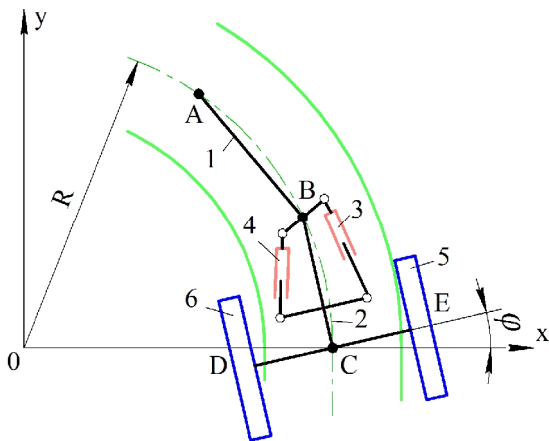
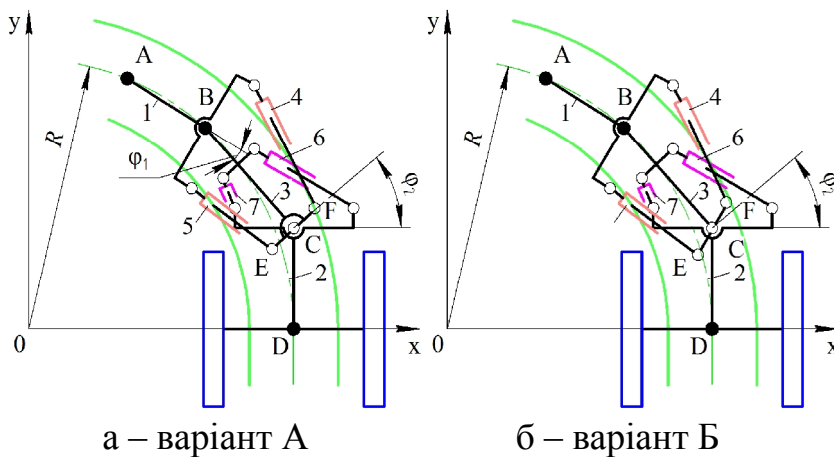


Рис. 4. – Схема однорізного зчеплення робочого органу з тягачем: 1 – тягач; 2 – рама робочого органу; 3, 4 – гідроциліндри; 5, 6 – секції робочого органу



а – варіант А б – варіант Б

Рис 5. – Двовісна схема зчеплення двосекційного робочого органу з тягачем: 1 – тягач; 2 – рама робочого органу; 3 – серга; 4, 5 – гідроциліндри повороту серги відносно тягача; 6, 7 – гідроциліндри повороту рами відносно серги

двома гідроциліндрами і поворот рами відносно серги, що виконується іншою парою гідроциліндрів. Поєднання цих рухів забезпечує збіг центру симетрії D з віссю труби і збіг осі робочих органів з радіусом кривизни трубопроводу OD . Варіанти зчеплення в залежності від конструктивного виконання серги: варіант А – серга утворена жорстко з'єднаними стержнями BC і EF , рис. 5 а, і варіант Б – стержні BC і EF шарнірно з'єднані між собою, рис. 5 б.

Послідовне застосування алгоритмів розрахунку, позначених відповідними операторними функціями, щодо розрахункової схеми (див. рис 5) дозволяє виконати синтез механізму і визначити: координати точки $B - F1(x_O, y_O, R, x_C, y_C, l_{BC}; x_1, y_1, x_2, y_2)$; координати точки $A - F1(x_O, y_O, R, x_B, y_B, l_{AB}; x_1, y_1, x_2, y_2)$; кут φ_1 повороту серги відносно тягача – $F3((y_C - y_D)/(x_C - x_D), (y_B - y_A)/(x_B - x_A); \varphi_1)$; кут φ_2 повороту рами робочого органу відносно серги – $F3((x_B - x_C)/(y_C - y_B), 0; \varphi_2)$ та закономірності їх зміни в реальному режимі часу при переміщенні машини по криволінійній траєкторії.

Аналіз залежностей зміни кутів φ_1 і φ_2 від геометричних параметрів механізму зчеплення для труб різного D_y засвідчує, що при виконанні синтезу конструкцій, лінійні розміри повинні вибиратися у співвідношенні $l_{CD} \approx l_{AB}$. Рекомендованим слід вважати діапазон відношень $l_{BC}/l_{AB} = 0,2 \dots 0,3$, для якого значення кутів становлять $\varphi_1 = 30^\circ \dots 6^\circ$ і $\varphi_2 = 45^\circ \dots 12^\circ$. Використовувати конструкції із $l_{BC}/l_{AB} > 0,3$ не раціонально через суттєве збільшення габаритів механізму зчеплення, а за відношення $l_{BC}/l_{AB} < 0,2$ збільшення кутів φ_1 і φ_2 призводить до ускладнень під час конструювання. В якості алгоритму переміщення машини вздовж трубопроводу на криволінійній його ділянці прийнято циклове прямолінійне, в допустимих межах, переміщення тягача з корекцією положення його та робочого обладнання відносно трубопроводу в кінці кожного циклу переміщення, рис. 6.

Напрямний кут φ_{AB} допустимого лінійного переміщення визначається: $\varphi_{AB} = \varphi' = \text{sgn}(y_A, y_B) \arccos[(x_A - x_B)/l_{AB}]$, якщо $y_A \geq y_B$, або $\varphi_{AB} = \varphi' + 2\pi$, якщо $y_A < y_B$.

Досвід проектування заперечує суттєве зменшення l_{BC} . Звідси – робота землерийних машин безперервної дії з одновісним зчепленням тягача і робочого органу не допустима через значні величини кута φ .

За рахунок введення серги, рис. 5, як проміжної ланки між тягачем і рамою робочого органу, утворено двовісний механізм зчеплення, який реалізує два рухи: поворот серги відносно тягача, що виконується

Координати точок a , b , c робочого органу: $x_a = x_b = x_C = R + d/2 + \delta$; $y_a = l_{ac}/2$; $y_b = 0$; $y_C = l_{ac}/2$; $d = D_y + 2[\delta]$, де $[\delta]$ – допустима відстань від робочого органу до поверхні труби; δ – поточний технологічний зазор між робочим органом і трубою; l_{ac} – довжина горизонтальної проекції робочого органу. Максимально допустиме переміщення l_{aa1} :

$$l_{aa1} = \sqrt{(x_{a1} - x_a)^2 + (y_{a1} - y_a)^2}. \quad (1)$$

За умови, коли робочий орган охоплює криволінійну ділянку труби з радіусом кривизни R осі труби в плані максимально допустимим буде переміщення точки b . Координати точки b_1 визначаються із системи рівнянь:

$$\begin{cases} y = \operatorname{tg} \varphi_{AB} \cdot x = x \operatorname{tg} \varphi_{AB} + y_B; \\ x^2 + y^2 = (R + d/2)^2. \end{cases} \quad (2)$$

Система рівнянь вирішується з використанням операторної функції $F2(0, 0, R + d/2, \operatorname{tg} \varphi_{AB}, -x \operatorname{tg} \varphi_{AB} + y_B; x_1, y_1, x_2, y_2)$.

Переміщення l_{aa1} в залежності від технологічного зазору δ на ділянках радіусом кривизни $R = 60 D_y$ апроксимуються формулою:

$$S_{\max} = l_{aa1} = k\delta, \quad (3)$$

де k – коефіцієнт пропорційності: $k = 3,3$ ($D_y = 530$ мм); $k = 5,0$ ($D_y = 820$ мм); $k = 8,3$ ($D_y = 1420$ мм).

За вказаною формулою слід визначати допустиме циклове переміщення тягача на ділянках трубопроводів мінімального радіусу кривизни при складанні алгоритму автоматичного управління роботою машин.

Під час переміщення машини вздовж трубопроводу на відстань $S_{\max} = l_{aa1}$ для суміщення осі робочого органу з радіусом кривизни R труби сергу повертають відносно тягача на кут $\varphi_{1\delta}$, а раму робочого органу відносно серги на кут $\varphi_{2\delta}$.

Прийнявши, при виконанні синтезу конструкції машини визначену довжину серги $l_{BC} = 810$ мм, під час роботи машин на трубах $D_y = 530 \dots 1420$ мм з технологічним зазором $\delta = 100$ мм, маємо значення кутів: $\varphi_{1\delta} = 0,833^\circ \dots 0,775^\circ$, $\varphi_{2\delta} = 0,242^\circ \dots 0,199^\circ$. Збільшення довжини серги мало впливає на величину кутів $\varphi_{1\delta}$ та $\varphi_{2\delta}$. За умови $l_{BC} = 1200$ мм – $\varphi_{1\delta} = 0,777^\circ \dots 0,737^\circ$ і $\varphi_{2\delta} = 0,215^\circ \dots 0,182^\circ$. Це підтверджує правильність методичного підходу до визначення довжини серги, а отримані значення кутів φ_1 та φ_2 слід приймати як базові під час виконання синтезу спеціальних землерийних машин.

Механізм зчеплення (див. рис. 5) розглядається як такий, що складається із двох замкнутих контурів a і b : перший з яких (a) визначає управління сергою, другий (b) – рамою робочого органу. Контур a , реалізований за варіантом A двовісного зчеплення, рис. 7 а, є плоским важільним механізмом, що включає стояк

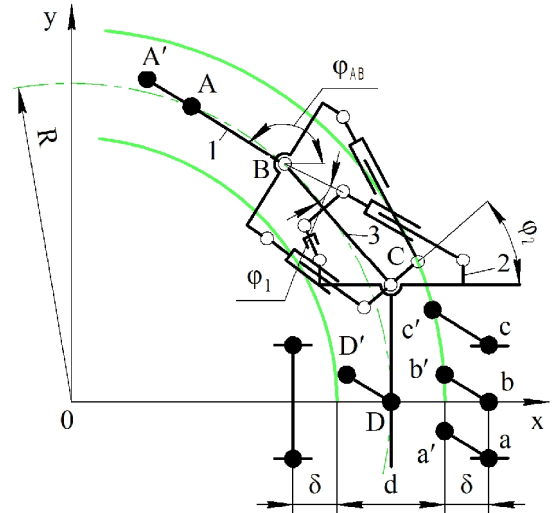


Рис. 6. – Схема переміщення машини по криволінійній ділянці трубопроводу: 1 – тягач, 2 – рама робочого органу, 3 – серга

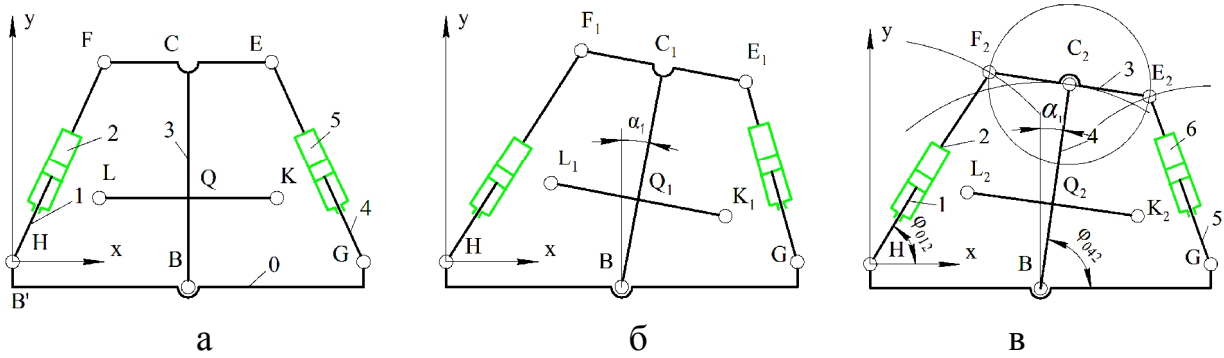


Рис. 7. – Структурні схеми механізму повороту серги відносно тягача:
а – симетричне розташування циліндрів; б – після виконання переміщення штоком 1; в – після виконання переміщення штоком 5; 0 – стояк (тягач);
1, 2, 3, 4, 5 і 6 – рухомі ланки

(тягач) 0 і рухомі відносно стояка ланки 1, 2, 3, 4 і 5. За вхідної ланки 1 ланки 2 і 3 утворюють структурну групу другого класу другого виду, а ланки 4 і 5 утворюють структурну групу другого класу третього виду. Механізм має один ступінь вільності – це переміщення штока 1 в циліндрі 2.

Задачею синтезу гідросистеми керування переміщенням робочого органу відносно корми тягача та відносно трубопроводу в режимі копання ґрунту є узгодження роботи гідроциліндрів повороту серги. Поточні відстані l_{HF} і l_{GE} (див. рис. 7 а) за відомих координат $F(x_F, y_F)$ і $E(x_E, y_E)$ та симетричного їх розташування у системі координат xHy визначаються як:

$$l_{HF} = l_{GE} = \sqrt{(x_H - x_F)^2 + (y_H - y_F)^2}. \quad (4)$$

Координати F_1 , рис. 7 б, з урахуванням переміщення $\Delta 1$ штока 1 визначаються операторною функцією $F1(x_H, y_H, l_{HF} + \Delta 1, x_B, y_B, l_{BF}; x_{T1}, y_{T1}, x_{T2}, y_{T2})$. Кут α_1 відхилення серги від вертикального положення внаслідок переміщення $\Delta 1$:

$$\alpha_1 = \arctg \left(\left(\frac{y_F - y_B}{x_F - x_B} - \frac{y_{F1} - y_B}{x_{F1} - x_B} \right) \cdot \left(1 + \frac{y_F - y_B}{x_F - x_B} \cdot \frac{y_{F1} - y_B}{x_{F1} - x_B} \right)^{-1} \right). \quad (5)$$

Координати E_1 :

$$\begin{aligned} x_{E1} &= l_{BC} \sin \alpha_1 + l_{CE} \cos \alpha_1 + x_B; \\ y_{E1} &= l_{BC} \cos \alpha_1 - l_{CE} \sin \alpha_1 + y_B. \end{aligned} \quad (6)$$

Хід штока 4 відносно циліндра 5: $\Delta 2 = l_{GE} - l_{GE1}$, де відстань

$$l_{GE1} = \sqrt{(x_{E1} - x_G)^2 + (y_{E1} - y_G)^2}.$$

Встановлений функціональний зв'язок переміщення $\Delta 2$ від переміщення $\Delta 1$ та регульовальна характеристика гідросистеми приводу $k_\Delta = \Delta 2 / \Delta 1$, залежності зміни переміщення штоків при повороті серги на максимальний кут $\alpha_{1\max} = \varphi_1$ від величини мінімального радіуса кривизни R для труб різного D_v є вихідними функціональними залежностями синтезу алгоритму керування робочим процесом.

Контур *a*, реалізований за варіантом Б двовісного зчеплення, рис. 7 в, розглядається як плоский важільний механізм, що складається зі стояка 0 і рухомих ланок 1, 2, 3, 4, 5, 6. Ланки утворюють одnorухомі кінематичні пари, що відносяться до п'ятого класу. Механізм має два ступені вільності. Узагальненими координатами є переміщення $\Delta 1$ штока 1 відносно циліндра 2 і переміщення $\Delta 2$ штока 5 відносно циліндра 6. Переміщення $\Delta 1$ та $\Delta 2$ – незалежні. Відношення $\Delta 1/\Delta 2$, необхідне значення якого реалізовується гідросистемою управління машини, позначимо коефіцієнтом U . За умови $U=1$, забезпечується пропорційний приріст значення кута α_1 при збільшенні $\Delta 1$. Максимальному переміщенню $\Delta 1=400$ мм відповідає кут $\alpha_1 \approx 40^\circ$. Для отримання більших значень кута α_1 має забезпечуватись $U > 1$.

Варіант Б механізму двовісного зчеплення є пріоритетним для застосування завдяки одночасному силовому впливу обох гідроциліндрів на величину моменту повороту серги відносно тягача. Конструктивний зв'язок переміщень штоків гідроциліндрів у варіанті А виключає таку можливість.

Контур *б* є плоским важільним механізмом, рис. 8, до складу якого входять рухомі ланки 7, 8, 9, 10 та 11. Роль стояка виконує серга 4. Механізм має один ступінь вільності. Узагальненою координатою є переміщення $\Delta 3$ штока 7 відносно гідроциліндра 8, або переміщення $\Delta 4$ штока 10 відносно гідроциліндра 11. Гідросистема, що поєднує гідроциліндри І (ланки 7 та 8) і ІІ (ланки 10 і 11) при подачі рідини в безштокову порожнину гідроциліндра І має забезпечити траєкторію точки *M* такою, що визначається узагальненою координатою $\Delta 3$. Подача рідини в безштокову порожнину гідроциліндра ІІ приводить механізм до стану, коли узагальненою координатою стає переміщення $\Delta 4$. При цьому гідроциліндр І має забезпечити залежний від зміни узагальненої координати $\Delta 4$ рух точки *N*.

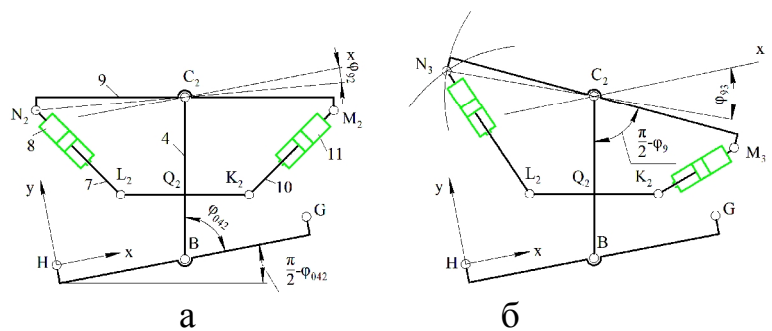


Рис 8. – Структурні схеми механізму повороту рами робочих органів відносно серги: а – симетричне розташування циліндрів; б – після виконання переміщення $\Delta 3$ штоком 7; 4 – стояк (серга); 7, 8, 9, 10 і 11 – рухомі ланки

Встановлено необхідну для виконання синтезу механізму функціональну залежність кута φ_9 повороту рами робочого органу відносно серги та коефіцієнта відношення переміщень штоків $U_1 = \Delta 3/\Delta 4$ від величини $\Delta 3$. Максимальному переміщенню $\Delta 3_{\max} = 400$ мм відповідає кут повороту рами робочого органу відносно серги $\varphi_{9\max} = 42^\circ$. Під час синтезу гідросистеми керування переміщеннями робочого органу машини в просторі з урахуванням технологічного зазору δ визначається величина переміщення штоків $\Delta 1_\delta$ та $\Delta 2_\delta$ гідроциліндрів, що забезпечують цикловий поворот серги на кут $\varphi_{1\delta}$ і рами робочого органу на кут $\varphi_{2\delta}$ відносно положень, визначених кутами φ_1 і φ_2 відповідно.

Встановлені за результатами виконаних досліджень залежності зміни величин циклових переміщень штоків $\Delta 1_\delta$ та $\Delta 2_\delta$ і $k_\Delta = \Delta 1/\Delta 2$ від технологічного зазору δ між

робочим органом та поверхнею трубопроводу для механізмів з одним ступенем вільності (варіант А) та з двома ступенями вільності (варіант Б) в режимі копання ґрунту, необхідні для виконання синтезу механізму, приведені на рис. 9. Лінійний характер залежностей у всьому діапазоні діаметрів труб вказує на стабільність регулювальних характеристик гідросистем приводів. Визначено, що більшими є величини переміщень штоків гідроциліндрів у механізмі повороту шарнірної серги (варіант Б) як для переміщень $\Delta 1$ та $\Delta 2$, так і для $\Delta 1_\delta$ і $\Delta 2_\delta$. Це значить, що механізм за варіантом Б має переваги за рахунок більшої чутливості системи управління гідроциліндрами при малих величинах кутів повороту серги в межах зміни кутів $\varphi_{1\delta}$ та $\varphi_{2\delta}$.

Момент сил, необхідний для повороту серги відносно точки *В* (див. рис. 7 б), пропорційний плечам дії сил, відповідно d_1 та d_2 . Для оцінки впливу співвідношення розмірів ланок механізму повороту серги на величину плеч d_1 і d_2 , а також для оцінки впливу розмірів ланок на величину переміщень $\Delta 1_\delta$ і $\Delta 2_\delta$ введено коефіцієнти $k_1 = l_{CF}/l_{BC}$ при $l_{CE} = l_{CF}$ і $k_2 = l_{B'B}/l_{BC}$.

Для механізму з жорсткою сергою прийнятним діапазоном зміни коефіцієнта k_1 є $k_1 = 0,35 \dots 0,45$, для механізму з шарнірною сергою – $k_1 = 0,4 \dots 0,5$. Вказані діапазони значень k_1 забезпечують найменші різниці переміщень $\Delta 1_\delta$ і $\Delta 2_\delta$ і плечей сил d_1 і d_2 . Прийнятним діапазоном значень коефіцієнта k_2 є $0,08 \dots 0,17$, за яких переміщення $\Delta 1$ і $\Delta 2$ мінімально відрізняються, а переміщення $\Delta 1_\delta$ і $\Delta 2_\delta$ набувають близьких між собою і достатніх з позиції чутливості системи управління значень. Рекомендованим діапазоном зміни значень коефіцієнта k_2 для шарнірної серги є $0,12 \dots 0,20$. За значень коефіцієнта $k_2 < 0,1$ для $U = 1$ механізм з шарнірною сергою не існує. Раціональними з точки зору величини плеч дії сил d_1 і d_2 є більші значення коефіцієнта k_2 із указаних діапазонів.

Момент опору повороту рами робочого органу відносно серги також пропорційний величинам плеч дії відповідних активних сил. Встановлено вплив співвідношень розмірів $k_3 = l_{CQ}/l_{BC}$ і $k_4 = l_{QL}/l_{BC}$ при $l_{QK} = l_{QL}$ на величину плеч. Раціональними для застосування є діапазони значень $k_3 = 0,60 \dots 0,75$ і $k_4 = 0,30 \dots 0,45$ – при яких плечі дії сил є найбільшими. Виконані дослідження слід розглядати як силові дослідження механізмів управління плоско-паралельним переміщенням.

В процесі вибору координат установки шарніра серги (стояка) на платформі тягача слід виходити з того, що поздовжнє зміщення центру тиску *X* відносно осі приводних

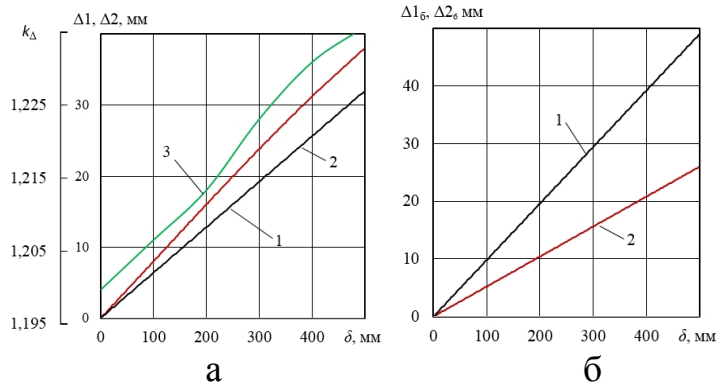


Рис. 9. – Зміна переміщень $\Delta 1_\delta$ і $\Delta 2_\delta$ від технологічного зазору δ для механізму з одним ступенем вільності, рис. 7 а: $\Delta 1_\delta = f_1(\delta) - 1$; $\Delta 2_\delta = f_2(\delta) - 2$; $k_A = f_3(\delta) - 3$; з двома ступенями вільності, рис. 7 б: $\Delta 1_\delta = f_4(\delta) - 1$, $\Delta 2_\delta = f_4(\delta) - 2$

зірочок гусениць тягача має обмежуватись величиною $X < L_o/6$ (L_o – опорна довжина гусениці), а рівнодіюча сил, що діють на машину в режимі копання ґрунту, знаходитись в межах ядра перетину опорної поверхні гусениць, що виключає їх відрив від опорної поверхні ґрунту. Максимальна керованість машини досягається за умови приведення центру тиску на ґрунт до геометричного центру опорного контуру. Задача визначення координат центру тиску з урахуванням дії зовнішніх сил в процесі роботи землерийної машини вирішується комплексно – для варіантів монтажу робочого обладнання на кормі, попереду чи збоку тягача за умови обладнання машин додатковими опорними лижами і без них.

В третьому розділі сформульовано та теоретично обґрунтовано ідею поєднання під час роботи ланцюгово-балкових і фрезерно-роторних робочих органів землерийних машин безперервної дії копання ґрунту з традиційними швидкостями різання ґрунту ($V_p = 1,2 \dots 2,5$ м/с) та розвантаження робочих органів з використанням сил інерції, що надаються ґрунту в момент розвантаження за рахунок конструктивних і кінематичних особливостей робочих органів та їх приводів.

Працездатність машин забезпечується за умови, коли продуктивність робочого органу по виносній здатності вища за його продуктивність по забою, що виключає заштибування. Продуктивність по виносній здатності має свій верхній поріг, величина якого обумовлюється можливостями гравітаційного розвантаження, якістю очистки робочих органів від транспортованого ґрунту, повторним переносом розробленого ґрунту у відпрацьовану виїмку. Протиріччя між неможливістю збільшення швидкості транспортування із забою розробленого ґрунту та необхідністю збільшення продуктивності роботи машин вирішується шляхом поєднання в процесі розробки ґрунтів копання з традиційними швидкостями різання та розвантаження з використанням сил інерції.

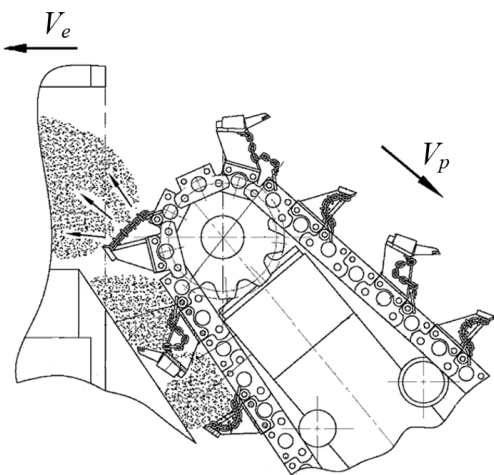


Рис. 10. – Схема імпульсного розвантаження ланцюгово-балкового робочого органу

Визначальним моментом ефективного розвантаження є відділення ґрунту від транспортуючих поверхонь балок та виведення його за межі геометричного контуру робочого органу. Реалізація вище вказаного здійснюється шляхом надання ґрунту в момент розвантаження додаткового і достатнього імпульсу сил інерції для забезпечення як відділення ґрунту від транспортуючих поверхонь робочого органу, так і подальшого переміщення, за рахунок конструктивних і кінематичних особливостей тягових ланцюгів одностороннього згину та миттєвого розкриття

гнучкої транспортуючої поверхні закріпленої на тягових ланцюгах особливим чином, рис. 10. Додатковий імпульс сил інерції надається ґрунту в зоні привідної зірочки в напрямі розвантаження. Прискорення маси елементарного об'єму ґрунту на транспортуючій балці в момент відділення від гнучкої поверхні визначається:

$$a_{in} = -\sqrt{\left(\frac{d^2}{dt^2}X_c(t)\right)^2 + \left(\frac{d^2}{dt^2}Y_c(t)\right)^2}, \quad (7)$$

де X_c , Y_c – координати центру мас об'єму ґрунту, що розвантажується.

Досліджено і доведено принципову можливість реалізації запропонованої ідеї розвантаження ґрунту за умови надання йому прискорення $3,5 \dots 16,5 \text{ м/с}^2$ в залежності від конструкції тягових ланцюгів робочих органів та їх привідних зірочок. Аналітичним шляхом отримано залежності для визначення основних параметрів робочих органів з імпульсним розвантаженням. Встановлена можливість підвищення продуктивності ланцюгово-балкових робочих органів по виносній здатності на $25 \dots 35 \%$ за рахунок збільшення ефективності розвантаження ґрунту та зменшення повторного переносу розробленого ґрунту знову в траншею.

Під час копання ґрунтів під трубопроводами фрезерно-роторними робочими органами підкопувальних машин переміщення розробленого ґрунту здійснюється вздовж осі обертання фрез робочого органу перпендикулярно вектору переміщення машини, частіше всього у відкопані прямки. Більш ефективним та доцільним слід вважати забезпечення переміщення розробленого під трубопроводом ґрунту на робоче обладнання машини відкриття трубопроводу, що іде попереду підкопувальної, уникнувши таким чином необхідності спорудження прямків, чи уширення траншей з обох сторін трубопроводу.

Проблема вирішується шляхом забезпечення імпульсної інтенсифікації розвантаження ґрунту розробленого фрезерно-роторним робочим органом під трубопроводом та зміщеного на обидві сторони від труби. Для цього підбір ґрунту, що вийшов з робочого органу машини, здійснюється привідними лопатками з гнучкими днищами, що обертаються в просторі, а розвантаження його з лопаток

забезпечується в напрямі робочого обладнання машини відкриття трубопроводу з наданням додаткового імпульсу сил інерції.

Розрахункову схему синтезованого інтенсифікатора приведено на рис. 11, компоновальну – на рис. 12.

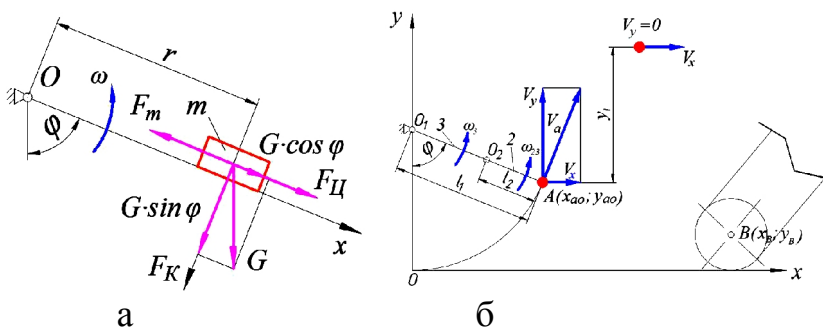


Рис. 11. – Розрахункові схеми руху ґрунту: а – по робочій поверхні лопатки; б – поза робочим органом

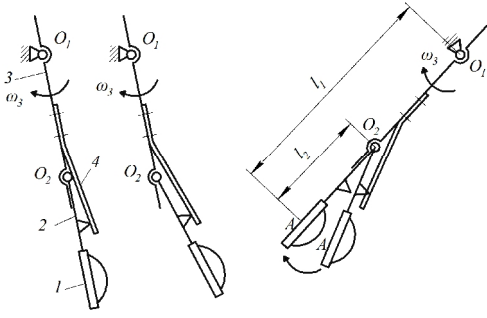


Рис. 12. – Компонувальна схема імпульсного розвантаження: 1 – лопатка з гнучким днищем; 2 – важіль; 3 – важіль корпусу; 4 – пружина

Додатковий імпульс сил інерції ґрунту надається спеціальним пружинним збуджувачем, що спрацьовує в потрібній точці переміщення лопатки з ґрунтом.

Диференціальне рівняння руху ґрунту:

$$m\ddot{x} = F_y + G \cdot \cos \varphi - F_m, \quad (8)$$

де m – маса ґрунту на лопатці; F_y – відцентрова сила інерції; G – сила ваги ґрунту; φ – кут нахилу лопатки до горизонту; F_m – сила тертя ґрунту.

Рівняння (8) може бути записано:

$$\ddot{x} - \omega(1 - 2\mu_1)\dot{x} - (\cos \omega t - \mu_1 \sin \omega t)g = 0, \quad (9)$$

$$\text{або:} \quad \ddot{x} + a\dot{x} + b = 0, \quad (10)$$

де $a = -(1 - 2\mu_1)\omega$; $b = -(\cos \omega t - \mu_1 \sin \omega t)g$.

Після введення нової функції $Z(t) = \frac{dx}{dt} = \dot{x}$ в рівняння (10): $\dot{z} + az = -b$. (11)

Вирішивши однорідне рівняння $\dot{z} + az = 0$ після розділу змінних та інтегрування знаходимо: $\ln z + at = \ln c$.

Тоді
$$z = \frac{q(a + \mu_1\omega)}{a^2 + \omega^2} \cos \omega t + q \frac{\omega - \mu_1 a}{a^2 + \omega^2} \sin \omega t + C_1 e^{-at}. \quad (12)$$

Звідки:
$$C_1 = -q \frac{a + \mu_1\omega}{a^2 + \omega^2}. \quad (13)$$

Рівняння (12) набуває вигляду:

$$z = \frac{dx}{dt} = q \frac{a + \mu_1\omega}{a^2 + \omega^2} \cos \omega t + q \frac{\omega - \mu_1 a}{a^2 + \omega^2} \sin \omega t - q \frac{a + \mu_1\omega}{a^2 + \omega^2} e^{-at}. \quad (14)$$

Після інтегрування маємо:

$$x(t) = q \frac{a + \mu_1\omega}{(a^2 + \omega^2)\omega} \sin \omega t - q \frac{\omega - \mu_1 a}{(a^2 + \omega^2)} \cos \omega t + q \frac{a + \mu_1\omega}{(a^2 + \omega^2)a} e^{-at} + C_2. \quad (15)$$

При $t = 0$, $x = 0$, тому $C_2 = -\frac{\mu_1 q}{a\omega}$.

Із залежностей (14) і (15) швидкість V_x і переміщення $x(t)$ елементарного об'єму ґрунту:

$$\begin{aligned} V_x = & q \left[\frac{3\mu_1 - 1}{1 + (1 - 2\mu_1)^2} \right] \omega \cos \omega t + q \left[\frac{1 + (1 - 2\mu_1)\mu_1}{1 + (1 - 2\mu_1)^2} \right] \omega \sin \omega t - \\ & - q \left[\frac{3\mu_1 - 1}{1 + (1 - 2\mu_1)^2} \right] \omega e^{-at} = q \left[\frac{3\mu_1 - 1}{1 + (1 - 2\mu_1)^2} \right] \omega \left(\cos \omega t - e^{(1 - 2\mu_1)\omega t} \right) + \\ & + q \left[\frac{1 + (1 - 2\mu_1)\mu_1}{1 + (1 - 2\mu_1)^2} \right] \omega \sin \omega t. \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned}
 x(t) = & q \frac{3\mu_1 - 1}{[1 + (1 - 2\mu_1)^2] \cdot \omega^2} \cdot \sin \omega t - q \frac{1 + (1 - 2\mu_1)\mu_1}{[1 + (1 - 2\mu_1)^2] \cdot \omega^2} \cdot \cos \omega t - \\
 & - y \frac{(3\mu_1 - 1)e^{(1-2\mu_1)\omega t}}{[1 + (1 - 2\mu_1)^2](1 - 2\mu_1) \cdot \omega^2} + q \frac{\mu_1}{(1 - 2\mu_1)^2 \cdot \omega^2}
 \end{aligned} \quad (17)$$

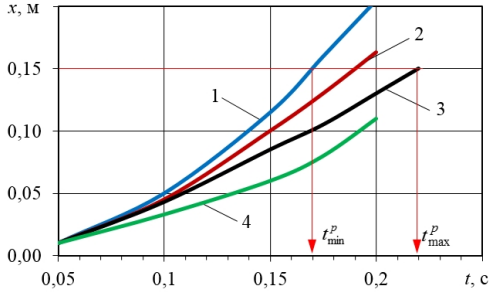


Рис. 13. – Залежності зміни переміщення ґрунту x по поверхні розвантажувальної лопатки від часу розвантаження t : $\omega = 9,0 \text{ с}^{-1}$; 1 – $\mu_1 = 0,2$; 2 – $\mu_1 = 0,3$; 3 – $\mu_1 = 0,4$; 4 – $\mu_1 = 0,6$

Результати досліджень та отримані залежності свідчать, що при заданій довжині корпусу l_1 , час і кут розвантаження залежать від кутової швидкості ω корпусу і коефіцієнта зовнішнього тертя ґрунту μ_1 . Якщо довжина корпусу $l_1 = 0,15 \text{ м}$ (рис. 13) і його кутова швидкість $\omega = 5,0 \text{ с}^{-1}$, мінімальний час розвантаження за умови $\mu_1 = 0,2$ – складає $t_p^{\min} = 0,18 \text{ с}$, а максимальний для $\mu_1 = 0,6$ – $t_p^{\max} = 0,217 \text{ с}$. При цьому мінімальний і максимальний кути розвантаження дорівнюють $\varphi_{\min} = 52,0^\circ$ і $\varphi_{\max} = 62,0^\circ$. За умови $\mu_1 = 0,6$ ґрунт повністю не встигає розвантажитися і переноситься назад у траншею. За кутової швидкості $\omega = 9,0 \text{ с}^{-1}$ будь-який ґрунт не встигає розвантажитися.

Результати виконаних досліджень дозволяють стверджувати, що за умови жорсткого кріплення розвантажувальних лопаток до корпусу розвантаження ґрунту з різними фізико-механічними властивостями здійснити проблематично.

За умови, коли ланки 2 і 3 (див. рис. 12) зв'язані між собою шарнірно, причому ланка 2 є підпружиненою по відношенню до ланки 3, в процесі розвантаження абсолютна швидкість V_a елементарного об'єму ґрунту, що знаходиться на робочій поверхні підпружиненої лопатки:

$$\bar{V}_a = \bar{V}_n + \bar{V}_e, \quad V_n = \omega_3 \cdot l_1, \quad V_e = \omega_{23} \cdot l_2, \quad (18)$$

де ω_{23} – кутова швидкість важеля 2 щодо важеля 3, яка змінюється від $\omega_{23} = 0$ на початку розпрямлення пружини до $\omega_{23} = \omega_{23\max}$ – в кінці розпрямлення;

l_2 – радіус установки лопатки інтенсифікатора щодо осі обертання O_1 важеля 2.

Рівняння кінетичної енергії важеля 2 при обертанні навколо точки O_2 (див. рис. 12):

$$M_P d\varphi - M_{O_2} d\varphi = dT. \quad (19)$$

Інтегруємо рівняння (19) з урахуванням моменту рушійних сил деформації пружини та моменту сил опору:

$$c\varphi_P \int_0^{\varphi_P} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_P}\right) d\varphi - G_z \int_0^{\varphi_P} (l_1 \cos((\varphi_0 + \omega_2 t) - (\varphi_P - \varphi))) d\varphi = \frac{I_{O_2} \omega_{23}^2}{2} \int_0^2 dT. \quad (20)$$

З урахуванням найгірших умов розвантаження ґрунту, приймаємо максимально можливе значення кута $\varphi_0 + \omega_2 t = \pi/2$. Після перетворення (20) та розв'язку отримали значення кутової швидкості важеля 2 навколо точки O_2 :

$$\omega_{23 \max} = \sqrt{\frac{c \varphi_P^2 - 2G_z l_1 (1 - \cos \varphi_P)}{I_{O_2}}} . \quad (21)$$

Для листової пружини 4 кут повороту важеля 2 під дією сили F дорівнює $\varphi = \frac{F l_2^2}{2EJ}$.

Кут повороту важеля 1 після його контакту з пружиною 4:

$$\varphi_{\max} = \sqrt{\frac{J_{O_2} \omega_{\max}^2}{c_1}} . \quad (22)$$

Рівняння руху важеля 1 після його контакту з пружиною 4 у формі рівняння Лагранжа 2-го роду:

$$J_{O_1} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_{O_1}}{d\varphi} = M_P - M_O . \quad (23)$$

В результаті кутове прискорення важеля 1 дорівнює:

$$\varepsilon_1 = - \frac{c_1 \varphi_{\max}}{J_{O_1}} . \quad (24)$$

Для забезпечення відриву частки ґрунту від поверхні лопатки необхідно щоб сила інерції F_{in} була більшою сили адгезії F_a цієї частки до поверхні лопатки $F_{in} > F_a$, або $m_c \cdot a_\tau > m_c \cdot g \cdot k_a$, де $a_\tau = \varepsilon_1 \cdot l_1$ – тангенціальне прискорення частки ґрунту. Звідки умова розвантаження лопатки:

$$\varepsilon_1 l_1 > k_a g . \quad (25)$$

В момент закінчення кутового руху важеля 2 щодо обертового важеля 3:

$$\bar{V}_a = \bar{V}_x + \bar{V}_y . \quad (26)$$

Координати польоту частки ґрунту в функції часу:

$$x_A = x_{AO} + V_a \cdot t \cdot \cos \varphi; \quad y_A = y_{AO} + V_a \cdot t \cdot \sin \varphi - \frac{g \cdot t^2}{2} . \quad (27)$$

Час t визначається наступним чином:

$$t = \frac{x_A - x_{AO}}{V_a \cdot \cos \varphi} . \quad (28)$$

Час руху t ґрунту в режимі вільного польоту знаходиться в інтервалі:

$$0 \leq t \leq t_{\max} = (V_a \cdot \sin \varphi) / g .$$

Рівняння траєкторії руху ґрунту після його відриву від лопатки інтенсифікатора:

$$y_A = \frac{2g \cdot y_{AO} \cdot V_a^2 \cdot \cos^2 \varphi + 2V_a^2 \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot (x_A - x_{AO}) \cdot g - (x_A - x_{AO})^2 \cdot g^2}{2g \cdot V_a^2 \cdot \cos^2 \varphi} . \quad (29)$$

Траєкторії, побудовані за результатами виконаних досліджень, підтверджують можливості перевантаження розробленого під трубою машиною підкопувальною

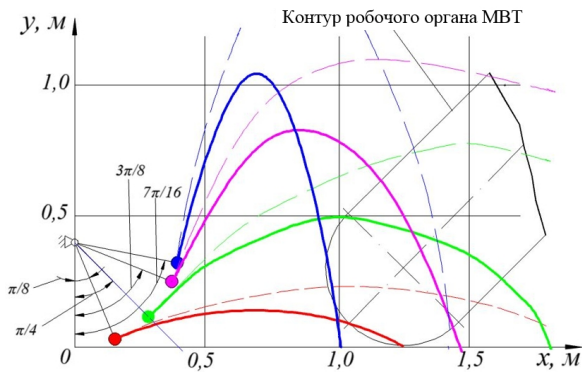


Рис. 14. – Траєкторії руху ґрунту при розвантаженні фрезерно-роторного робочого органу

ґрунту на робочий орган машини відкриття трубопроводу, рис. 14, та можливість організації роботи вказаних машин тандемом без спорудження примків. Робота машин тандемом дає можливість зменшити на 20...35 % об'єм ґрунту, який необхідно розробити навколо трубопроводу під час його відкриття.

Четвертий розділ присвячено створенню уточненої математичної моделі землерийних машин безперервної дії, використання якої дозволяє, з

забезпеченням розробки ґрунтів різцями робочого органу на докритичних глибинах різання, визначати раціональні конструктивні та кінематичні параметри спеціальних землерийних машин та їх робочих органів. За основу прийнято моделювання робочих процесів як взаємодію пов'язаних між собою підсистем «ґрунт – робоче обладнання» та «базовий тягач – опорна поверхня» з урахуванням особливостей роботи на трубопроводах. Підсистема «ґрунт – робоче обладнання» характеризується геометричними та кінематичними параметрами робочого органу і забою, фізико-механічними властивостями ґрунту і включає в себе аналітичний опис процесів різання ґрунту, переміщення його із забою до місця розвантаження та саме розвантаження. Різання розглядається як руйнування масиву окремими різцями, які працюють в режимах блокованого, напівблокованого та вільного різання на докритичних глибинах і розставлені на балках за ступеневою або ступенево-шахматною схемами, що забезпечує мінімізацію енергомісткості розробки ґрунтів. Особливістю вважається додаткове навантаження робочих органів за рахунок різання ґрунту ланцюгами відкосоутворювачів, що має враховуватись під час розрахунків силового навантаження та курсової стійкості машини. Зусилля в тягових ланцюгах відкосоутворювачів визначається:

$$P_{\text{в}} = \frac{0,75k_1(1-\delta)\Pi_{\text{техн}}}{\eta_{\text{р.л.}}}, \text{ або } P_{\text{в}} = k_{\text{во}} \cdot P_{01}, \quad (30)$$

де k_1 – питомий опір різанню ґрунту; δ – коефіцієнт, який характеризує відношення площі поперечного перерізу траншеї, що розробляється ланцюговим робочим органом до загальної площі поперечного перерізу траншеї; $\eta_{\text{р.л.}}$ – К.К.Д. ланцюга відкосоутворювача; $k_{\text{во}}$ – коефіцієнт зусилля в ланцюгу відкосоутворювача відносно зусилля тягового ланцюга робочого органу P_{01} .

Математична модель підсистеми включає аналітичні залежності, що визначають основні конструктивні, кінематичні і енергетичні параметри робочих органів та їх взаємозв'язок, і дозволяє виконати оптимізацію основних параметрів.

Робота підсистеми «базовий тягач – опорна поверхня» визначається параметрами силової установки, агрегатів трансмісії, рушія машини та його тягово-зчіпними властивостями. Математична модель підсистеми враховує умови забезпечення стійкого контакту опорної частини забігаючої гусениці тягача машини під час копання ґрунту на криволінійній ділянці трубопроводу, що можливе коли сила тяги в гусениці на горизонтальній поверхні:

$$T_{pz}^e = \frac{R}{2}f + \frac{R_l}{2}\mu_1 + \frac{R_2}{2} + \mu\frac{RL}{4B} \cdot K; \quad (31)$$

на підйомі:

$$T_{pz} = \frac{R}{2}f \cos \alpha + \frac{R_l}{2}\mu_1 + \frac{R_2}{2} + \mu\frac{RL}{4B}K + \frac{R}{2}\sin \alpha, \quad (32)$$

де: R – рівнодіюча вертикальних сил, що діють на тягач; f , μ , μ_1 – коефіцієнти, відповідно опору переміщення машини, повороту, зовнішнього тертя ґрунту; R_l – вертикальне навантаження на лижі; R_2 – горизонтальна складова сил копання ґрунту; K – коефіцієнт нерівномірності навантаження гусениць; α – кут нахилу поверхні.

В цілому для системи, що описує роботу спеціальної землерийної машини безперервної дії, вхідними параметрами є ґрунтові умови та розміри траншеї, встановлена потужність, геометричні параметри одиночних різців, діапазони зміни швидкостей різання ґрунту та подачі машини, тип та характеристики трансмісій приводів робочого органу і рушія, а на виході – використана потужність, продуктивність та енергоємність розробки ґрунту. Це дає можливість мінімізувати енергомісткість розробки ґрунту, варіюючи швидкістю різання та конструктивними параметрами робочого органу. Задання може бути і обернене. У такому випадку в якості вхідних параметрів розглядаються ґрунтові умови та параметри виїмки, задана технічна продуктивність машини, тип робочого органу, тип та характеристики трансмісій приводів робочого органу і рушія машини, а вихідних – необхідна потужність тягача, тягово-зчіпні характеристики рушія, мінімальна енергомісткість розробки ґрунту, яку можна досягнути, знову ж таки – за рахунок вибору раціональних конструктивних параметрів робочого органу та режимів копання ґрунту.

Під час створення математичної моделі прийнято ряд припущень:

- розглядаються усталені режими роботи;
- втрати в приводах враховуються відповідними К.К.Д. та не залежать від швидкостей.

Розроблені алгоритм виконання досліджень, рис. 15, та програма розрахунків дозволили виконати оптимізацію конструктивних та кінематичних параметрів робочих органів спеціальних землерийних машин з урахуванням фізико-механічних властивостей ґрунтів, прийнятих обмежень та конструкції ґрунторозробних різців.

Дослідженнями з використанням розроблених алгоритму та програми встановлено, що для ланцюгово-балкових робочих органів машин, які копають траншеї шириною 0,6 м, глибиною 1,2...3,3 м в ґрунтах I...IV категорій в якості ґрунторозробних елементів, слід приймати одиночні різці шириною $b = 0,03$ м. Їх використання забезпечує мінімум енергомосткості розробки ґрунтів, рис. 16. Зі зміною категорії розроблюваних ґрунтів ($P_{mex} = \text{const}$) очікувано змінюється величина енергомосткості розробки від 0,078 кВт·год/м³ для I категорії, до 0,482 кВт·год/м³ для IV категорії, але мінімум енергомосткості має місце під час розробки ґрунтів саме різцями шириною $b = 0,03$ м. За продуктивності виконання земляних робіт 650 м³/год сумарні витрати потужності складають 310 кВт: на привод робочого органу витрачається 282 кВт, переміщення робочого органу в режимі копання ґрунту – 28 кВт. Це складає 10 % від загальних витрат потужності і не залежить від категорії розроблюваного ґрунту.

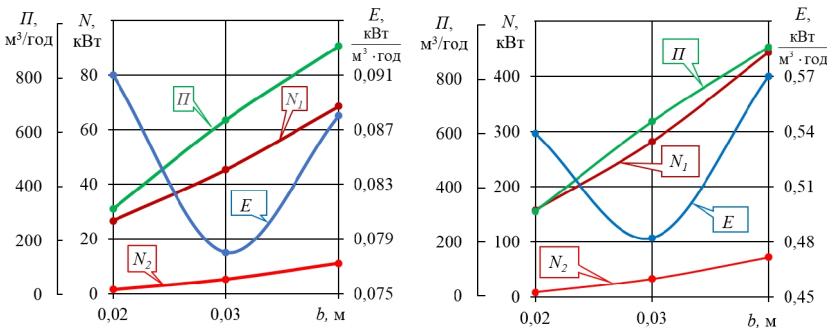


Рис. 16. – Вплив ширини зуба на характеристики процесу копання в різних ґрунтах спеціальних землерийних машин безперервної дії.

Визначена залежність товщини стружки, що може зрізуватися різцями $b = 0,03$ м на докритичній глибині від швидкості подачі V_e машини, рис. 17, та вплив товщини стружки на силові характеристики процесу копання ґрунту.

Максимальна величина горизонтальної складової сил копання ґрунту двосекційним робочим органом машини відкриття трубопроводів сягає 85–100 кН за умови розробки ґрунтів I–IV категорії. Це складає до 25 % тягового зусилля машини по зчепленню гусеничного рушія і свідчить про гарантовану стабільність контакту опорної поверхні гусениць з ґрунтом та відсутність об'єктивних передумов можливого буксування рушіїв, чи поперечного ривання машини під час її переміщення по криволінійній ділянці трубопроводу. Швидкість подачі робочого

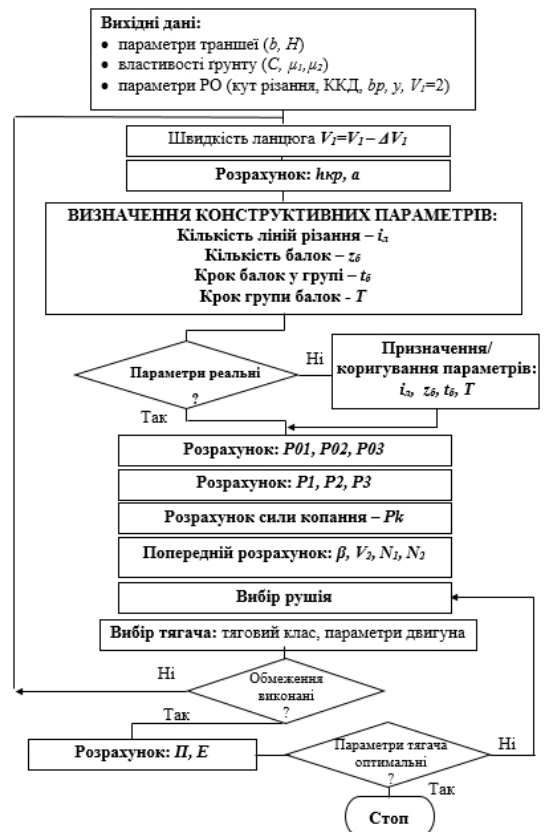


Рис. 15. – Структурна схема алгоритму визначення параметрів робочих органів

В процесі копання ґрунту сила різання складає від 61 % (I категорія) до 93 % (IV категорія) від величини сили копання. Цим підтверджується правильність спрямування створеної математичної моделі на пошук шляхів мінімізації сил різання ґрунтів в процесі роботи

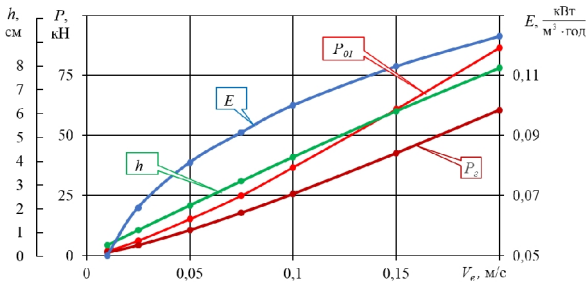


Рис. 17. – Залежності зміни товщини стружки та параметрів силового навантаження робочого органу від зміни швидкості подачі V_e : $H = 3,3$ м; $B = 0,6$ м; $C = 16$; $V_p = 1,6$ м/с

У п'ятому розділі розглянуто фізичне моделювання взаємодії робочих органів землерийних машин безперервної дії з ґрунтовим середовищем в процесі їх створення, з урахуванням особливостей виконання робіт на трубопроводах.

Аналіз систем диференціальних рівнянь, що описують напружений стан ґрунту перед ріжучими елементами, розвиток деформацій в процесі руйнування або ущільнення ґрунтів, нерозривність деформацій та однозначність досліджуваних процесів дозволили отримати функціональну критеріальну залежність, що описує робочі процеси спеціальних землерийних машин безперервної дії:

$$\frac{N}{\sigma l^2 V} = \Phi \left(\frac{\tau}{\sigma}; \frac{\eta}{g\sigma}; \frac{\eta V^2}{l}; \frac{Vt}{\sigma}; \frac{E}{\sigma}; \frac{A_o}{\sigma}; \frac{V^2}{gl}; \frac{\eta V}{\eta^2}; \frac{P}{\eta^3}; \frac{C_{yd}}{\sigma}; \frac{C_w}{\eta} \right), \quad (33)$$

де N – потужність; σ – нормальні та τ – дотичні напруження; γ – об'ємна вага ґрунту; l – лінійний розмір; V – швидкість; g – прискорення вільного падіння; η – динамічна в'язкість ґрунту; E – модуль пружності; A_o – зв'язність ґрунту; μ_1 та μ_2 – відповідно, коефіцієнти зовнішнього та внутрішнього тертя ґрунту; P – сила; C_{yd} – міцність ґрунту по ударнику ДорНДІ; C_w – липкість ґрунту.

Прийнявши в якості моделі ґрунтового середовища реологічну модель Бінгама-Шведова, з урахуванням досліджень І. К. Растегаєва, отримано вираз для узагальненого критерію подібності:

$$\frac{\tau}{\eta} = \frac{C_w}{\eta} + \frac{V^2}{gl} M_2 + \eta \frac{V}{\eta^2}, \quad (34)$$

що описує наближену подібність процесів різання ґрунту на моделі і в натурі як визначального процесу силового навантаження робочих органів створюваних машин.

Ріжучі периметри ланцюгово-балкових та фрезерно-роторних робочих органів землерийних машин конструюються з одиночних різців малих лінійних розмірів, що розміщуються у визначеному порядку. Вплив малих лінійних розмірів різців, співвідношення розмірів, взаєморозміщення окремих різців в конструкціях ріжучих периметрів на величину сил різання ніяк не враховується, не дивлячись на те, що вказані ефекти без сумніву мають місце. Підтверджено, рис. 18, суттєвий

органу на забій, за умови різання ґрунту на критичній глибині ($V_p = 1,6$ м/с), може прогнозовано досягати до 720 м/год (0,2 м/с). Це відповідає теоретичній продуктивності робочого органу по забою до 1500 м³/год.

Виконані дослідження підтверджують, що розроблена математична модель системи дозволяє прогнозувати та визначати основні параметри робочого обладнання землерийних машин безперервної дії з точки зору забезпечення мінімуму енергомісткості розробки ґрунту, приймаючи в якості відправного параметру ширину одиночних різців.

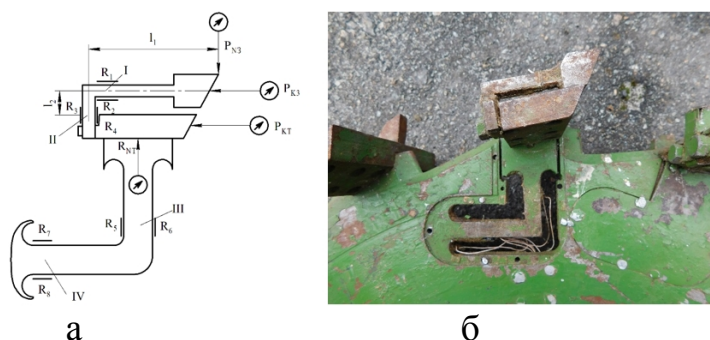


Рис. 18. – Установка тензорезисторів на різці та на поперечній балці робочого органу: а – схема; б – модель

вплив на розрахункові величини сил різання ґрунтів елементарними різцями масштабних ефектів та запропоновано залежності, які враховують цей вплив.

Отримано розрахункові залежності для визначення сил опору різанню ґрунтів елементарними різцями з урахуванням масштабних ефектів, для блокового різання:

$$P_1 = 10 \cdot C_{y0} \cdot \lambda^3 \cdot S \cdot h^2 \cdot f_{(S)} \cdot f_{(h)}^2; \quad (35)$$

для напівблокового різання:

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{S \cdot f_{(S)}}{S \cdot f_{(S)} + h \cdot f_{(h)}}; \quad (36)$$

для вільного різання:

$$P_3 = P_1 \cdot \left(\frac{S \cdot f_{(S)}}{S \cdot f_{(S)} + h \cdot f_{(h)}} \right)^2, \quad (37)$$

де λ – константа, що характеризує стан ґрунту; $f(S)$, $f(h)$ – безрозмірні функції, які виражають вплив лінійних розмірів різців на величину сил різання, рис. 19. Приведені формули – математична апроксимація результатів численних експериментальних досліджень.

Постійна λ знаходиться за формулою:

$$\lambda = \sqrt{\frac{G_w}{10C}}, \quad (38)$$

де C_w – липкість ґрунтів; C – міцність ґрунтів по ударнику ДорНДІ.

Розрахунки, виконані з використанням отриманих формул (35)–(37), визначеної величини $\lambda=0,75$ та безрозмірних функціональних залежностей $f(S)$ та $f(h)$ (див. рис. 19), забезпечують задовільну збіжність з результатами експериментів.

Розходження експериментальних та розрахункових даних не перевищує 6,5 % при довірчій вірогідності результатів досліджень 0,95 для ґрунтів міцністю $C=1 \dots 10$ (натура). Необхідне уточнення масштабного коефіцієнта $C_p = C_l^3$ при виконанні

перерахунків сил різання ґрунту за даними модельних випробувань на натуру здійснено шляхом використання безрозмірної функції $f(l)$, що однозначно виражає залежність крайового ефекту від лінійних розмірів ріжучих елементів (див. рис. 19).

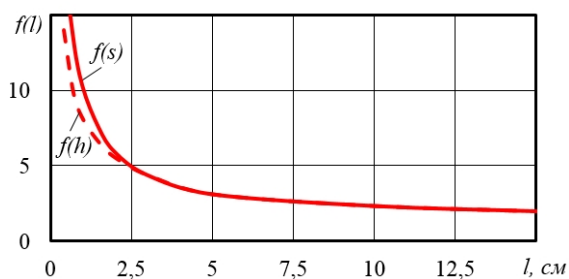


Рис. 19. – Графічна інтерпретація безрозмірних функцій $f(s)$ та $f(h)$: s – ширина різця; h – глибина різання ґрунту

Внаслідок нелінійності функції $f(l)$ при переході від параметрів моделі до параметрів натури, співвідношення $\frac{f^n(S)}{f^m(S)}$, або $\left[\frac{f^n(h)}{f^m(h)}\right]^2$ суттєво залежить від вибраного масштабу моделювання лінійних величин C_l , що свідчить про необхідність врахування масштабних ефектів. При блокованому різанні ґрунту з дотриманням для модельних та натурних досліджень ідентичних умов їх виконання, співвідношення сил опору різанню ґрунту на моделі і в натурі складає:

$$\frac{P_n}{P_m} = C_l^4 \frac{f^n(S)}{f^m(S)} \cdot \left[\frac{f^n(h)}{f^m(h)}\right]^2 = C_l^3 k_m, \quad (39)$$

де k_m – коефіцієнт, що враховує прояв масштабного ефекту,

$$k_m = C_l \frac{f(C_l \cdot S)}{f(S)} \cdot \left[\frac{f(C_l \cdot h)}{f(h)}\right]^2. \quad (40)$$

Як порівняння: для ножового робочого органу за умови: $C_l = 5$; $S_m = 1$ м; $h_m = 0,04$ м, коефіцієнт масштабного ефекту $k_m = 1,75$. Для елементарного різця, коли $C_l = 5$; $S_m = 0,02$ м; $h_m = 0,02$ м, коефіцієнт k_m дорівнює 0,3.

Приклади демонструють можливу похибку виконання перерахунків результатів модельних досліджень сил різання ґрунту робочими органами землерийних машин безперервної дії на натуру без урахування масштабних ефектів.

Сутність фізико-математичного моделювання спеціальних землерийних машин безперервної дії полягає в об'єднанні в один досліджуваний комплекс фізичних моделей робочих органів, ґрунтів зі змодельованими фізико-механічними властивостями, математичних моделей тягачів та систем управління робочими процесами. Матеріальною основою моделювання є спеціальний стенд, рис. 20.



Рис. 20. – Стенд фізико-математичного моделювання

Фізична модель підсистеми «ґрунт – робоче обладнання» реалізується з використанням ґрунтового каналу, фізико-механічні властивості ґрунту якого змодельовано, та рухомого стенда, на якому монтуються досліджувані конструкції робочого обладнання. Стенд обладнано системою необхідних вимірювальних приладів і реєструючої апаратури, рис. 21. Він має п'ять незалежних безступенево

змінюваних гідрооб'ємних приводів, що дозволяє виконувати дослідження багатофункціональних систем в широкому діапазоні зміни вхідних силових та кінематичних параметрів. Експериментальні дослідження на фізичних моделях (М 1:5) виконуються згідно планів проведення експериментів для кожного виду робочого обладнання. В порядку створення машин здійснено пошук і відпрацьовано конструкції робочого обладнання машин для підкопування ґрунту під трубопроводом та машини для засипки і ущільнення ґрунту під трубою з визначенням характеристик навантаження та технічних можливостей робочих органів.

Експериментальні дослідження фізичної моделі фрезерно-роторного робочого органу машини для підкопування ґрунту під трубопроводом, рис. 22, дозволили оцінити його працездатність під час розробки ґрунтів з різними фізико-механічними властивостями, в тому числі перезволожених глинистих ґрунтів. Приймаючи в якості змінних параметрів швидкості різання ґрунту V_p (діапазон зміни 1,7...2,5 м/с), подачі робочого органу V_e (50...160 м/год), кут встановлення ґрунторозробних лопаток відносно осі обертання фрез α (20° ; 25° ; 30°) в результаті виконання досліджень встановлено:

- зміна кута α мало впливає на величину крутного моменту на приводі фрез, раціональним слід вважати кут установки лопаток $\alpha = 20^\circ$;

- сила тяги ($V_e=50\ldots100$ пог.м/год) змінюється в межах 20...40 кН, при цьому визначальною є категорія розроблюваного ґрунту, а не швидкість подачі V_e ;

- крутний момент на валу привода фрез ($V_e=100\ldots150$ пог.м/год) змінюється від 40 до 50 кВт і залежить, в першу чергу, від діаметра труби, фізико-механічних властивостей ґрунтів та ефективності очистки фрез від розробленого ґрунту.

Максимальна прогнозована продуктивність машини може змінюватись в межах 100...160 пог.м/год в залежності від діаметра трубопроводу.

Ефективність та можливість реалізації запропонованого способу статичного ущільнення ґрунту під трубопроводом за один прохід машини з допомогою двох плоских поверхонь, що синхронно переміщуються назустріч одна одній в процесі ущільнення, рис. 23, вперше експериментально доведена шляхом проведення випробувань на моделі. Встановлено, що запропонований спосіб ущільнення ґрунту

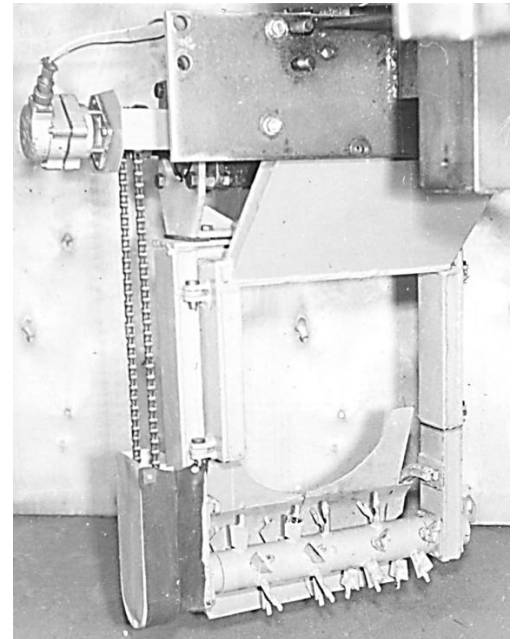


Рис. 22. – Модель робочого органу машини підкопувальної



Рис. 23. – Модель робочого органу машини для засипання та ущільнення ґрунту під трубопроводом

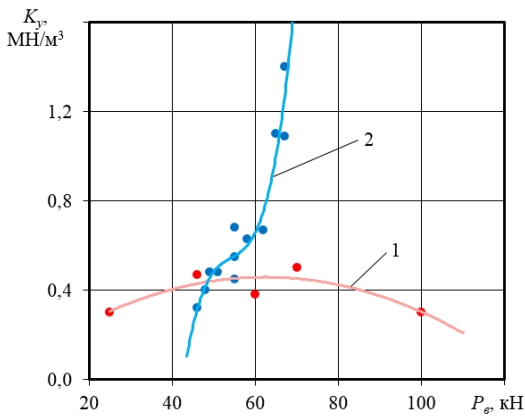


Рис. 24. – Залежність коефіцієнта K_y від зміни схеми прикладання зусилля ущільнення: 1 – вертикальне переміщення лопаток; 2 – переміщення паралельно твірної труби

забезпечує проникнення деформації на глибину 1,0...1,3 м. Виявлено незначний вплив зміни кроку ущільнення ($t = 0,8...1,2$) на ступінь ущільнення ґрунту та можливість ущільнення до значень коефіцієнта постелі $K_y = 0,3...1,8 \text{ MN/m}^3$, що відповідає необхідним вимогам ($K_y \geq 0,5...1,0 \text{ MN/m}^3$). Мають місце, рис. 24, переваги переміщення лопаток в процесі ущільнення ґрунту паралельно твірній трубопроводу порівняно з їх вертикальним зануренням в ґрунт. Регламентована діючими ВБН величина коефіцієнту постелі ($K_y \geq 1,0 \text{ MN/m}^3$) досягається при реалізації тиску ґрунтоущільнювальних лопаток на ґрунт $p = 1,5...2,0 \text{ МПа}$ за умови їх переміщення. Потужність приводу механізму ущільнення становить 12...15 кВт.

Дані проведених експериментальних досліджень підтвердили можливість реалізації ідеї спорудження під трубопроводом в безперервному режимі переміщення машини стійкої ґрунтової опори, що підтверджує практичну реалізацію наукової гіпотези досліджень.

У шостому розділі наведено результати дослідно-конструкторських робіт, що виконані з використанням розроблених в дисертаційній роботі наукових положень створення спеціальних землерийних машин безперервної дії.

Необхідні швидкості виконання земляних робіт забезпечено шляхом розділення процесів копання та транспортування розробленого ґрунту, поєднання в робочих органах землерийних машин безперервної дії різних швидкостей копання ґрунту та його розвантаження з робочих органів, рис. 25.

Запропоновано та реалізовано ідею створення машини для безперервного спорудження в траншеї під відремонтованим трубопроводом ґрунтової опори необхідної міцності, що дає можливість реалізації гіпотези ремонту труби безпідйомним способом без порушення лінії її вихідного залягання.

Висунута та реалізована ідея монтажу робочого обладнання землерийних машин на тягачах з використанням проміжної двохарнірної ланки (серги), рис. 26. Розроблено алгоритм та реалізовано системи

автоматичного керування переміщенням вздовж трубопроводу землерийних машин в режимі копання ґрунту з дотриманням граничних відстаней $200 \pm 50 \text{ мм}$ між



Рис. 25. – Ланцюговий робочий орган землерийної машини MBT-2M з розділенням процесів різання ґрунту та його транспортування

секціями робочого органу та поверхнею труби. Розроблений алгоритм роботи двоконтурного гідравлічного приводу переміщення серги та робочого органу забезпечує необхідне коригування положення гусеничного ходового обладнання тягача та ґрунторозробного обладнання машин відносно трубопроводу в залежності від їх реального поточного положення, що підтверджено результатами промислової експлуатації машин.

Синтез компоувальних схем машин пошарової розробки ґрунту, відкриття трубопроводів, машини для ущільнення ґрунту під трубопроводом, став можливим завдяки створенню конструкції спеціального гусеничного тягача необхідної потужності з розвинутою платформою для розміщення робочого обладнання та забезпечення його необхідних просторових переміщень відносно трубопроводу в робочому та транспортному режимах з дотриманням вимог чинних норм і правил.

В порядку реалізації наукової ідеї усунення невідповідності темпів виконання земляних робіт та ремонтних

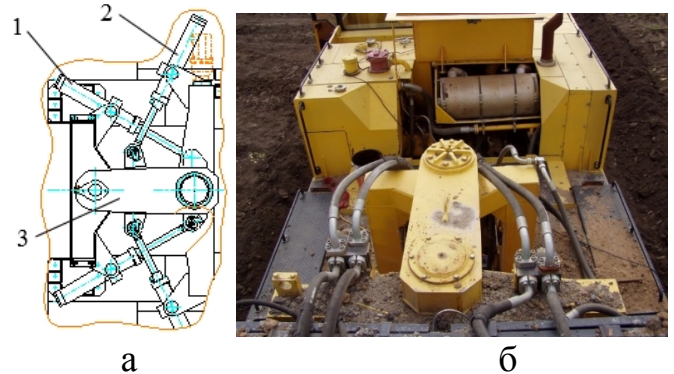


Рис. 26. – Синтезована схема кріплення робочого обладнання до тягача з допомогою проміжної серги: а – схема; б – вид зверху; 1 – гідроциліндри переміщення серги; 2 – гідроциліндри робочого органу; 3 – серга



Рис. 27. – Машина для пошарової розробки ґрунтів МПРГ-1М

вздовж осі трубопроводу з відхиленням від неї 200 ± 50 мм, розробляє над трубою родючий шар ґрунту заданої товщини і ширини та складає його в окремий бруствер на заданій відстані від утвореної виїмки.

Машина відкриття трубопроводів МВТ-2М, рис. 28, забезпечує зняття шару ґрунту, товщиною до 0,5 м, над трубопроводом, риття траншей з двох сторін від нього на відстані 200 ± 50 мм від поверхні

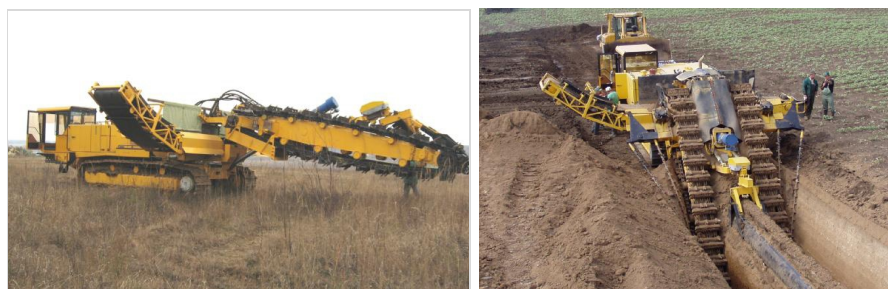


Рис. 28. – Спеціальна землерийна машина безперервної дії МВТ-2М відкриття трубопроводів

робіт під час капітального ремонту магістральних трубопроводів, створено інноваційні спеціальні землерийні машини безперервної дії. Машина пошарової розробки (рекультивациі) МПРГ-1М, рис. 27, слідує в автоматичному режимі

труби з можливістю утворення приямків та евакуацію ґрунту в бруствер ліворуч чи праворуч від трубопроводу. Оснащення робочого органу машини інтенсифікаторами розвантаження, зняло проблему залишкових просипів та переносу розробленого ґрунту знову в траншею. Машину обладнано системою автоматичного керування та спостереження за переміщенням вздовж трубопроводу в режимі копання ґрунту.



Рис. 29. – Машина МПР-1М для підкопування ґрунту під трубопроводами

Машина підкопувальна роторна МПР-М, рис. 29, призначена для видалення ґрунту з-під трубопроводів діаметром від 530 до 1220 мм у ґрунтах 1–4 категорій в процесі ремонту за технологією без підйому труби. Фрези можуть оснащувались інтенсифікаторами розвантаження ґрунту.

Машина для засипання та ущільнення ґрунту під трубопроводом (МП-М), рис. 30,

призначена для дозованого засипання ґрунту під трубопроводу D_y 530...1220 мм з відсипаного відвала і наступного рівномірного статичного ущільнення його з метою виключення просідання трубопроводу під час його експлуатації. Ступінь ущільнення ґрунту під трубопроводом досягає $K_y=1,0-1,5$ МПа/м³ ($0,96 \sigma_s$).

Під час виконання ремонтних робіт машина може бути розташована ліворуч або праворуч розкритого трубопроводу. Автоматично забезпечується переміщення машини вздовж трубопроводу та контроль положення як тягача машини, так і обладнання для підсипання і ущільнення ґрунту відносно поздовжньої осі трубопроводу, а також автоматичне керування робочим устаткуванням машини в процесі ущільнення ґрунту.

Створення спеціальних землерийних машин безперервної дії дозволило реалізувати наукову ідею забезпечення відповідності темпів виконання земляних робіт темпам виконання ремонтних робіт на трубопроводах та забезпечити виконання капітального ремонту швидкісним безпідйомним методом шляхом одночасного розкриття трубопроводу та спорудження на заданій відстані від труби стійкої ґрунтової опори під нею. Створені машини не мають світових аналогів.

У цьому розділі приведено результати експериментальних досліджень землерийних машин безперервної дії на предмет оцінки їх силового навантаження, відповідності вимогам ДСТУ, будівельних норм і правил



Рис. 30. – Землерийна машина МП-М для засипання та ущільнення ґрунту під трубопроводом

(ВБН), виконано техніко-економічну оцінку використання створених машин у промисловості.

В якості основного прийнято метод інструментальних випробувань з використанням тензометричних датчиків, вимірювальних приладів та реєструючої апаратури, рис. 31. Основні задачі випробувань:

- визначення силового навантаження робочого обладнання і машин в цілому під час виконання ними земляних робіт, розподіл потоків потужності на привід робочого обладнання та окремих його вузлів, а також на механізм ходу;

- визначення продуктивності створених машин в реальних умовах експлуатації та енергомісткості розробки ґрунтів як інтегральної характеристики робочих процесів;

- оцінка об'єктивності та ефективності технічних рішень, розроблених в процесі виконання теоретичних досліджень робочих процесів спеціальних землерийних машин безперервної дії, що реалізовані в конструкціях машин.

Збір та попередня обробка результатів тензометричних випробувань, що поступають з датчиків під час проведення експериментальних досліджень, забезпечувались за допомогою програмно-апаратного комплексу.



Рис. 31. – Експериментальні дослідження натурних зразків машин: а – на трасах нафтопроводів, б – вимірювальне обладнання, встановлене на машинах, в – результати досліджень

Результати виконаних експериментів підтвердили збільшення продуктивності (виносної здатності) ланцюгово-балкових органів землерийних машин безперервної дії на 20...25 % за рахунок конструктивного удосконалення і інтенсифікації розвантаження ґрунту. Робота машин відкриття трубопроводів та підкопувальної тандемом забезпечує зменшення об'єму земляних робіт на трубопроводах під час їх ремонту на 20...35 %. Розділення процесів різання ґрунту та його транспортування з забезпеченням різання балками аркової конструкції та транспортування із забою з інтенсифікацією розвантаження

грунту з транспортуючих балок забезпечує зменшення силового навантаження робочого органу. Мінімальна енергомісткість розробки ґрунту ланцюгово-балковим робочим органом при цьому $E_{лан} = 0,27...0,32$ кВт·год/м³, енергомісткість транспортування ґрунту роторним лопатевим метальником, ($\Pi_m = 350...592$ м³/год) – $E_{мет} = 0,13...0,25$ кВт·год/м³, сумарна енергомісткість розробки і транспортування ґрунту у відвал становить $E_{\Sigma} = 0,41...0,48$ кВт·год/м³. Отримані показники енергоємності розробки ґрунтів відповідають кращим світовим зразкам ланцюгових траншейних екскаваторів. Експериментально підтверджена можливість спорудження під відремонтованим трубопроводом стійкої ґрунтової опори, $K_y = 1,0...1,1$ МН/м³ ($\sigma_{cm} = 0,93...0,95 [\sigma_{cm}]$) за один прохід вздовж труби шляхом використання запропонованого способу та створеного механізму статичного ущільнення ґрунту.

Результати експериментальних досліджень створених землерийних машин, рис. 32, підтвердили достовірність та об'єктивність теоретичних досліджень та раціональність технічних рішень, прийнятих при їх створенні. Розходження результатів теоретичних та польових експериментальних досліджень не перевищує 8...15 % при довірчій вірогідності 0,95.

Реалізація технічних рішень, розроблених в процесі створення спеціальних землерийних машин безперервної дії, дозволила збільшити темп ремонтних робіт на трубопроводах в 5...7 разів, зменшити об'єми земляних робіт на 25...35%, на порядок підвищити безпеку виконання ремонтних робіт, економічний ефект від впровадження у виробництво створених машин складає 11 293 000 грн/рік (дані 2009 р.), термін окупності – 2,5 роки.

Промислова експлуатація машин, що здійснюється на підприємствах ВАТ «Укртранснафта» та «Укртрансгаз» НАК «Нафтогаз України» та РАО «Газпром» підтвердила об'єктивність та раціональність технічних рішень, розроблених в процесі їх створення, відповідність характеристик роботи машин вимогам ВБН та ДСТУ, достовірність результатів виконаних досліджень.

ОСНОВНІ НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

Дисертація є закінченою науково-дослідною роботою, в якій теоретично узагальнено і практично вирішено крупну науково-технічну проблему забезпечення проведення швидкісного безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів в траншеї шляхом усунення невідповідності темпів виконання

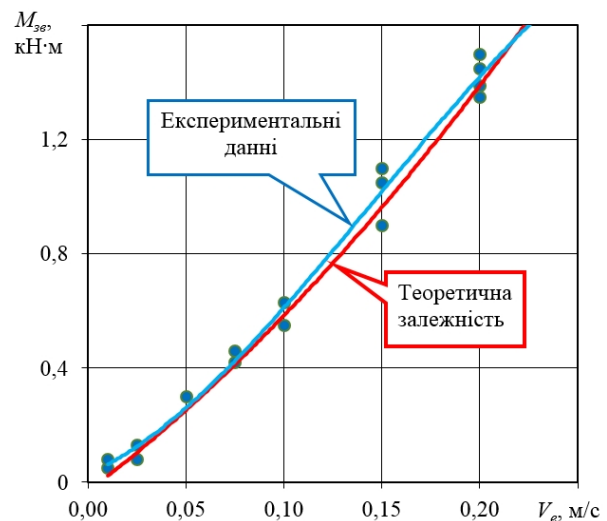


Рис. 32. – Залежність крутного моменту на валу привода робочого органу від швидкості переміщення машини МВТ-1М

земляних робіт темпам виконання ремонтних робіт на трубі за рахунок створення інноваційних спеціальних землерийних машин безперервної дії, що дозволяє в 5...7 разів збільшити швидкість виконання робіт по капітальному ремонту магістральних трубопроводів.

1. В порядку вирішення наукової проблеми шляхом аналізу вперше встановлені найбільш стримуючі причини і фактори підвищення темпів виконання ремонтних робіт на трубопроводах, а саме:

- недостатня продуктивність виконання земляних робіт та необхідність її підвищення до 100...120 пог.м/год;

- використання землерийних машин загальнобудівельного призначення не дозволяє вести капітальний ремонт трубопроводів в траншеї безпідйомним способом;

- землерийні машини традиційних конструкцій мають обмежені можливості безпечного виконання робіт поблизу трубопроводів.

2. Для усунення невідповідності темпів виконання земляних та ремонтних робіт під час ремонту магістральних трубопроводів за умови збереження лінії їх вихідного залягання, розроблено спосіб та створено спеціальні землерийні машини безперервної дії, використання яких дозволяє вести капітальний ремонт трубопроводів швидкісним методом без підйому труби з ґрунтового ложа.

3. Вперше розкрито закономірності, розроблено аналітичні залежності синтезу конструкцій та механізмів спеціальних землерийних машин безперервної дії для швидкісного безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів і алгоритми їх керування, з забезпеченням точності позиціювання та переміщення робочого та ходового обладнання відносно трубопроводів в межах 200 ± 50 мм на прямих і криволінійних в плані ділянках труби незалежно від рельєфу місцевості.

4. Вперше теоретично доведена та практично реалізована ідея поєднання під час роботи ланцюгово-балкових та фрезерно-роторних робочих органів спеціальних землерийних машин безперервної дії процесів копання ґрунту з традиційними швидкостями різання ($V_p = 1,2 \dots 2,5$ м/с) та розвантаження робочих органів з використанням сил інерції ($a = 4,0 \dots 16,5$ м/с²), що надаються ґрунту в момент розвантаження за рахунок особливостей кінематики їх приводів, чим забезпечується підвищення продуктивності робочих органів по виносній здатності на 25...35 %.

5. Створено математичну модель землерийних машин безперервної дії використання якої дозволяє, з забезпеченням розробки ґрунтів різцями робочого органу на докритичних глибинах різання, визначати раціональні конструктивні та кінематичні параметри спеціальних землерийних машин та їх робочих органів на етапі конструювання.

6. Дослідження математичної моделі підтвердили можливість створення двосекційного робочого органу машини відкриття трубопроводів здатного розробляти без заштибування траншеї шириною 0,6 м, глибиною до 3,3 м обабіч трубопроводу в ґрунтах II–III категорій з продуктивністю 600...800 м³/год, що підтверджено результатами польових експериментальних досліджень. Енергомісткість розробки ґрунтів при цьому складає 0,41...0,48 кВт·год/м³. Розходження результатів теоретичних та експериментальних досліджень досягає

10...15 % за довірчої вірогідності отриманих результатів 0,95, повторюваності дослідів рівній 5.

7. Отримано розрахункові залежності визначення сил опору різанню ґрунтів елементарними різцями з урахуванням масштабних ефектів та вперше визначено поправочні коефіцієнти для перерахунку сил різання фізичними моделями різців робочих органів землерийних машин безперервної дії на їх натурні зразки, що дозволяє підвищити точність перерахунку в 2...5 разів, в залежності від товщини стружки.

8. Розроблений стенд фізико-математичного моделювання робочих процесів землерийних машин безперервної дії дозволив на етапі створення:

- експериментально довести доцільність та ефективність практичної реалізації ідеї швидкісного безпідйомного капітального ремонту трубопроводів в траншеї;

- реалізувати і дослідити раціональні способи ведення земляних робіт спеціальними землерийними машинами безперервної дії в процесі ремонту магістральних трубопроводів;

- експериментально визначити потенційні технічні можливості, силові та енергетичні показники створених робочих органів та землерийних машин в цілому з довірчою вірогідністю 0,95, за розбіжності результатів теоретичних та експериментальних досліджень 10...17 %.

9. Розроблені наукові положення дисертаційної роботи використано в процесі обґрунтування технічних пропозицій під час створення спеціальних землерийних машин безперервної дії, що забезпечують темп виконання земляних робіт на трубопроводах 100...120 пог.м/год, а саме машин: для пошарової розробки ґрунтів в процесі виконання робіт по їх рекультивації (МПРГ, МПРГ-1 та МПРГ-1М), відкриття трубопроводів (МВТ, МВТ-М, МВТ-2М), підкопувальних роторних (МПР, МПР-1М), для засипання та ущільнення ґрунту під трубопроводами (МП та МП-М).

10. Створені землерийні машини пройшли приймальні та кваліфікаційні випробування, освоєно їх серійне виробництво на харківському ДП «Завод ім. В. А. Малишева», машини сертифіковано Центром сертифікації об'єктів нафтогазового комплексу України і введено до табелів технічної оснащеності ремонтних підрозділів НАК «Нафтогаз України» та РАО «Газпром», промислова експлуатація створених машин регламентується розробленими ВБН А.1.3.1-320.20077720.01-2001 «Технология капитального ремонта магистральных нефтепроводов диаметром 530...1220 мм с заменой изоляции без подъема трубопровода с применением комплекса машин повышенной производительности», наукові та практичні результати виконаних досліджень використовуються в навчальному процесі НТУ під час підготовки фахівців-механіків.

11. Створені машини не мають світових аналогів, їх новизну захищено патентами на винаходи, що отримані в Україні, США, Канаді, РФ, Угорщині, в країнах Європейського та Євразійського патентних відомств, економічний ефект від експлуатації створених землерийних машин (МПРГ-1М, МВТ-2М, МПР-1М, МП-М) в складі колони по ремонту магістральних нафтопроводів становить 11 293 000 грн/рік (дані 2009 р.), термін окупності – 2,5 роки.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії

1. Мусійко В.Д. Теорія та створення інноваційних землерийних машин безперервної дії : монографія / В.Д. Мусійко. – К. : НТУ, СПД Чалчинська Н.В., 2016. – 208 с.

2. Мусійко В.Д. Екскаватори поздовжнього копання : навчальний посібник / В.Д. Мусійко. – К. : НТУ, ЗАТ «Віпол», 2008. – 240 с.

Статті в наукових фахових виданнях

1. Мусійко В.Д. Дослідження об'ємного гідроприводу ходу базового шасі комплексу машин швидкісного ремонту нафтопроводів / М.О. Білякович, В.Д. Мусійко, В.Л. Салюк // Вісник Транспортної академії України та Українського транспортного університету. – К. : УТУ, 1998. – Вип. 2. – С. 60–64.

2. Мусійко В.Д. Проблеми створення технології та техніки для виконання земляних робіт під час капітального ремонту промислових трубопровідних магістралей / В.Д. Мусійко, М.П. Кузьмінець // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К. : КНУБА, 2007. – Вип. 70. – С. 56–64.

3. Мусійко В.Д. Інерційне розвантаження ланцюгового робочого органу траншейної машини в перезволожених ґрунтах / М.П. Дирда, В.Д. Мусійко, М.О. Гончар, М.П. Кузьмінець // Вісник НТУ. – К. : НТУ, 2007. – Вип. 15. – С. 53–59.

4. Мусійко В.Д. Інженерна методика розрахунку параметрів робочого обладнання для ущільнення ґрунту під трубопроводом / М.П. Кузьмінець, В.Д. Мусійко, П.А. Орловський // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2009. – Вип. 19. – С. 116–120.

5. Мусійко В.Д. Визначення параметрів силового навантаження робочого обладнання універсальної землерийної машини / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль // Галузеве машинобудування, будівництво / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка : збірник наукових праць. – Полтава : ПолтНТУ, 2012. – Вип. 1 (31). – С. 125–130.

6. Мусійко В.Д. ТанDEM машин для розкривання та підкопування трубопроводу / М.Ф. Дмитриченко, М.О. Білякович, В.Д. Мусійко, М.П. Кузьмінець // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К. : НТУ, 2013. – Вип. 12. – С. 42–50.

7. Мусійко В.Д. Обґрунтування компоновочної схеми машини рекультивції ґрунту для виконання капітального ремонту магістральних газопроводів / В.Д. Мусійко // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. – Днепропетровск : ГВУЗ «ПГАСА», 2014. – Вип. 79. – С. 141–147.

8. Мусійко В.Д. Фізико-математичне моделювання робочих процесів землерийних машин безперервної дії / В.Д. Мусійко // Вісник НТУ. – К., 2015. – Вип. 1 (31). – С. 385–394.

9. Мусійко В. Д. Масштабні ефекти при фізичному моделюванні процесів різання ґрунтів / В.Д. Мусійко // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Збірник наукових праць. Технічні науки. – Рівне : РВВ НУВГП, 2015. – Вип. 2 (70). – С. 112–119.

10. Мусійко В.Д. Вибір режимів роботи інтенсифікаторів розвантаження ґрунту з робочих органів машини підкопування ґрунту під трубопроводами / М.О. Гончар, В.Д. Мусійко, Ю.В. Вошак // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К. : НТУ, 2015. – Вип. 15. – С. 19–28.

11. Мусійко В.Д. Синтез механізму навішування робочого органу машини відкриття трубопроводів на тягачі / В.Д. Мусійко // Вісник НТУ. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2016. – Вип. 1 (34). – С. 303–318.

12. Мусійко В.Д. Сучасні машини для виконання земляних робіт при ремонті трубопроводів безпідйомним способом / Л.А. Хмара, В.Д. Мусійко // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Сборник научных трудов. – Х. : ХНАДУ, 2016. – Вип. 73. – С. 190–195.

13. Хмара Л.А. Про невідповідність темпів виконання земляних робіт темпам ремонтних робіт на трубопроводах та шляхи їх усунення / Л.А. Хмара, В.Д. Мусійко // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. – Днепропетровск : ГВУЗ «ПГАСА», 2016. – Вип. 88. – С. 79–86.

14. Мусійко В.Д. Визначення тиску спеціальних землерийних машин на ґрунт в робочому та транспортному режимах / В.Д. Мусійко // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. – Днепропетровск : ГВУЗ «ПГАСА», 2016. – Вип. 88. – С. 87–93.

Статті в міжнародних виданнях

15. Мусійко В.Д. Технология и комплекс технических средств для капитального ремонта магистральных нефтепроводов без подъема трубы / С.К. Василенко, А.В. Быков, В.Д. Мусійко // Трубопроводный транспорт нефти. – М. : Транснефть, 1994. – Вып. 2. – С. 25–28.

16. Мусійко В. Новые машины и механизмы для капитального ремонта магистральных трубопроводов / Николай Билякович, Станислав Василенко, Владимир Мусійко // Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju systemow pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samojedznych. SAKON'96. – Rzeszów (Polska) : Politechnika Rzeszowska, 1996. – S. 15–18.

17. Мусійко В.Д. Фізичне моделювання робочих процесів землерийних машин в умовах близького розташування трубопроводу / В.Д. Мусійко, М.П. Кузьмінець // Systemy i srodki transportu samochodowego. Wubrane zagadnienie. Monografia Nr 2. Seria: Transport pod redakcja naukowa Kazemierza Lejdy. – Rzeszów (Polska) : Politechnika Rzeszowska, 2011. – S. 95–100.

18. Мусійко В.Д. Зменшення інерційних та динамічних навантажень універсальної землерийної машини / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль // Systemy i srodki transportu samochodowego. Wubrane zagadnienie. Monografia Nr 4. Seria: Transport pod redakcja naukowa Kazemierza Lejdy. – Rzeszów (Polska) : Politechnika Rzeszowska, 2013. – S. 129–138.

19. Мусійко В. Д. Основи синтезу компонувальної схеми універсальних землерийних машин безперервної дії / А. Б. Коваль, В.Д. Мусійко, Ю.Б. Лейченко // Systemy i srodki transportu samochodowego. Wubrane zagadnienie. Monografia Nr 4.

Seria: Transport pod redakcja naukowa Kazemierza Lejdy. – Rzeszów (Polska) : Politechnika Rzeszowska, 2015. – S. 263–268.

20. Мусийко В. Землеройная машина для разработки и удаления грунта из-под трубопровода / В. Мусийко, М. Гончар // Научни известия. 23rd International scientific and technical conference on transport, road-building, agricultural, hoisting & hauling and military technics and technologies. Trans & MOTAUTO'15. – Varna (Bulgaria), 2015. – S. 68–71.

21. Хмара Л.А. Специальные землеройные машины непрерывного действия как средство восстановления надежной эксплуатации трубопроводных магистралей / Л.А. Хмара, В.Д. Мусийко // Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства. Сборник научных трудов. – Красноярск : БИК СФУ, 2016. – Часть 2. – С. 669–677.

Патенти

22. Патент на винахід 44294 Україна, МПК6 E02D 3/046, E02F 5/22. Спосіб підбивання трубопроводу грунтом з відвалу та пристрій для його здійснення, обладнання для ущільнення ґрунту під трубопроводом та ґрунтоущільнюючий механізм / Биков О. В., Василенко С.К., Коваль А.Б., Лейченко Ю.Б., Мусийко В.Д. та інш. – № 97063284 ; заявл. 27.06.1997 ; опубл. 15.02.2002, Бюл. № 2, 2002.

23. Патент на винахід 94563 Україна, МПК (2006.1) E02F 5/08, E02F 5/06. Тандем машин для розкривання та підкопування трубопроводу або іншого подібного підземного об'єкта / Дмитриченко М.Ф., Мусийко В.Д., Білякович М.О., Кузьмінець М.П., Баланін В.Х., Савенок В.І. – № а201011837 ; заявл. 06.10.2010 ; опубл. 10.05.2011, Бюл. № 9, 2011.

24. Патент на винахід № 111690 Україна. МПК (2016.01) E02F 9/28, G01L 1/08, G01L 5/16. Універсальна тензопідвіска та спосіб для визначення силових параметрів просторових навантажень робочих органів землерійних машин / Дмитриченко М.Ф., Мусийко В.Д., Білякович М.О., Коваль А.Б., Вошак Ю.В., Кучер О.П., Горковенко О.В. – № а 201505158 ; заявл. 26.05.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10.

АНОТАЦІЯ

Мусийко В.Д. Наукові основи створення спеціальних землерійних машин безперервної дії. – На правах рукопису.

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, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2017.

Дисертація присвячена вирішенню проблеми забезпечення виконання швидкісного, безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів шляхом усунення невідповідності темпів виконання земляних робіт темпам виконання ремонтних робіт на трубопроводах та необхідності підйому трубопроводів в процесі ремонту.

Уперше встановлено закономірності і розроблено аналітичні залежності синтезу конструкцій спеціальних землерійних машин безперервної дії та алгоритми

управління їх робочими процесами з забезпеченням точності переміщення робочого і ходового обладнання відносно трубопроводів в межах 200 ± 50 мм на прямих та криволінійних в плані ділянках труби.

Встановлено, що основними вимогами, щодо вибору базових тягачів спеціальних землерийних машин безперервної дії для капітального ремонту магістральних трубопроводів слід вважати забезпечення середнього тиску на ґрунт не більше 0,065 МПа з урахуванням дії зовнішніх сил на машину, положення центру тиску не ближче $1/6$ опорної довжини гусениці від привідної зірочки та можливість розміщення в центрі тиску шарніру кріплення робочого обладнання. Вперше доведена та практично реалізована можливість поєднання під час роботи ланцюгово-балкових та фрезерно-роторних робочих органів процесів копання ґрунту з традиційними швидкостями різання та розвантаження робочих органів з використанням сил інерції, що надаються ґрунту в момент розвантаження за рахунок кінематики їх приводів.

Ключові слова: землерийна машина, ґрунт, синтез, компоновальна схема, модель, навантаження, продуктивність, енергомісткість.

АННОТАЦІЯ

Муцийко В.Д. Научные основы создания специальных землеройных машин непрерывного действия. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.04 – машины для земляных, дорожных лесотехнических работ. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2017.

Диссертация посвящена решению проблемы обеспечения выполнения скоростного, безподъемного капитального ремонта магистральных трубопроводов путем устранения несоответствия темпов выполнения земляных работ темпам выполнения ремонтных работ на трубопроводах и необходимости подъема трубопроводов в процессе ремонта.

Впервые установлены закономерности и разработаны аналитические зависимости синтеза конструкций специальных землеройных машин непрерывного действия и алгоритмы управления их рабочими процессами с обеспечением точности перемещения рабочего и ходового оборудования относительно трубопроводов в пределах 200 ± 50 мм на прямых и криволинейных в плане участках трубы.

Установлено, что основными требованиями, по выбору базовых тягачей специальных землеройных машин непрерывного действия для капитального ремонта магистральных трубопроводов следует считать обеспечение среднего давления на ґрунт не более 0,065 МПа с учетом действия внешних сил на машину, положение центра давления не ближе $1/6$ опорной длины гусеницы от приводной звездочки и возможность размещения в центре давления шарнира крепления рабочего оборудования. Впервые доказана и практически реализована возможность совмещения во время работы цепно-балочных и фрезерно-роторных рабочих

органов процессов копания грунта с традиционными скоростями резания и разгрузки рабочих органов с использованием сил инерции, предоставляемых грунту в момент разгрузки за счет кинематики их приводов.

Ключевые слова: землеройная машина, грунт, синтез, компоновочная схема, модель, нагрузка, производительность, энергоемкость.

ABSTRACT

Musiiko V.D. Scientific bases of special continuous acting earthmoving machines' creating. – Manuscript.

The dissertation for obtaining scientific degree of doctor of technical sciences in specialty 05.05.04 – machines for excavation, road and forestry engineering works. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2017.

The dissertation is devoted to the solution of a problem of ensuring the implementation of speed, non-lifting major repair of main pipelines by eliminating the inconsistencies rates of implementation of excavation works to rates of fulfillment of repair works on pipelines and necessity of lifting the pipes during repair.

For the first time laws were established and analytical dependencies of synthesis of constructions of special continuous acting earthmoving machines and control algorithms of their workflows with ensuring accuracy of movements of working and running equipment relatively to the pipelines within 200 ± 50 mm at straight and curved pipe sections in the plan were developed.

It was established that the basic requirements for choosing basic tractors of special continuous acting earthmoving machines for major repair of main pipelines is to ensure the average pressure on the ground no more than 0,065 MPa in view of external forces on the machine, the position of the center of pressure no closer than 1/6 of the length of the reference tracks of the drive sprocket and the opportunity to stay in the center of the hinge mounting pressure working equipment. For the first time was proved and practically implemented the possibility of combining at work chain-beam and milling-rotary working bodies processes of soil digging with traditional cutting speeds and unloading of working bodies using inertia forces that provided the soil at the time of discharge due to the kinematics of drives.

Keywords: earthmoving machine, soil, synthesis, assembly scheme, model, load, performance, energy intensity.

Гарнітура Таймс. Формат 60х84/16.
Наклад 100. Папір офсетний. Ум.-др. арк. 1,9.
Підписано до друку 18.04.2017. Замовлення 407.

Надруковано в «МП Леся».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єктів видавничої справи серія ДК № 892 від 08.04.2002.

«МП Леся»
03148, Київ, а/с 115.
Тел./факс: (066) 60-50-199, (068) 126-49-26
E-mail: lesya3000@ukr.net