МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова

Всеукраїнської науково-практичної конференції
здобувачів вищої освіти і молодих учених

«НАУКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ У СУЧАСНОМУ РОЗВИТКУ ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ»

Випуск 10

Збірник статей і тез доповідей

25 жовтня 2023
Харків 2023 р.

УДК 394.46+625.08:0.01.8+625.087+621.873/.875+621

З М І С Т

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

ТРИБОЛОГІЯ ТА КОНТРОЛЬ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

ІНШІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3D МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ЕКСКАВАТОРА

Мілих А.О., Бакаєв Д.І. студенти
Науковий керівник – професор, д.т.н. Кириченко І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

У даній роботі приведена послідовність дій по створенню комп'ютерної 3D моделі екскаватору [1].

Модель розроблялася у програмному продукті компанії Autodesk, Inventor, який дозволяє окрім створення 3D моделей також подальше випробування цих моделей та їх складових при різних навантаженнях та умовах роботи. В процесі моделювання даного екскаватору використовувалися стандартні операції видавлювання, обертання, і т.д. Починаємо моделювання з шасі та корпусу. Створюючи ескізи з певними розмірами [2], потім ці ескізи «видавлювалися». В результаті отримувалась певна деталь (або її частина) екскаватору. Згодом таким же чином створювалися та додавалися інші деталі.

Моделювання ковша є не менш цікавим процесом. Він представляє собою листи металу [3], які зварені між собою, тож його модель була зроблена в окремому середовищі AI для роботи з листовим матеріалом, яке дає змогу ці листи необхідним чином згинати. В окремому файлі зборці ці листи, які представляють собою певні деталі ковша, були скомпоновані у повноцінну 3D модель зв'язаними між собою залежностями.

Окремими файлами були зроблені моделі стріли, яка представляє собою шарнірно-зчленовану конструкцію [4], та модель рукояті (рисунок 1).

Таким же чином, у звичайному середовищі моделювання, були зроблені квік-каплер, який представляє собою пристрій швидкої заміни навісного обладнання для екскаваторів, та тілтротатор, який є поворотно-похилим

пристроєм, який дозволяє повертати робоче обладнання на 45 градусів а також обертати робоче обладнання навколо поздовжньої осі рукояті на 360 градусів. На рисунку 2 наведено квік-каплер з тілтротатором та під'єднаним до нього ковшем.

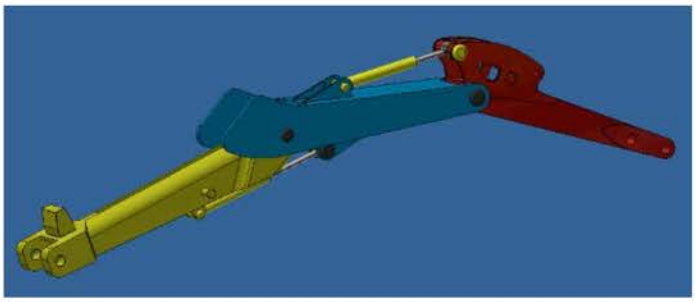


Рисунок 1 – Шарнірно-зчленована стріла з гідроциліндрами

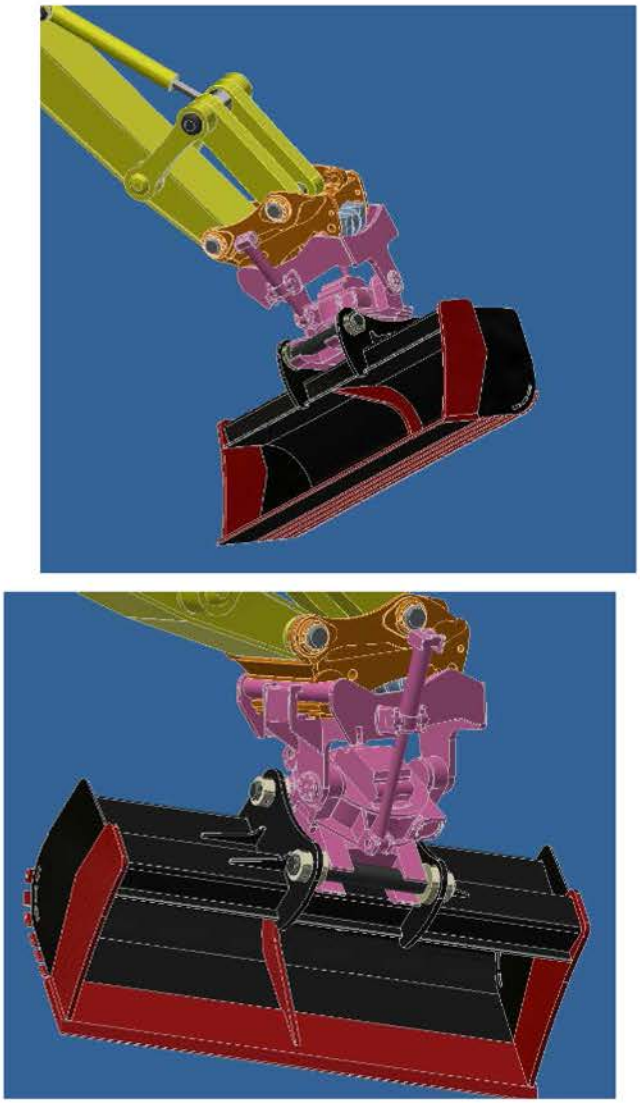
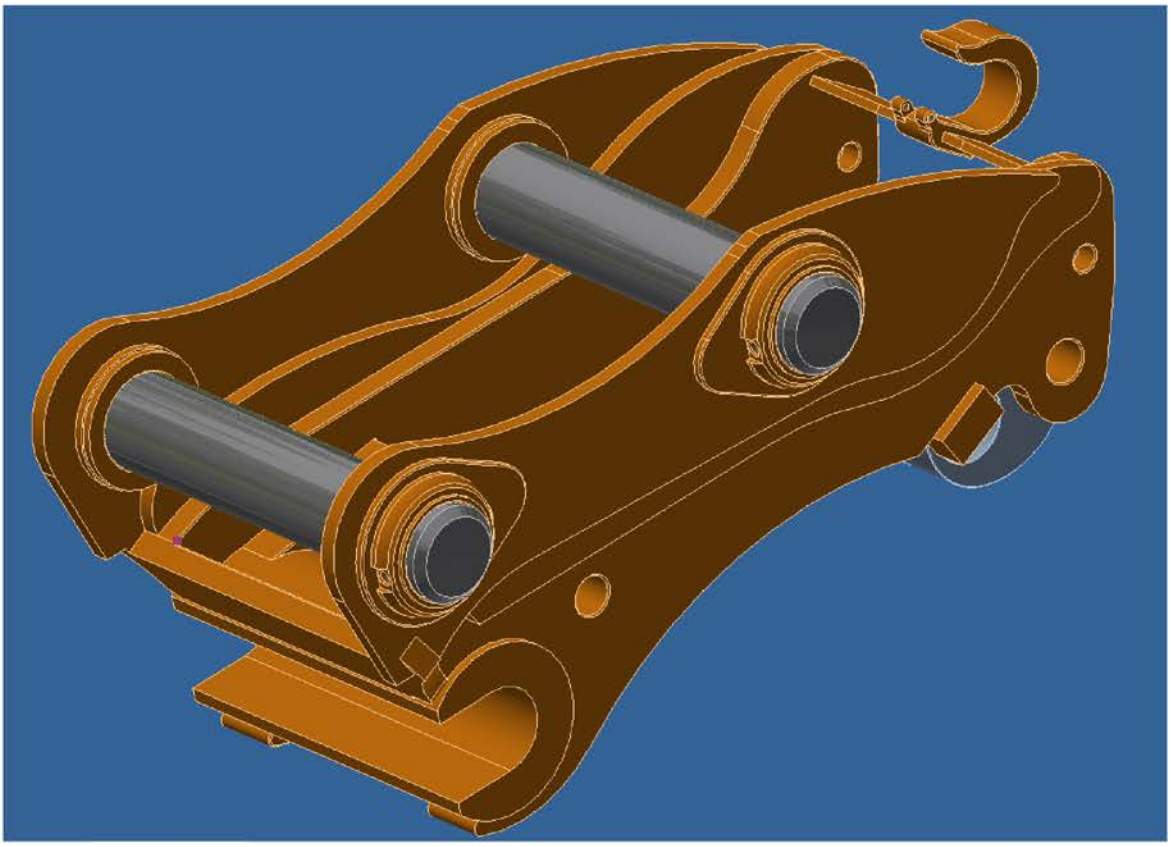


Рисунок 2 – Квік-каплер та тілтротатор у складанні



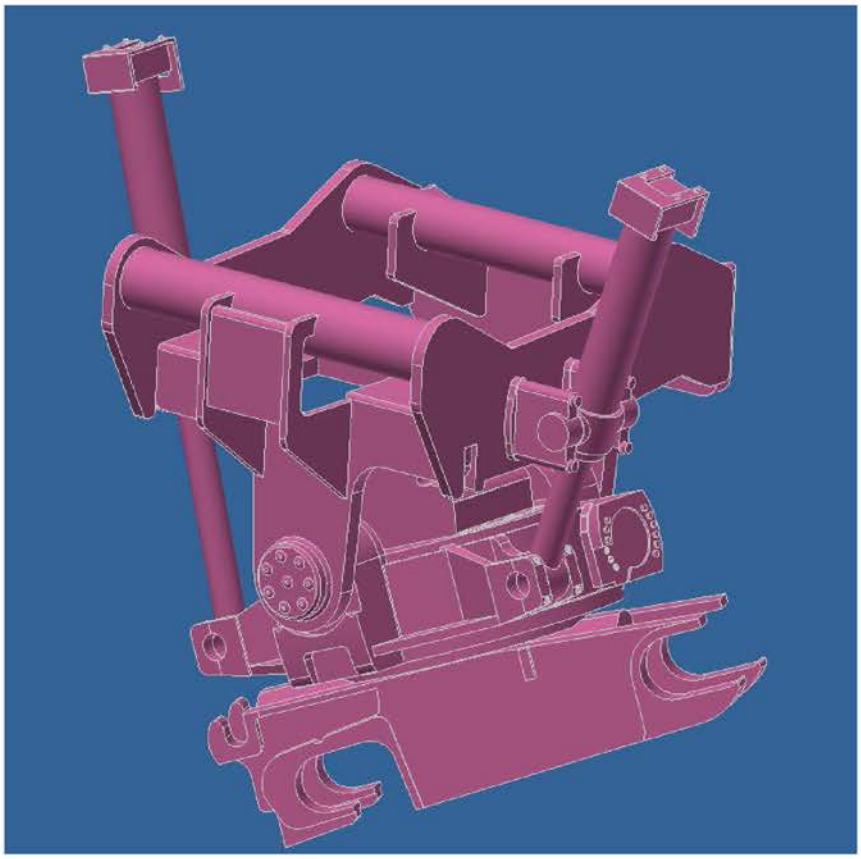


Рисунок 3 – Квік-каплер та тілтротатор

Зовнішній вигляд моделі екскаватору можна побачити на рисунку 4.

Рисунок 4 – Результати 3D моделювання

Висновки

Комп'ютерна тривимірна модель будь-якого механізму або машини дозволяє науковцям та інженерам візуалізувати машину, вузол, агрегат, або окрему деталь, що проєктується. 3D моделювання дозволяє вивчати поведінку машин при різних навантаженнях, визначати кінематичні і силові параметри робочих процесів, уникаючи високих виробничих затрат, створювати умови роботи машин, близьких до реальних.

Таким чином, створені 3D моделі екскаваторів будуть представлені в дипломних проєктах, а також на них будуть проведені віртуальні дослідження кінематичних і силових параметрів робочого обладнання для різноманітних типів ковшів при застосуванні квік-каплерів та тілротаторів.

Література

1. Хмара Л.А., Кириченко І.Г., Шатов С.В., Голубченко О.І., Кроль Р.М., Холодов А.П. Машини для земляних робіт (Атлас конструкцій). Навчальний посібник. Дніпро-Харків, ПДАБА-ХНАДУ, 2021. 159 с.

2. Кириченко І.Г., Черніков О.В. Можливості та обмеження комп'ютерного моделювання технологічних машин. Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць. Випуск 101. Том 1. Харків, 2023. С. 53-60.

3. Гурко О.Г., Кириченко І.Г., Аврунін Г.А., Ярижко О.В. Сучасні методи моделювання та керування екскаваторами (монографія). Харків, ХНАДУ, 2020, 203 с.

4. Кириченко І.Г., Резніков О.О., Рукавішніков Ю.В., Книшенко А.О. Аналіз рівня технічного розвитку мобільних підйомників з робочими платформами. Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць. Випуск 92. Харків, 2021. С. 149-153.

СТІЙКІСТЬ МОБІЛЬНИХ ПІДЙОМНИКІВ З РОБОЧИМИ ПЛАТФОРМАМИ

Васильченко А.Ю., аспірант

Науковий керівник д-р техн. наук, професор Кириченко І.Г.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Мобільні підйомники з робочими платформами (МПРП) широко застосовуються в багатьох сферах діяльності, а саме – в комунальному господарстві, будівництві, при монтажі і експлуатації висотних споруд, при пожежогасінні та ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій тощо. [1]

Стійкість МПРП, як і інших вантажопідйомних машин, визначається співвідношенням між такими силовими факторами як Мо – момент сил, що сприяють втраті рівноваги машини і Мв – момент від силових факторів, що відновлюють рівновагу. Співвідношення цих моментів називають коефіцієнтом стійкості, який вибирають зазвичай в діапазоні 1,15 – 1,5 [К]:

$$К = \frac{М_в}{М_о} > [К], \quad (1)$$

Коефіцієнт стійкості змінюється при зміні положення робочого обладнання і робочої платформи з вантажем. Якщо підйомник стоїть на ухилі, Мв зменшується, а перекидаючий Мо – збільшується. При певному ухилі підстави, на якому стоїть машина, який відновлює і перекидаючий моменти зрівнюються, а при подальшому нахилі машина може перекинутися. Коефіцієнт вантажної стійкості з урахуванням дії сили тяжіння, інерційних сил і вітрового тиску для МПРП, що стоїть на ухилі повинен бути не менше 1,15. [2]

Найбільший ухил, на якому допускається робота мобільного підйомника з робочою платформою, дорівнює 3°. Всі МПРП мають необхідний запас стійкості, і втрата стійкості може відбутися тільки при порушенні правил експлуатації машини кожен раз перед початком роботи підйомник потрібно правильно встановлювати на робочому майданчику, щоб він зберігав стійкість.

Відповідно до Правил безпечної експлуатації МПРП № 232 НПАОП 0.00-1.36-03, що затверджені Держнаглядохоронпраці України від 8 грудня 2003 року, виконання робіт дозволяється тільки для машин закріплених на аутригерах (рис.1).

Таблиця 1 – Нормативні та випадкові складові навантаження

Назва навантаження	Навантаження для номерів поєднання							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Випробувальна	Н							
Вага підйомника	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н
Вітрова:								
в робочому стані підйомника		Н+С	Н	Н+С	Н+С	Н+С		Н
в неробочому стані підйомника							Н+С	
Динамічна:								
при підйомі і опусканні		С						
при підйомі (опусканні) стріли або її телескопуванні		С			С			
при повороті		С	Н					
при пересуванні				С		С		

Умовні позначення:

Н – враховують тільки нормативну складову навантаження, випадкова складова – несуттєва;

С – враховуються тільки випадкові складові навантаження, нормативна складова – несуттєва;

Н+С – враховують нормативну і випадкову складову навантаження.

Рисунок 1. МПРП на колісному і гусеничному шасі з аутригерами

Але в останні роки з'явилися машини, які можуть виконувати підйом людей на висоту без використання жорстких опорних пристроїв. Такі машини мають колісне або гусеничне ходове обладнання і системи захисту від перекидання при виконанні технологічних операцій. Розрахунки проводяться для визначення статичної стійкості МПРП у різних робочих положеннях. [3] Ці МПРП можуть використовуватися як на відкритих ділянках, так і в закритих приміщеннях. Однією з вимог для експлуатації таких машин є відносно рівна опорна поверхня (рис.2)

Рисунок 2. МПРП на колісному ходовому обладнанні без аутригерів.

Для деяких МПРП передбачено виконання робіт навіть в умовах їх переміщення з піднятими робочими платформами.

Згідно правил безпечної експлуатації підйомники мають бути обладнані наступними приладами та пристроями безпеки:

- обмежником граничного вантажу;
- системою орієнтації підлоги робочої платформи в горизонтальному положенні, при цьому кут нахилу підлоги робочої платформи має бути не більше 5 град.;
- обмежником робочої зони;
- системою блокування підіймання та повороту секцій стріли, якщо підйомник не виставлений на опори;
- системою блокування підіймання опор, якщо стріла перебуває не в транспортній позиції, крім опор, які встановлюються вручну;
- системою аварійного опускання робочої платформи в разі відмови приводу механізмів;
- пристроєм, призначеним для аварійної евакуації працівників з робочої платформи, що розташовується нижче рівня робочого майданчика;
- фіксатором виносних опор;
- покажчиком кута нахилу підйомника;
- системою аварійної зупинки двигуна;

- анемометром (для підйомників з висотою підіймання робочої платформи понад 22 м);
- двостороннім переговорним пристроєм (для підйомників з висотою підіймання робочої платформи понад 22 м).

Висновки.

Розрахунки стійкості МПРП слід виконувати за 3-ма методиками, а саме: для машин з жорсткими опорними механізмами, для машин, що не мають аутригерів, а також для машин, що пересуваються під час роботи. Ці розрахунки можна виконувати на 3D моделях МПРП.

Перелік посилань

1. Кириченко І. Г., Рєзніков О. О., Аврунін Г.А.., Книшенко А. О. Мобільні підйомники з робочими платформами. (монографія), Харків ФОП Бровін О.В., 2022, 114 с. SBN 978-617.8009.95-3

2. Кириченко І., Резніков О., Книшенко А. Визначення коефіцієнту збільшення площі опорної поверхні мобільного підйомника при застосуванні опорного пристрою з кутовими виносними опорами. Матеріали міжнародного симпозіуму інженерів-механіків. Львів, 2021, с.118-120.

3. Кириченко І.Г., Резніков О.О., Рукавішніков Ю.В., Книшенко А.О. Аналіз рівня технічного розвитку мобільних підйомників з робочими платформами. Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць. Випуск 92. Харків – 2021 р. С. 149-153

ВІРТУАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ХОДОВОГО ШАСІ ТЕЛЕСКОПІЧНОГО ПІДЙОМНИКА У ПРОГРАМІ AUTODESK INVENTOR

Корецький Я.С., бакалавр
Науковий керівник – професор, д.т.н. Кириченко І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Комп'ютерна модель може відображати промисловий виріб у тривимірному форматі. Такі моделі можуть легко змінювати форму в широкому діапазоні, що дозволяють швидко оцінювати всі видимі, експлуатаційні та економічні переваги і недоліки різних конструкцій, а також аналізувати рішення, прийняті в процесі проектування. Зараз існують потужні інструменти для комп'ютерного моделювання геометрії, такі як програма Autodesk Inventor (AI) [1], які надають великі можливості для створення динамічних досліджень конструкцій. Метою роботи стали проведення віртуальних досліджень на базі відповідної поверхневої моделі тривимірної моделі ходового шасі телескопічного підйомника (рис. 1) для динамічного аналізу машини у AI, а саме дослідження радіусу повороту машини при зміні її геометричних розмірів за рахунок специфічної конструкції.

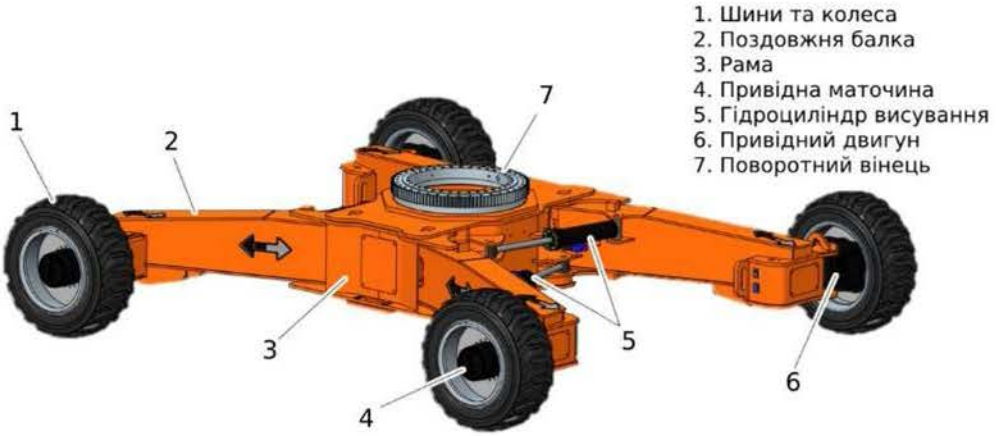


Рисунок 1 – Зовнішній вигляд ходового шасі

Головним критерієм вибору саме такої специфічної конструкції ходового шасі стало його дослідження та можливе покращення. Така конструкція має 3

головні положення (рис. 2): 1) транспортне положення; 2) середне (ходове) положення; 3) робоче положення.

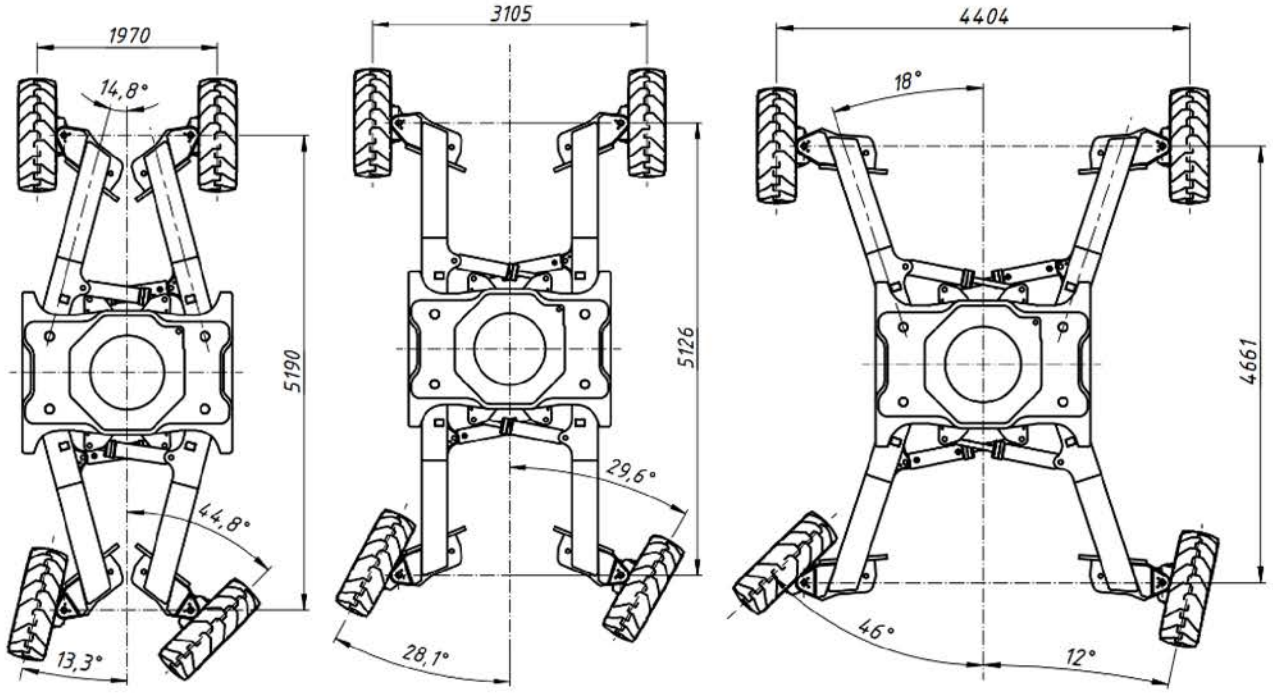


Рисунок 2 – Базові розміри ходового шасі в різних його положеннях

Рушійною силою ходового шасі є 4 гідромотори на кожному із колес, тобто повнопривідна компановка, яка в ідеальному виконанні правила Аккерамана не дає похобки на поворот колес, але динамічні моделювання проводились спеціально без дотримання цього правила, щоб подивитись наскільки сильне буде ковзання коліс. Налаштування середовища «Динамічне моделювання» дозволяє проводити деякі віртуальні дослідження представлені в [2].Отриманні результати наведені в таблиці 1.

А - мінімальна колія; В – середня; С – максимальная.

1. Поворот передніми керованими колесами (формула 2х4). Кут повороту керованих колес приймали 15, 30, 45 градусів.
2. Поворот передніми та задніми керованими колесами (формула 4х4). Кути поворота однакові. Швидкість руху машини 4,3 км/ч.

Таблиця 1. Отриманні результати проведених дослідів з різними кутами повороту

Формула керування	Колія	1в	2в	**R, мм**
2x4	**A**	15	-	22 364
		30	-	10 836
		45	-	6 802,5
	B	15	-	26 227
		30	-	12 192,9
		45	-	7 333,7
	C	15	-	34 113
		30	-	16 201
		45	-	9 780,2
4x4	**A**	15	15	10 541
		30	30	4 306
		45	45	2 145
	B	15	15	12 757,2
		30	30	5 467
		45	45	2 731,5
	C	15	15	16 344,3
		30	30	7 330,7
		45	45	3 966,9

По даним в таблиці дуже гарно видно що формула повороту 4-мя колесами вдвічі зменшує радіус повороту шасі, а найбільш вигідним положенням для повороту є коли поздовжні балки в траспортному положені. Ковзання коліс на такій швидкості було настільки незначним, що правилом Аккермана можна знехтувати. В данному прикладі (рис. 3) експеремент проводився з кутом повороту 25 градусів, радіус розвороту склав 6,75 метрів.

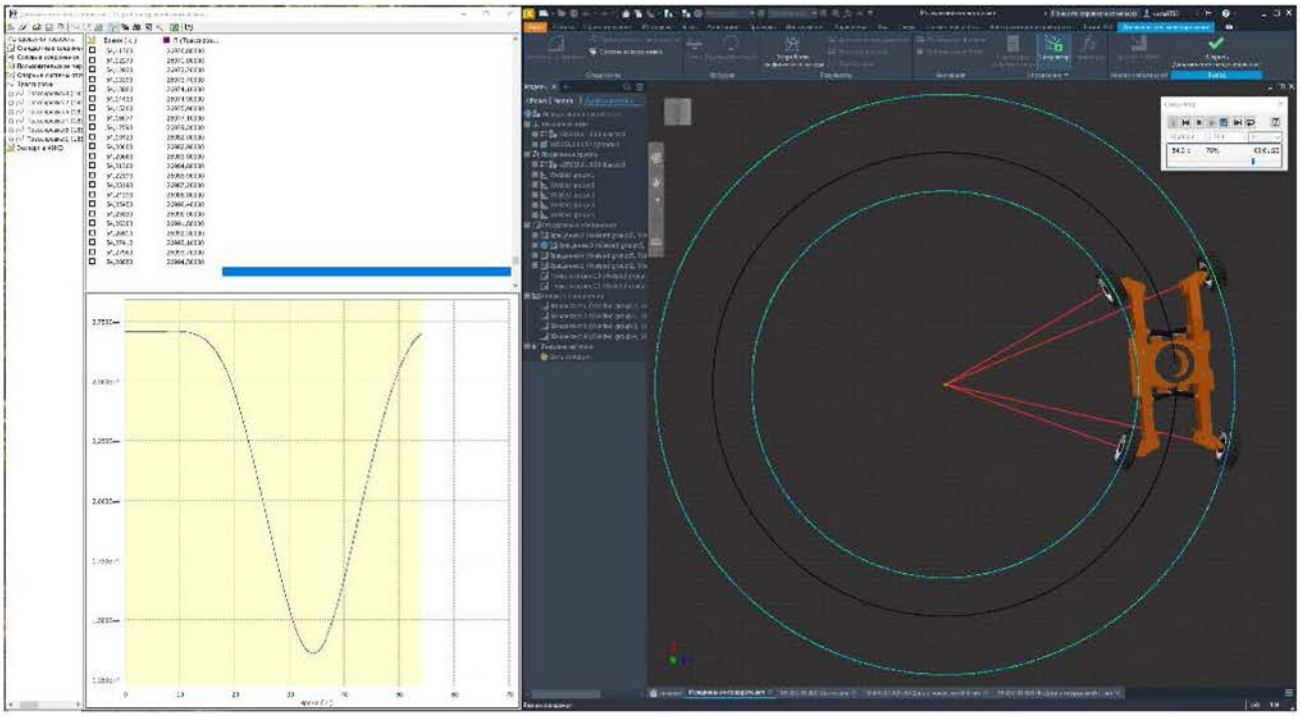


Рисунок 3 – Графік зміни радіусу та вигляд програми після дослідження

Висновки

Отримані результати важливі для інженерного та промислового секторів, де маневреність та радіус повороту є критичними параметрами. Ця робота слугує важливим внеском у розвиток динамічного аналізу конструкцій та може послужити основою для подальших досліджень у цій галузі.

Література

1. Thom Tremblay. Autodesk Inventor 2013 and Autodesk Inventor LT 2013. Essentials. Autodesk Official Training Guide. Wiley Publishing, Inc. – 2012. – 400 p.
2. Корецький Я.С., Кириченко І. Г. «Моделювання та віртуальні дослідження мобільного підйомника» «Молода наука - роботизація і нано-технології сучасного машинобудування» збірник наукових праць Міжнародної молодіжної науково-технічної конференції. Краматорськ : ДДМА, 2023. – С. 170-175

ГРАФІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Бакаєв Д.І., Мілих А., студенти

Науковий керівник – професор, д.т.н. Кириченко І.Г.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Екскаватор є однією з ключових машин в сучасній будівельній, гірничодобувній та багатьох інших індустріях [1]. Ця потужна машина, стала невід'ємною частиною будь-якого будівельного майданчика. В статті викладені матеріали, що отримані при проходженні комп'ютерної практики студентами 3-го курсу механічного факультету ХНАДУ після вивчення таких дисциплін як нарисна геометрія, параметричне моделювання та кінематичний аналіз механізмів. Під час проходження практики була розроблена комп'ютерна модель за матеріалами, що були надані в паперовому виконанні [2].

Рисунок 1 – Зовнішній вигляд екскаватору

На рисунку 1 представлено зовнішній вигляд екскаваторів даної розмірної групи, що експлуатуються в багатьох підприємствах будівельного, комунального, лісотехнічного та інших спрямувань.

В середовищі «Autodesk Inventor» (AI) моделювалось так: обирали площину, в 2D ескізі проектувалась грань з певними розмірами і за допомогою команди «Видавити», видавлювалась в певному напрямку. Потім на видавленій грані створювали ще ескіз і таким же способом нарощували ще грані. Згодом до певної грані малювалися кола і вирізалися через деталь для отворів. Після цього командою «Дзеркальне відображення» відображали іншу половину квік каплера

попередньо обравши площину яка буде посередині майбутньої деталі. Проектувалися «пальці», які були створенні в іншому файлі за допомогою кола та команди «Видавлювання». До нині створеної моделі робили отвори з певною різьбою та додавали фаску за допомогою команди «Фаска».

Тилтротатор – це обладнання, яке кріпиться до квік-каплеру і призначене для нахилу на певний кут та повороту ковша на 360 градусів, що є дуже корисним для певних робочих процесів.

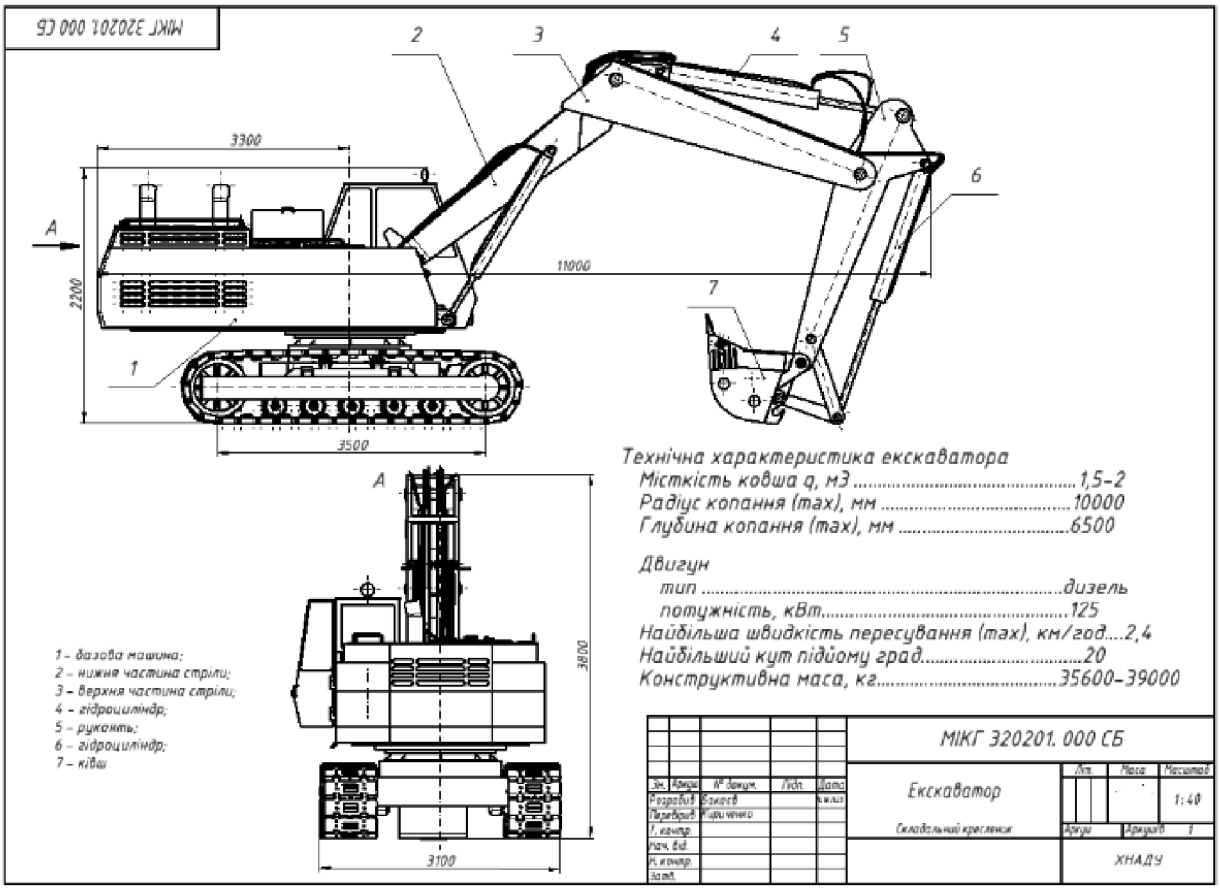


Рисунок 2 – Кресленик екскаватора

Була змодельована шарнірно-зчленована стріла, додані гідроциліндри та вибір ковша для сипучих матеріалів. Проектування відбувалося в середовищі «Autodesk Inventor» [3]. Шарнірно-зчленована стріла (рис.4) є важливим компонентом екскаватора, який має декілька призначень та переваг: дозволяє підвищити досяжність екскаватора та забезпечити більший радіус роботи, дозволяє екскаватору працювати в обмежених просторах, більша продуктивність, виконання різних операцій. В AI створювалися дві частини стріли та рукоять. Основою технологією було: розробка ескізу, команди «Видавлювання» та

«Дзеркальне відображення», яке в свою чергу відображає відносно осі або площини обрані вами елементи моделі і згодом робились отвори для кріплення однієї частини деталі в суцільне складання.

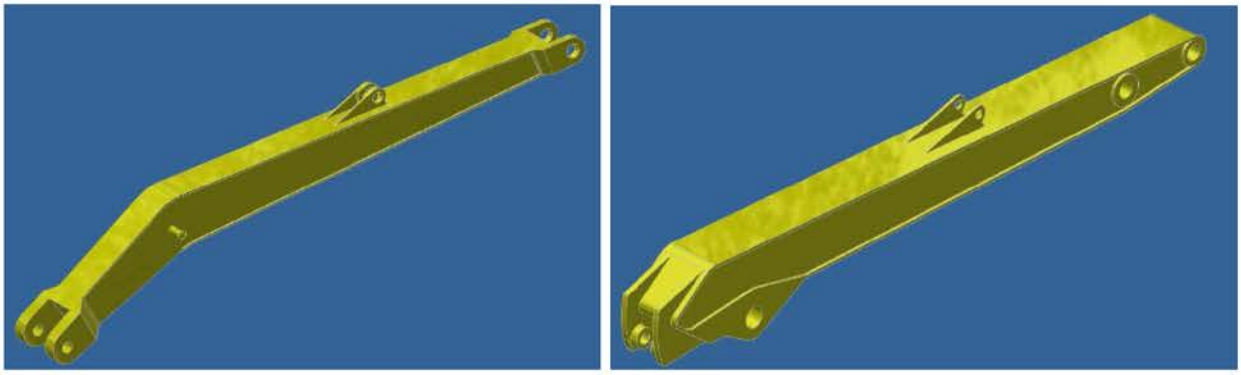


Рисунок 3 – 3D моделі стріли і рукояті

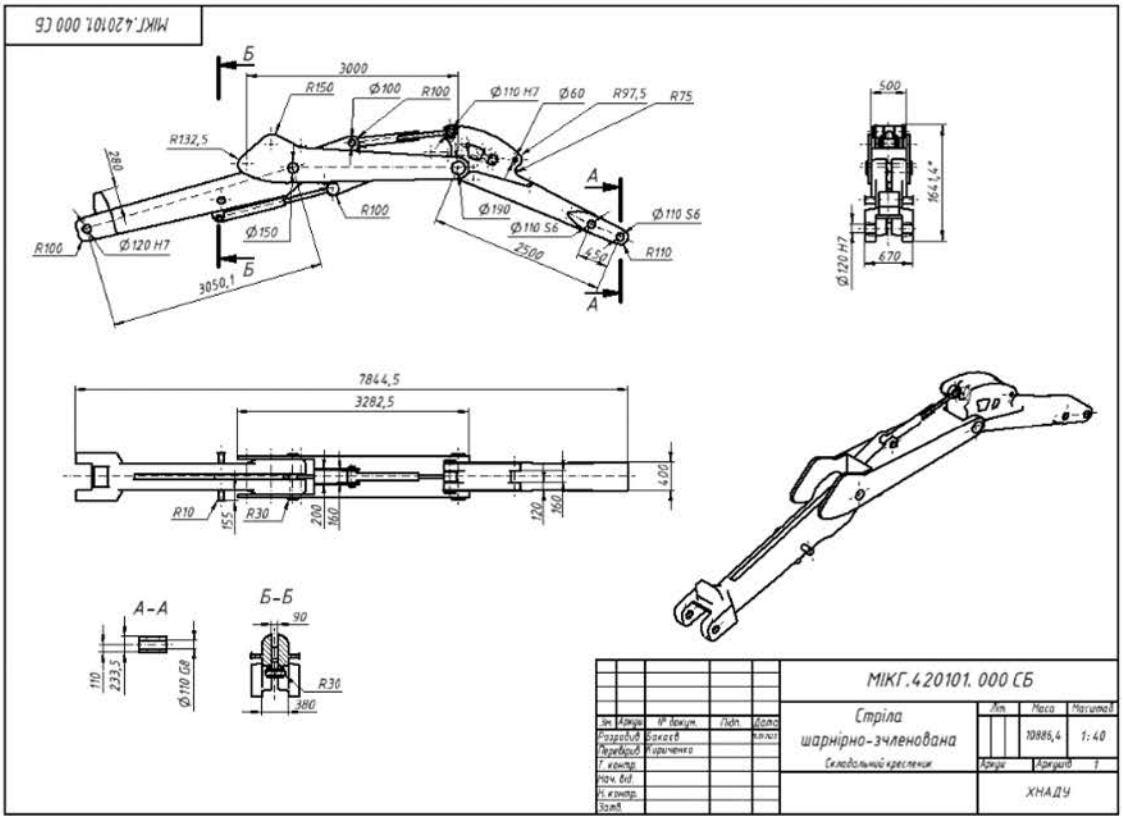


Рисунок 4 – Кресленик шарнірно-зчленованої стріли

З початку був змодельований стержень, потім робилась частина гідроциліндру за допомогою команди «Обертання». Для цього малювався ескіз, вибиралася вісь навколо якої буде обертання і потім сама команда. На ці дві деталі

накладалися залежності «Вставки» обиравши вісь в вісь і з'єднувалися одна з одною.

Ківш, в нашому випадку, буде призначений для: викопування ґрунту та інших матеріалів, завантаження та розвантаження матеріалів, виконання точних операцій. Проектувався ківш з певними отворами для кріплення зубців ковша. В складанні з'єднувалися залежностями всі зубці командою «Залежність».

Висновки

Розроблені 3D моделі екскаваторів з класичною і шарнірно-зчленованою стрілами, які оснащені відповідно квік-каплером і тілротатором дозволили отримати 2 D кресленики, що будуть використані для створення бази даних графічної документації одноковшевих екскаваторів. В перспективі, при насичені цієї бази даних наступними графічними матеріалами, можна отримати цифровий атлас конструкцій цього типу машин замість паперового. Крім того, кресленики окремих складових частин екскаваторів можуть використовуватися як відповідні функціональні модулі, а їх кількість збільшуватися за рахунок нових розробок.

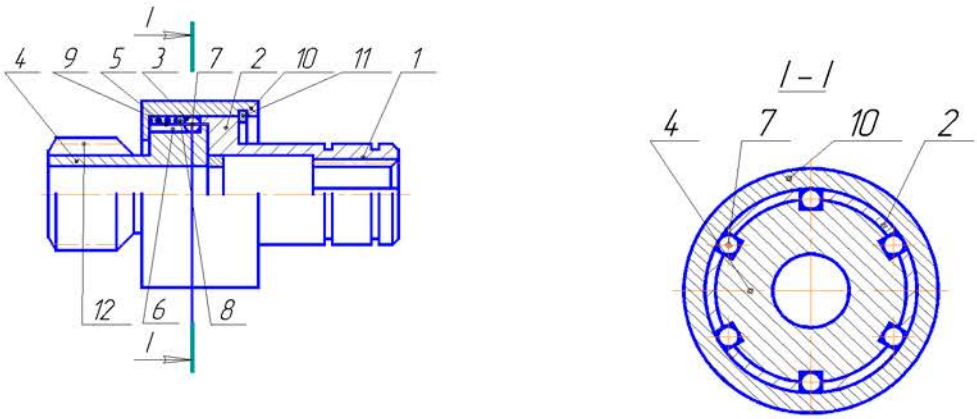
Література

1. Гурко О.Г., Кириченко І.Г., Аврунін Г.А., Ярижко О.В. Сучасні методи моделювання та керування екскаваторами. (монографія) Харків, ХНАДУ-2020, 203 с.
2. Хмара Л.А., Кириченко І.Г., Шатов С.В., Голубченко О.І., Кроль Р.М., Холодов А.П. Машини для земляних робіт (Атлас конструкцій). Навчальний посібник. Дніпро-Харків, ПДАБА-ХНАДУ, 2021 р., 239 с.
3. Кириченко І. Г., Черніков О. В. Можливості та обмеження комп'ютерного моделювання технологічних машин. Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць. Випуск 101. Том 1. Харків – 2023 р. С. 53-60.

ПЕРЕХІДНІ РЕЖИМИ НОВИХ КУЛЬКОВИХ ОБГІННИХ МУФТИ СТАРТЕРІВ

Зінько А.В., студент.
Науковий керівник д.т.н., професор Малащенко В.О.
Національний університет «Львівська політехніка».

Роликові обгінні муфти стартерів двигунів мають можливість проковзуватися особливо в зиму тому, що передають навантаження за рахунок тертя. Це підтверджує потребу у розробці муфт, що передають рух зачепленням. Принципова конструкція нової кулькової обгінної муфти для стартерів двигунів внутрішнього згорання наведена на рис. 1.



а б

Рис. 1. Конструкцій обгінної кулькової муфти стартера машин: а – загальний вигляд муфти; б– переріз I-I загального вигляду муфти

Ця муфта складається із: 1 – ведуча півмуфта, що має фланець 2 з пазами 3; 4 – ведена півмуфт, що має циліндричну поверхню 5 з пазами 6; 7 – кульки, що розміщені в цих пазах; 8 – натискне кільце, що спирається на пружину 9; 10 – корпус зі стопорним кільцем 11. Ведена півмуфта включає в себе привідну шестірню 12.

Кінематика під час вмикання муфти наступна. На початку кульки знаходяться у зачепленні тільки з веденою півмуфтою, тобто вони не рухаються

з ведучою півмуфтою. Після того як ведуча півмуфта миттєво набирає швидкість $V = \omega_1 R$, муфта переходить до робочого стану. Під дією пружини, що була попередньо стиснутою, кульки при першій можливості вкочуються в пази ведучої півмуфти. Кульки до моменту входження в зачеплення із лівою півмуфтою при рівномірному їх русі проходять шлях $-\omega_1 Rt$. Але початкове відносне положення кульок і пазів в момент вмикання двигуна може бути різним. Тим самим може бути два граничних відрізки часу вмикання муфти, тобто він може бути як максимальним, так і мінімальним. Граничні положення кульок відносно пазів цієї півмуфти представлено на рис. 2, де точки A, B, C і D – центри кульок; l_{AD}, l_{DC}, l_{BC} - величини відповідних відрізків, які має пройти кожна кулька окремо. Беручи за основу синхронність руху кульок, маємо право розглянути рух однієї із них.

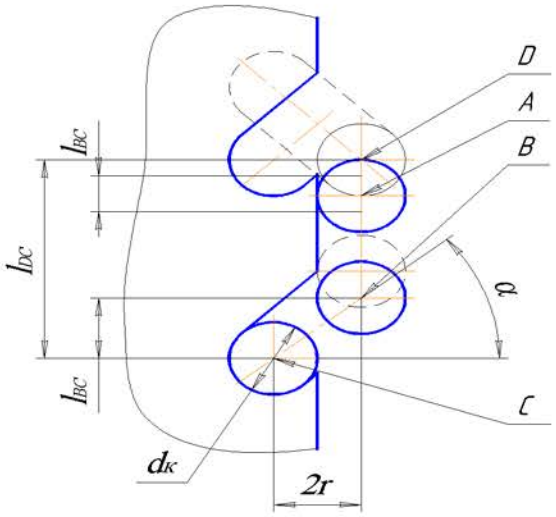


Рис. 2. Можливі положення кульки під час вмикання муфти

На рис. 3 наведено схему, за якою можна отримати потрібні лінійні та кутові параметри процесу вмикання муфти.

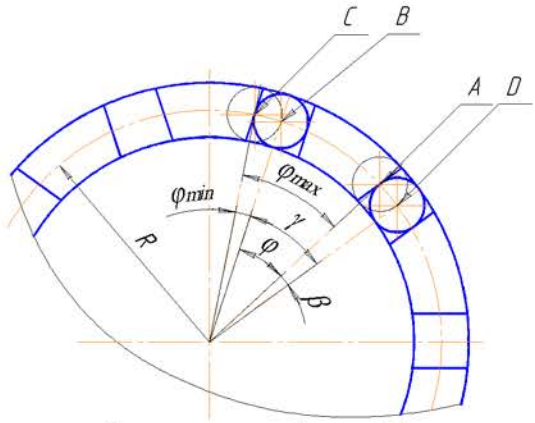


Рис. 3. Вигляд муфти з торця (рис. 2)

На рис. 3 видно дугу l_{AC}, яка є проекцією максимального шляху, що пройде кулька до вмикання муфти у випадку гіршого розташування її відносно пазів півмуфт за час $t_{\max}$ та дугу l_{BC} - проекція мінімального шляху, що проходить кулька за час $t_{\min}$. Цим дугам відповідають кути $\varphi_{\max}$, $\varphi_{\min}$. Із рис. 3 також видно, що дузі l_{DA} відповідає кут β, а дузі l_{DB} - кут γ.

Залежності між шуканими кутами випливають із останнього рисунка $\varphi_{\max} = \varphi_{\min} + \varphi$, а своєю чергою кут φ дорівнює $\varphi = \gamma - \beta = \frac{2\pi}{z} - \beta$. Враховуючи, що $R >>$ r, припустимо $l_{DA} \approx$r, тоді $\beta = \frac{l_{DA}}{R} \approx \frac{r}{R}$. Тепер кут φ, після підстановки значення β, приймає вигляд $\varphi = \frac{2\pi}{z} - \frac{r}{R}$, де z – кількість кульок, що відповідає кількості пазів у півмуфті; R – радіус розташування центрів кульок у півмуфтах; r – радіус кульок.

Тепер припускаючи, що при вмиканні стартера електродвигун його кутова швидкість миттєво набуває номінальної величини ω_1, визначимо час, за який центр кульки із точки А перейде в точку В. Це буде різниця між максимальним і мінімальним його значенням, тобто

$$t = t_{\max} - t_{\min} = \frac{\varphi}{\omega_1} = \frac{2\pi(z-r)R}{\omega_1} = \frac{2\pi R - rz}{\omega_1 Rz}.$$

Після положення (точку В) кулька вкочується в паз ведучої півмуфти, але продовжує залишатися у пазу веденої півмуфти і проходить за однаковий час більшу відстань, ніж фіксована точка паза веденої півмуфти (рис.3). Тому вона має набути деякого

пришвидшення. Довжину дуги, що проходить фіксована точка паза від початку вкочування кульки в паз ведучої півмуфти до вмикання муфти можна записати так $l_{BC} = 2rtg\alpha$, де α - кут нахилу пазів у півмуфтах.

Тепер є можливість визначити мінімальний кут, який пройде кулька $\varphi_{\min} = \frac{l_{BC}}{R} \approx \frac{2rtg\alpha}{R}$, а мінімальний час визначається виразом $t_{\min} = \frac{\varphi_{\min}}{\omega_1} = \frac{2rtg\alpha}{\omega_1 R}$.

А тепер є можливість записати вирази для максимального кута та часу руху кульки відносно паза ведучої півмуфти:

$$\varphi_{\max} = \frac{2rtg\alpha}{R} + \frac{2\pi}{z} - \frac{r}{R} = \frac{2zrtg\alpha + 2\pi R - rz}{Rz} = \frac{2\pi R + rz(2tg\alpha - 1)}{Rz};$$

$$t_{\max} = \frac{\varphi_{\max}}{\omega_1} = \frac{2\pi R + rz(2tg\alpha - 1)}{\omega_1 Rz}.$$

За отриманими залежностями в роботі проведено кількісний аналіз ступеня впливу зміни значень геометричних параметрів (R, r, z, α) на величини максимального і мінімального часу вмикання муфти. Орієнтуючись на описану вище муфту стартера двигунів внутрішнього згорання, проаналізовано такі їх значення. Кількість пазів (кульок) у півмуфтах змінювалось в межах $z = 1–10$; радіус кульок - $r = 1–7$ мм;

Вихідні

$z = 1\ldots10$	r=1…8 мм

параметри

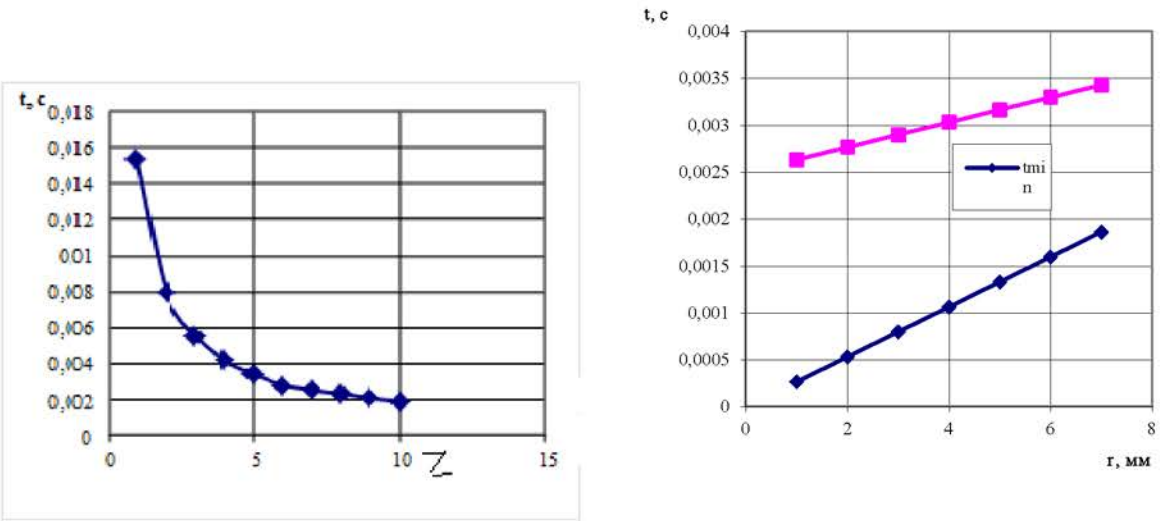


Рис. 4. Залежності часу вмикання муфти від z, r

Порівняння габаритів муфт

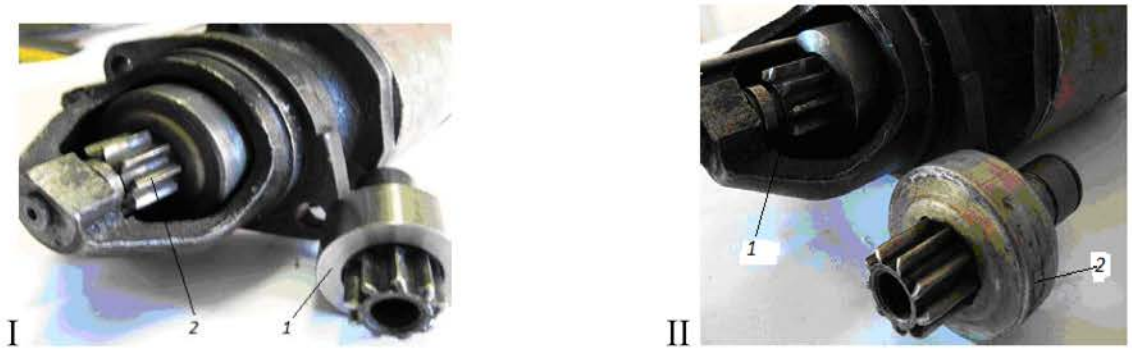


Рис. 5. Стартер із традиційною муфтою - I і стартер із запропонованою муфтою - II: 1- кулькова нова муфта; 2 – традиційна роликова муфта

Перелік посилань

1. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів. НУ ЛП, 2006. – 196 с. і 2009. – 216с. (2-е видання).

2. Малащенко В.О., Сороківський О.І., Гомішин Я . Vol'nobezna gul'ockova spojka. Strojastvo Strojventvi. – 2001. - № 42. - С. 56 - 57.

3. Малащенко В.В. Підвищення ефективності роботи механізмів вільного ходу застосуванням кулькових муфт // Автореферат дис. канд. техн. наук 2010. -20с. (рукопис).

COMPUTER MODELING OF THE PROCESS OF OVERCOMING A SINGLE BUMP BY A WHEEL

Horlov K.O., *student*

Supervisor: Candidate of Technical Sciences, Associate Professor S. Kovalevsky.

Kharkiv National Automobile and Highway University

When creating a computer model, first of all, it is necessary to determine the measurement system used. In finite element complexes, only numerical values of quantities are specified. In the process of solving the problem, it is necessary to adhere to a single measurement system, the one in which the values of forces and geometry of the structure are entered. For example, if the geometric dimensions of the product are entered in mm, and the force designation is specified in N, the designation of the elastic modulus must be specified in N/mm^2 (MPa). The resulting displacement values in the model nodes will be obtained in mm, and the stress values in the elements will be in N/mm^2 (MPa)[1].

The calculation process was divided into several main stages.

Stage 1: Selection of material properties. At this stage, the program selected the properties of the material(s) used in the development of the computer model of the wheel: elastic modulus, Poisson's ratio, density, etc.

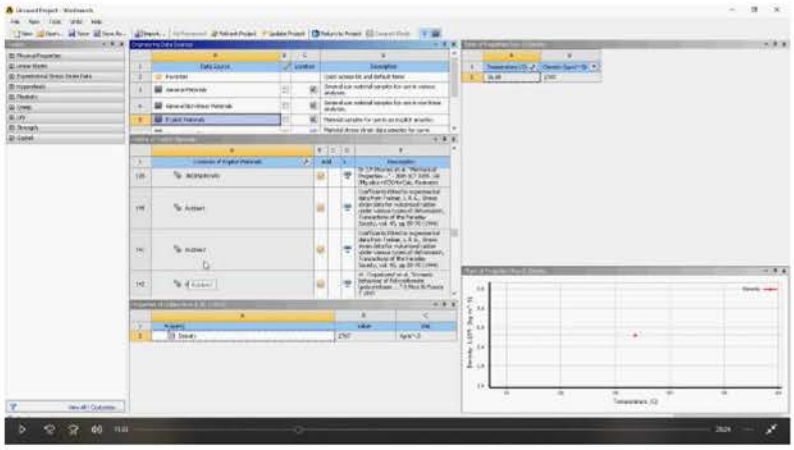


Figure 1. Material properties panel in the Ansys software package

Stage 2. Building/editing a geometric model.

This stage may be skipped if:

- The design model was created in computer-aided design systems (e.g., AutoCAD, SolidWorks, KOMPAS, Autodesk Inventor, etc.). In this thesis, the wheel geometry was implemented in the Autodesk Inventor software environment.

To export the geometry, the Static Structural study type was selected, in which the process of interaction of a single wheel with an obstacle was further modeled (Fig. 2).

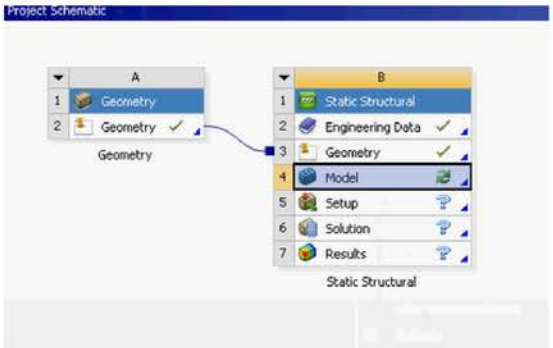


Figure 2. Exporting model geometry in the Ansys software package

Editing an existing geometric model was used to prepare it for division into finite elements (FE). For example, it is necessary to "stitch" all surfaces whose linear dimensions can be neglected. This function helps to build a better mesh in places where surfaces change frequently.

Stage 3. Creating a finite element model.

Depending on the type of structure and the nature of its deformation, FEs can have different shapes. For example, when calculating rod systems (trusses, beams, frames), FEs are sections of rods. For two-dimensional continuum structures (plates, slabs, shells), triangular and rectangular (flat or curved) FEs are most often used; and for three-dimensional areas (thick plates, arrays), FEs in the form of a tetrahedron or parallelepiped are used. The FE model of a part of the rim of a forklift wheel will help to consider the interaction of the wheel and the obstacle to some extent in terms of the forces acting on the wheel (Fig. 3).

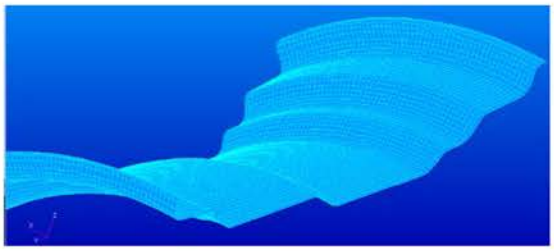


Figure 3. FEA model of a part of a forklift wheel rim using 2D elements

3D elements were used to model most three-dimensional structures. The ability to create a mesh automatically depends on the type of elements. In this case, Ansys supports the automatic creation of a 3D mesh using tetrahedral and pyramidal elements. Fig. 4 shows how to split the model into a FEM mesh. To do this, select the "Mesh" command in the construction tree and choose "Generate mesh" from the context menu.

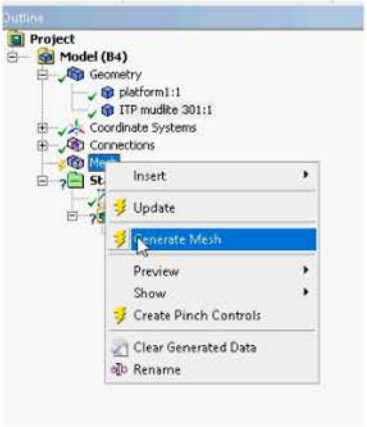
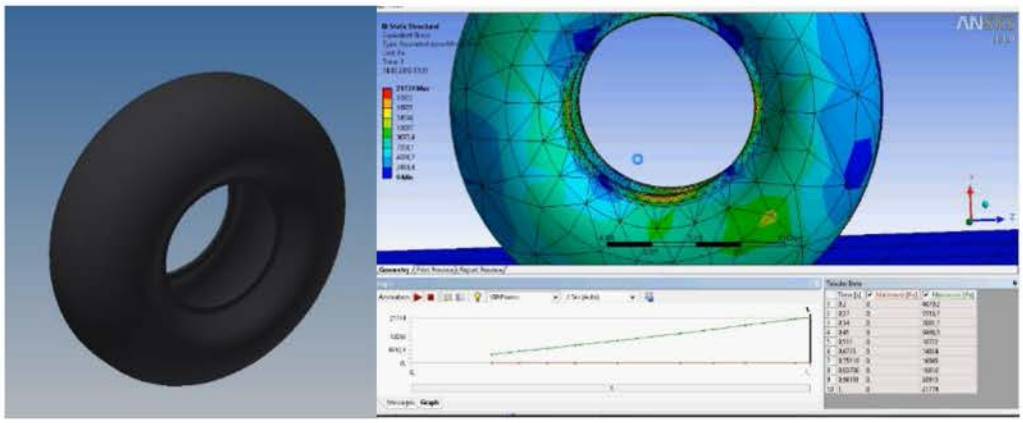


Figure 4. Ansys build tree when selecting the required model parameters

The wheel developed in this thesis is a prototype of a real wheel of the PMTS 1200 brand, which is shown in Fig. 5 a, and Fig. 5 b shows the results of calculating the main loads acting on the wheel during its interaction with an obstacle.



а б

Figure 5. FE-model of the BHA wheel under static load conditions

The following recommendations were used to break down the wheel model into a FE mesh [1, 2]:

- A rectangular grid with four nodes provides a more accurate solution than a grid with triangular elements;
- a rectangular grid with 8 nodes is better than a grid of triangular elements with intermediate nodes;
- an ordered grid is better than an arbitrary one;
- The accuracy of the analysis results decreases if the dimensions of neighboring elements near the stress concentrator are significantly different;
- avoid too narrow and elongated elements, because elements with equal sides give less error;
- To obtain reliable results in areas of stress concentration, the element size should be smaller;
- when using linear elements, avoid distorting their shapes in critical regions, for example, when triangular flat elements are formed instead of quadrangular ones.

Of particular importance is the density of the breakdown (the size and, accordingly, the number of finite elements). The smaller the linear size of a finite element, the greater the number of FEs in the model and the higher the calculation accuracy. However, this increases the calculation time and accumulates errors associated with rounding the results.

Based on the above method, we have built a dynamic model of a wheel moving over a single obstacle.

List of references

1. Malkin M. A. Method of increasing the profile cross-country ability of an all-wheel drive vehicle by using an adjustable power wheel drive: dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences: 05.05.03 / MAMI. Moscow, 2015. 227 c.
2. Minin V.V. Grishko G.S. Methodology for substantiating the choice of design and optimization of parameters of small-sized loaders // Transport vehicles of Siberia: interuniversity collection with international participation: KSTU, 1998. Issue 4. C. 319 - 322.

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ УЩІЛЬНЕНОЇ ЗОНИ ПРИ ЗАНУРЕННІ БЕТОННИХ КОНІЧНИХ БЛОКІВ У ГРУНТ

Пантелеєнко Володимир Іванович, канд. техн. наук, доцент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, panteleenko.volodymyr@pdaba.edu.ua
Карпушин Сергій Олександрович, канд. техн. наук, доцент, Центральноукраїнський національний технічний університет karp22.05.1972ksa@gmail.com
Червоноштан Андрій Леонідович, інженер, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, andrew.chervonoshtan@pdaba.edu.ua
Мацевич Ігор Миколайович, канд. техн. наук, доцент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, matsevych.ihor@pdaba.edu.ua
Жиглов Руслан Русланович, студент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, rusikzhyglo1891@gmail.com

Пустотілі конічні цільноформовані бетонні блоки застосовуються при зведенні каркасних будівель невеликої етажності. При зануренні таких блоків під ними і навколо них утворюється ущільнена зона з підвищеними характеристиками міцності, за рахунок чого істотно підвищується їх несуча здатність.

Застосування конічних блоків дозволяє в 3…4 рази скоротити об’єм земляних робіт, майже повністю виключити опалубні роботи в порівнянні із звичайними стрічковими, стовпчиковими і пальними фундаментами, понизити витрату бетону в 2…2,5, металу в 2 рази, трудовитрати і кошторисну вартість робіт нульового циклу на 40%. [1, 2].

З аналізу літературних джерел встановлено значення коефіцієнтів в’язкості ґрунту по боковій та лобовій поверхнях. Показано, що коефіцієнти в’язкості при забиванні паль у глинисті ґрунти залежать від величини опору цих ґрунтів статичним навантаженням [2, 3].

Слід зазначити, що при зануренні конічних елементів із площею поперечного перерізу до 1м^2 і більше в фізична сутність процесу поруч із загальними тенденціями має й суттєві відмінності. Ущільнена зона утворюється не тільки під основою елемента, що занурюється, але і охоплює його профіль з боків. Оскільки в цьому випадку ущільнена зона має досить великі розміри, то вона неоднорідна за щільністю і складається, як мінімум, з трьох-чотирьох

областей, що мають різну щільність. Виявити такі зони при зануренні штампів незначного поперечного перерізу (30…60 мм) неможливо [4].

Процес занурення будівельних елементів у ґрунт, які мають значний поперечний переріз не вивчений з погляду взаємодії з ґрунтом. Не вивчені фізичні умови процесу занурення і особливості формування ущільненої зони під основою елементів, що мають достатньо великий переріз (1м і більше), а також їх напружений стан під дією динамічного та статичного навантаження.

Тому, для з'ясування якісних закономірностей і фізичної сутності процесу занурення конічних блоків в натурних умовах автори запропонували використовувати стенд для дослідження процесу занурення оболонок в ґрунт в натурних умовах [5].

Стенд (рис. 1, 2) складається з: анкерних паль 1, залізобетонних блоків 2, поперечних балок 3, арматури 4 і хомутів 5, що зв'язують анкерні палі з поперечними балками. Хомутів 6, що утримують поперечну балку 7 з монтажними кронштейнами 8 у фіксованому положенні, досліджуваного блоку 9 із сердечником 10, опорної плити 11, гідродомкрата 12 вантажопідйомністю до 500 т з штоком 13, бетонних плит 14 для передачі навантаження на поперечну упорну балку 7, насосної станції 15, амортизатора 16 і свердловин 17, що дають можливість замочування ґрунту на глибину до 5 м.

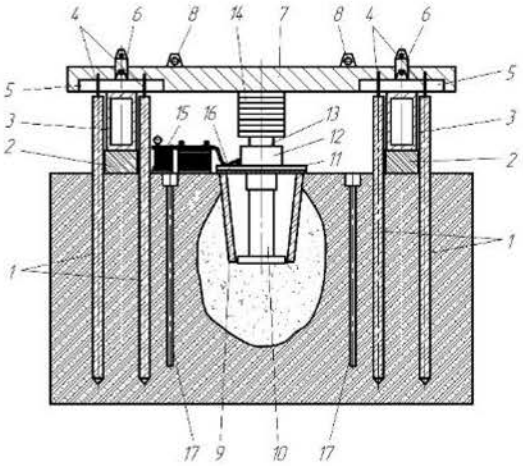


Рисунок 1 – Схема стенду для дослідження процесу занурення конічних боків у ґрунт в натурних умовах

Рисунок 2 – Загальний вигляд стенда для дослідження процесу занурення конічних блоків у ґрунт в натурних умовах

В результаті проведених експериментів в умовах різних будівельних майданчиків, вивчення щільності лісовидних і глинистих ґрунтів встановлено, що при площі нижньої основи, що дорівнює 0,2…0,3 м^2 ущільнена зона поширюється на глибину 0,8 м від нижнього зрізу блоку.

За своєю формою ущільнена зона в різних ґрунтах наближається до еліпсоїда обертання велика вісь якого збігається з вертикальною віссю блоку. При цьому істотна частина ущільненої зони формується під основою блоку. Це одна з відмінностей формування ущільненої зони в порівнянні з палями у яких площа нижньої основи значно менше. При зануренні блоків площа яких близька до 0,2…0,3 м^2 ущільнена зона характеризується наявністю чотирьох областей з різною щільністю: області з найбільшою щільністю у вигляді витягнутого в горизонтальній площині еліпсоїда обертання з щільністю близько 2 г/см^3 (пробка). Нижче пробки знаходиться область з щільністю 1,9 г/см^3 (ядро), вона розташовується безпосередньо під основою елемента, який занурюється, і наближається за своєю формою до кулі, діаметр якої, приблизно дорівнює:

$$d_я = 1{,}1 \cdot d_б ,$$

де $d_б$ – діаметр основи блоку.

Висновок

1. Дослідження процесу занурення в польових умовах за допомогою стенду для дослідження процесу занурення оболонок в ґрунт в натурних умовах підтверджують припущення про те, що в процесі занурення бетонних конічних

блоків навколо них і в основі формується ущільнена зона з підвищеними характеристиками міцності.

2. При зануренні блоків в супіщані ґрунти ущільнена зона більш сплюснута і витягнута в сторони від вертикальної осі еліпсоїда, ніж у основі, складеній суглинками. У лісоподібних суглинках ущільнення ґрунту відбувається в основному вниз під основою елемента і меншою мірою в сторони від вертикальної осі, розміри найбільш щільної області ущільненої зони (ядра) в обох випадках, приблизно рівні і формою близькі до кулі.

Література

1. Хмара Л.А., Пантелеєнко В.І., Хвостенко Ю.В. Інноваційний енергоефективний спосіб устрою поглиблень нульового циклу без виїмки ґрунту // «Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные строит. и дор. машины и оборудование»// Сб.науч.тр. №107. Днепр. ГВУЗ «ПГАСА». 2019. С.136–144.

2. Машини для погружения свай, фундаментов-оболочек и устройства углублений без выемки грунта: Монография / Л.А.Хмара, В.И. Пантелеенко, М.Г.Малич – Павлоград, ТОВ «ІМА-прес». 2017 – 205 с.

3. Machines and equipment for the arrangement of recess for foundations of quickly installed technological mining facilities without diggisn: Monograph /V.I. Panteleienko, S.O. Karpyshyn – Petrosani, Romania: UNIVERSITAS Publishing, 2022. – 63 p.

4. Пантелеєнко В.І, Червоноштан А.Л., Хомчик М.С. Дослідження напруженого стану конічних бетонних блоків та особливості формування ущільненої зони при їх зануренні у ґрунт. Науковий вісник будівництва. Т. 99, №1. Харків, ХНУБА, 2020. – С. 154 – 159.

5. Пат. 147293 Україна, МПК E 05 D 13/00. Стенд для дослідження процесу занурення оболонок в ґрунт в натурних умовах / В.І. Пантелеєнко, С.О. Карпушин, А.Л. Червоноштан, І.О. Даниленко. – № u202007115; заявл. 06.11.2020; опубл. 28.04.2021, Бюл. № 17.

SIN-ПРИВІД ДЛЯ ДІЛИЛЬНИХ СТОЛІВ

Керівник Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н.,
в.о. зав. кафедри., «Деталі машин і ПТМ»,
студент групи М-312м, Василенко І.С., НУ «Запорізька політехніка»

Останнім часом здійснюється наукова робота з досягнення абсолютної керованості динамічних процесів, особливо це важливо при перехідних процесах розгону-гальмуванні руху великих мас. Ці явища мають місце при розгоні-гальмуванні швидкісних пасажирських ліфтів та цивільного транспорту, механізмів підйому вантажопідйомних кранів, механізмів роторних та ковшових кар'єрних екскаваторів, пасажирських ескалаторів, конвеєрів тощо. Надмірні перевищення пускових моментів в приводах при перехідних процесах зазвичай виводять з ладу двигуни.

Здебільшого регулювання та керування функціями розгону та гальмування в приводах важких та потужних машин, особливо пов'язаних з переміщенням пасажирів, здійснюється автоматичними системами, що не завжди досягається просто та з незначними витратами коштів. Одним із способів досягнення керованості динаміки приводів є використання важільно-сінусних, або просто Sin-приводів. Sin-приводи можуть знайти застосування в конструкціях чотириопорного крокуючого ходу кар'єрних екскаваторів, приводах крокуючих конвеєрів, приводах різних ділильних та поворотних столів автоматизованих роторних ліній тощо.

На виробничому об'єднанні АвтоЗАЗ була створена автоматична лінія для збирання-зварювання автомобільних коліс, основою якої повинен бути роторний ділильний стіл з Sin-приводом. Конструкцією роторів та приводу передбачено переміщення столу на 4, 6, 8 позицій за один оберт. Схему роторно-ділильного столу приведено на рис. 1.

Гідроциліндр 1 закріплено шарнірно до корпусу 8. Він приводить в коливання двоплечий важіль 2, який через шатун 3 передає рух ламаному важілю 4-5, що зв'язаний з корпусом стола шарнірно одним плечем 4, іншим плечем 5 - з платформою 6. Поворотна платформа зв'язана з планшайбою 9 роторного столу через палець гідрозамка 11. На платформі 9 закріплені ротори 13 із колесами 14, які збираються за допомогою зварювання. Ротори кінематично зв'язані з нерухомою колоною 7 через зубчасті конічні зачеплення 12.

При прямому русі штока привідного циліндру 1 двоплечий важіль 2 коливається та приводить до руху ланки 4 та 5. Все це призводить до повороту платформи 6, а через гідрозамок 11 до обертального руху планшайби 9 разом з роторами 13 та колесами 14.

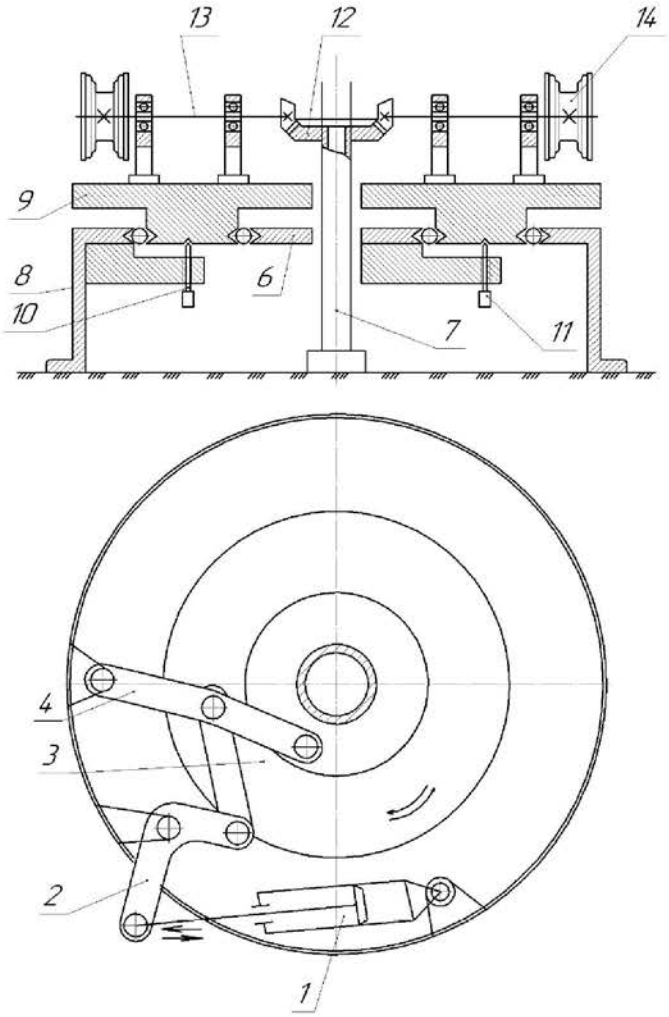


Рисунок 1 – Схема 8-позиційного роторно-ділильного столу

Оскільки колона 7 нерухома, то конічні шестерні роторів 13 обкочуються по конічному зубчастому колесі 12, що викликає обертання роторів.

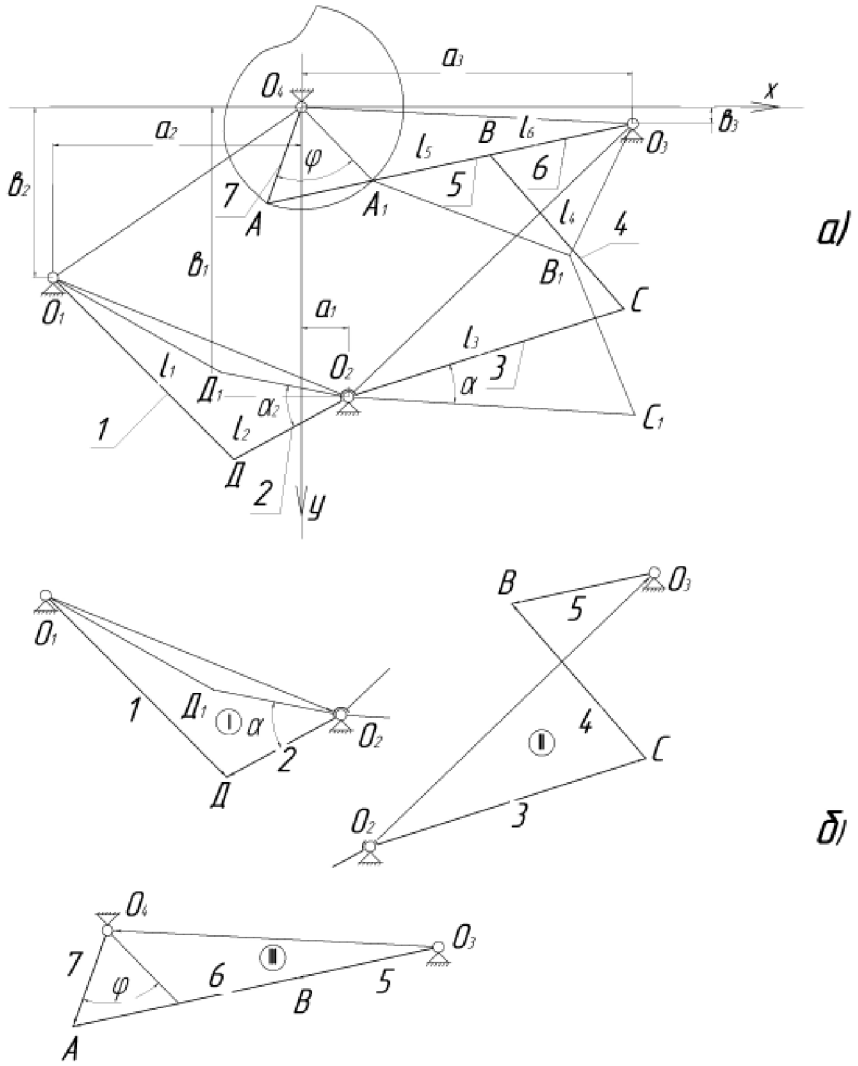
Кути обертання планшайби за один цикл можуть бути $\frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{3}, \frac{\pi}{2}$ в залежності від кінематичної структури Sin-приводу.

При реверсному русі штоку циліндра всі важелі рухаються в зворотньому напрямку. В цьому випадку гідрозамок 11 відкривається, а замок 10 вмикається, що приводить до від'єднання платформи 6 від планшайби 9 та її фіксації. Платформа 6 рухається в зворотньому напрямку порожньою.

Із схеми видно, що запропонований Sin-привід дозволяє перетворювати зворотно-поступальний рух штока циліндра 1 в циклічний обертальний рух планшайби 9 з роторами 13. Наявність та почергова робота гідро замків 10, 11 забезпечує здійснювати однонаправлене обертання роторного столу.

На рис. 2 приведена структурна схема Sin-привода 8-позиційного роторного стола автоматичної лінії збирання-зварювання коліс автомобіля ЗАЗ-1102. Кут робочого повороту ділильного столу складає $\varphi = \frac{\pi}{4}$. Для кінематичного

аналізу механізму Sin-приводу використано метод замкнених векторних контурів. Загальну схему (рис. 2а) розбито на структурні групи (рис. 2б), які розглядалися як замкнені векторні контури.



а) структурна схема; б) замкнені векторні контури структурної схеми

Рисунок 2 – Структурна схема Sin-приводу

Аналітичне дослідження векторних контурів дозволило визначити функцію положення точки С як функцію $\alpha = f(\varphi)$, де α - кут обертання двоплечого важіля, φ - кут обертання столу. В загальному вигляді ця функціональна залежність має наступний вигляд

$$\left.\begin{aligned} &\alpha = -44{,}15° - arctgU - arctgV \\ &U = \frac{K}{F}, V = -\sqrt{\frac{E}{L}} \end{aligned}\right\}, \qquad (1)$$

де $K = \sin\beta$;

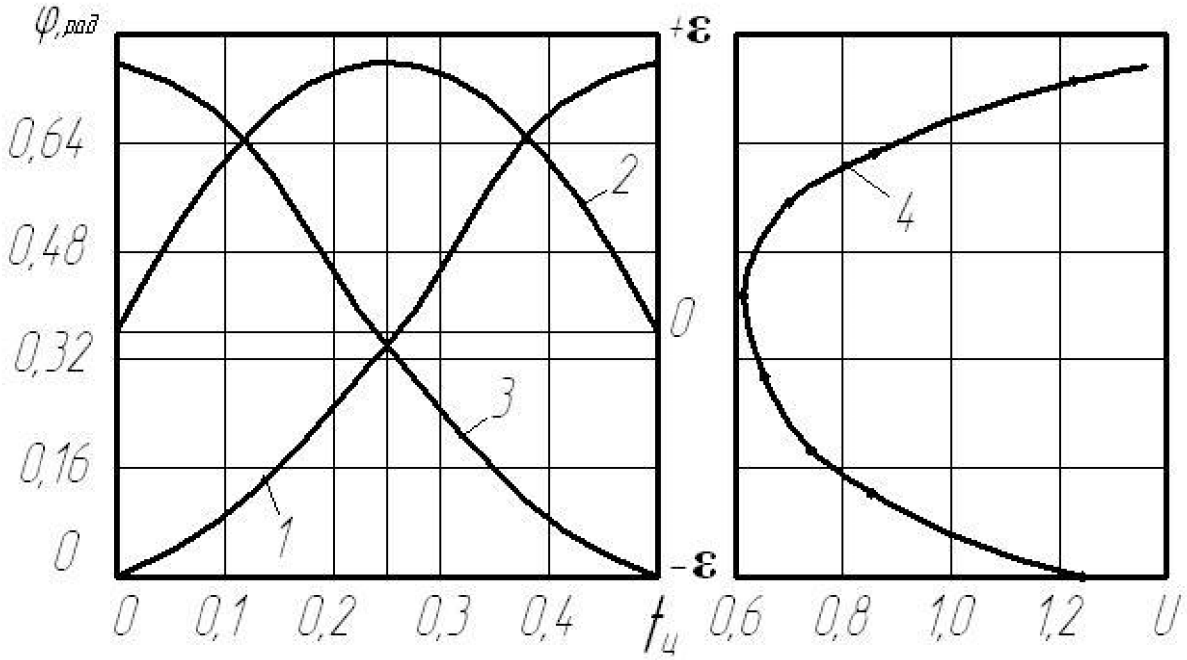
$F = 1{,}47 - \cos\beta$;

$E = -0{,}33 + \cos\beta$;

$L = 1{,}07 - \cos\beta$;

$$\beta = 45{,}78^\circ - arctg\left(\frac{\sin\varphi}{2{,}8 - \cos\varphi}\right) - arctg\left(-\sqrt{\frac{0{,}15 + \cos\varphi}{1{,}6 - \cos\varphi}}\right). \qquad (2)$$

Кутова швидкість ω і пришвидшення ε отримані методом чисельного диференціювання функції (1) протягом робочого циклу повороту завантаженого столу. Розрахункові залежності кута повороту φ, швидкості ω та пришвидшення ε столу протягом робочого циклу наведені на рис. 3.



1 – кут обертання φ столу за робочий цикл; 2 – швидкість ω столу; 3 – пришвидшення ε столу; 4 – передавальне число U Sin-приводу

Рисунок 3 – Результати дослідження Sin-приводу векторним методом замкнених контурів

Похідні від кутів φ та α дають кутові швидкості та прискорення ланок 7 та 3. Співвідношення між ними є передавальним числом U Sin-приводу

$$U = \frac{\dot{\alpha}}{\dot{\varphi}}, \qquad (3)$$

$$\dot{\alpha} = \frac{(\cos\beta - 0{,}68)\dot{\beta}}{2(1{,}07 - \cos\beta)} - \frac{\sin\beta \cdot \dot{\beta}}{\sqrt[2]{(1{,}07 - \cos\beta)(-0{,}33 + \cos\beta)}}, \qquad (4)$$

$$\dot{\beta} = -\frac{(\cos\varphi - 0{,}36)\cdot\dot{\varphi}}{2(1{,}58 - \cos\varphi)} - \frac{\sin\beta\cdot\dot{\varphi}}{\sqrt[2]{(0{,}15 + \cos\varphi)(1{,}6 - \cos\varphi)}}. \qquad (5)$$

Розрахункові значення передавального числа U в залежності від робочого кута φ повороту столу з роторами і колесами приведені на рис. 3.

Під час робочого пуску роторного столу виникають сили опору та великі сили інерції (пусковий момент), які перевантажують двигун приводу. Ефективним методом зниження динамічних навантажень на привід є введення, на скільки можливо, великого передавального числа під час пуску. Графік залежності передавального числа U від кута повороту столу свідчить про те, що структурна схема Sin-приводу якраз і забезпечує найбільше передавальне число під час пуску і гальмування столу. Мінімум передавального числа припадає на сталий режим роботи привідного циліндра.

Співставлення результатів залежностей передавального числа U від кута φ повороту роторного столу (рис. 3) доводить, що найбільше передавальне число співпадає з максимальним пришвидшенням столу під час його розгону та гальмування в робочому циклі. Реверсний хід столу менш напружений, оскільки роторна платформа столу з колесами при цьому зафіксована і є нерухомою. Тому в роботі розглянуто тільки робочий цикл Sin-приводу.

В результаті дослідження виявлена доцільність використання Sin-приводів в машинобудуванні в якості рушія, структурна схема якого дозволяє забезпечити сприятливі умови пуску та гальмуванні при виконанні робочих циклів різних машин, особливо, вантажопідйомних. В нестаціонарних режимах двигуни Sin-приводів працюють рівномірніше, а пускові сили і моменти не набувають надмірних величин, як це має місце в традиційних приводах.

ЛІТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике: Справ. пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей. 2-е изд. – М.: 1979.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: Підручник. – К.: Наукова думка, 2002. – 700 с.

ЛІНІЇ ВПЛИВУ ДЛЯ СИСТЕМ ІЗ ЗМІННОЮ СТАТИЧНОЮ ВИЗНАЧЕНІСТЮ

Керівник Козак Д.С., викладач кафедри «Деталі машин і ПТМ»,
студент групи М-312м, Вечеря Е.С., НУ «Запорізька політехніка»

Пласко-просторові рами металоконструкцій мостових кранів розглядаються як здатні за повний цикл роботи змінювати свою статичну визначеність та опорну конфігурацію, що є причиною завантаження поясів головних балок знакозмінними напруженнями, які впливають на втому металу.

В практиці проектування і експлуатації металоконструкцій вантажопідйомних кранів існують випадки, коли конструкція протягом одного робочого циклу може змінювати характер своєї статичної визначеності.

Так поводять себе мости двобалкових мостових кранів, чотирьохопорні вантажні візки, портали козлових баштових і портальних кранів, тобто конструкції, які завантажуються рухомими силами. Мости мають чотирьохточкове опирання крана (чотири опорно-ходових колеса) на підкранові рейки. Таку ж чотирьохточкову опорну конфігурацію мають рамні металоконструкції вантажних візків більшості двобалкових мостових, козлових, стрілових і інших вантажопідйомних кранів. Із класичної механіки відомо, що чотири точки опирання для плаской системи призводять до статичної невизначеності, а для статичної визначеності системи достатньо трьох опорних точок. Таким чином, всі металоконструкції вантажопідйомних кранів мостових, козлових, портальних, баштових і інших кранів є один раз статично-невизначеними.

Ситуація ускладнюється тим, що металоконструкції в процесі експлуатації завантажуються візками з вантажем, що рухаються вздовж прогонів та на вильотах консолів кранів. Тобто, несучі елементи металоконструкцій завантажуються стаціонарними та рухомими навантаженнями. Проектувальні розрахунки в таких випадках слід проводити за допомогою ліній впливу.

Існують лінії впливу реакцій опор, перерізуючих сил, згинальних моментів, переміщень для балок, внутрішніх зусиль в стержнях ферм. Лінія впливу – це графічний закон зміни внутрішнього силового фактору в залежності від положення одиночного рухомого навантаження. Лінії впливу, як основний інструмент інженерного розрахунку, широко використовується при проектуванні металоконструкцій вантажопідйомних кранів мостів, машин безперервного транспорту, тощо. Для балок, елементів рам, стержнів ферм, які не змінюють в процесі експлуатації свою статичну визначеність, в сучасній інженерній практиці лінії впливу добре вивчені [1].

В процесі експлуатації чотирьохопорна жорстка металоконструкція, яка є основою мостового, козлового і інших вантажопідйомних кранів кожну мить перебуває фактично у стані трьохопорної, тобто статично-визначеної структури. Розглянемо цю ситуацію на прикладі чотирьохопорної металоконструкції двобалкового мостового крана. Такі конструкції останнім часом називаються пласко-просторовими рамами [2]. Вони складаються із двох головних балок 1, 2, по яких переміщується візок з вантажем 5, приєднаних зварюванням до двох кінцевих балок 3, 4, які мають чотири опорно-ходових колеса A_1, A_2, A_3, A_4 (рис.1).

В сучасній інженерній практиці несучі головні балки розраховуються окремо, кожна як двоопорна статично-визначена балка по лініях впливу на максимальні вертикальні реакції в опорах, перерізувальну силу, згинальний момент. Також відомий розрахунок консольних балок на максимальні перерізувальні сили та згинальний момент по лініям впливу [2, 3].

В процесі експлуатації чотирьохопорна пласко-просторова рама мостового крана має в умовах експлуатації в кожному конкретному положенні вантажного візка вздовж прогону крана фактично три конкретні точки опори, комбінація яких у залежності від переміщення візка з вантажем може змінюватися. При русі візка назад попередня комбінація опорних точок відновлюється. Сполучення опорних точок також постійно змінюється і відновлюється під час руху мостового крана з вантажем вздовж підкранової колії. Отже, під час переходу візка з вантажем через критичне положення відбувається миттєве обертання моста крана відносно його діагональної осі. При обертанні моста вибирається зазір між колесом, яке до цього не було опорним, та підкрановою рейкою і в ту ж мить утворюється зазір під діагонально-протилежним колесом. Вказані зазори є результатом допускної та експлуатаційної нерівномірності діаметрів усіх чотирьох опорно-ходових коліс, експлуатаційного зносу коліс, нормативного і не нормованого відхилення підкранової колії від горизонтальності з експлуатаційних причин, а також допускних відхилень розмірів металоконструкції моста при його виготовленні [4]. Ці зазори особливо відчутні для короткопрогінних і жорстких мостів і менш суттєві для довгих та податливих мостів.

На рис. 1 приведено два положення чотирьохопроного вантажного візка вздовж мосту. Припустимо, що в першій позиції пласко-просторова рама мосту опирається на опорно ходові колеса $A_1A_2B_2$. Між колесом B_1 і рейкою є зазір δ, який утворюється за рахунок нормативних відхилень рівнів по вертикалі кожної підкранової рейки, а також експлуатаційної різниці діаметрів опорно- ходових коліс крана. Після переходу точки O_1 (центра ваги візка) через точку O (центр діагоналей моста), тобто візок переходить в другу позицію, відбувається миттєве

обертання моста крана навколо діагоналі A_1B_2 , і балка 1 перетворюється з консольної на двоопорну, а пласко-просторова рама мосту отримує опорний контур $A_1B_1B_2$.

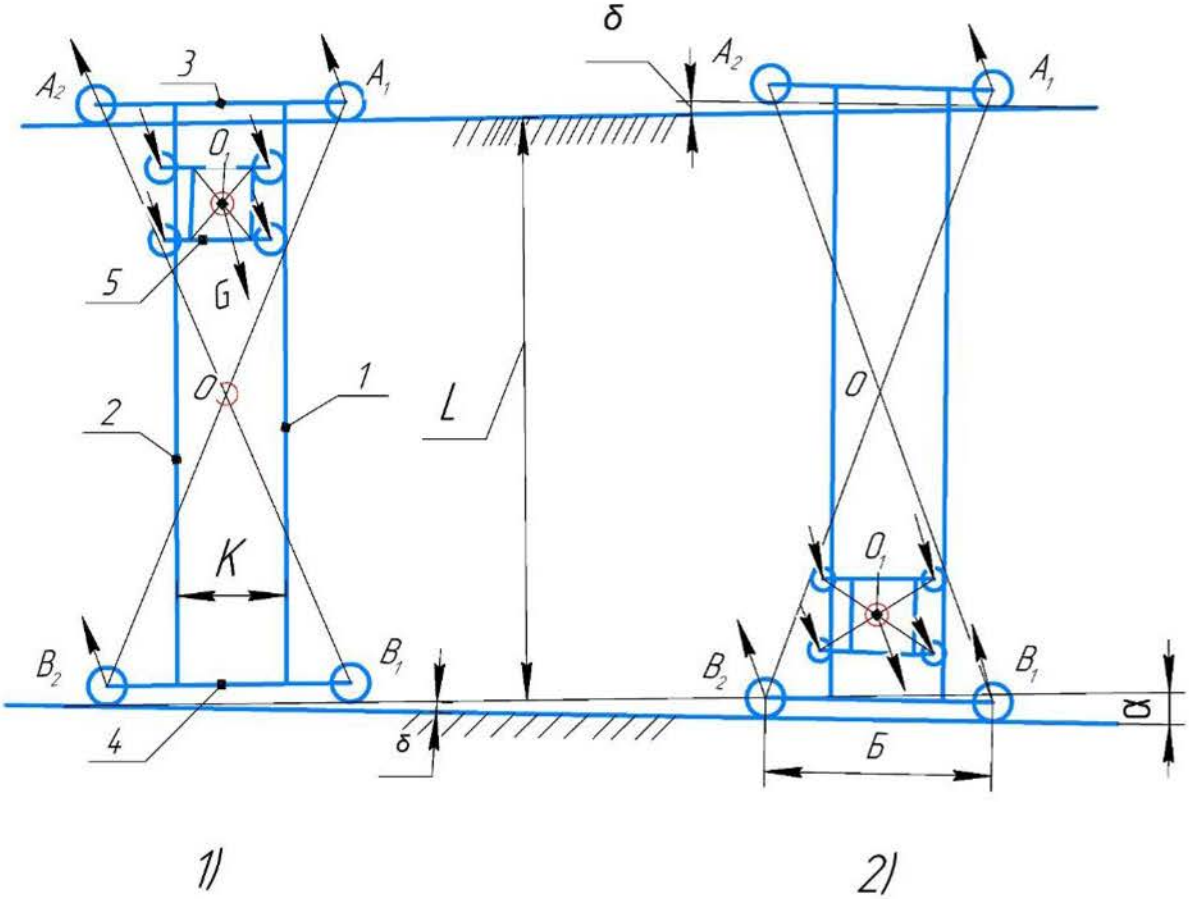


Рисунок 1 – Схема пласко-просторової рами мостового крана під час руху

Для першого положення головна балка 1, як основний несучий елемент, є консольною. При подоланні вантажного візка критичного положення головна балка миттєво стає двоопорною статично-визначеною. Відповідно, лінії впливу реакцій опор A, згинальних моментів M_{max} для балки змінюють свій характер (рис.2). В цю ж мить лінія впливу згинального моменту M_{max} головної балки, як основного розрахункового фактора, змінює знак на протилежний. Якщо для консольної балки верхній пояс є розтягнутим, а нижній – стиснутим, то для двоопорної балки, навпаки, верхній є стиснутим, а нижній – розтягнутим. За повний цикл переміщення візка вздовж такої балки її верхній і нижній пояси завантажуються знакозмінними циклами з напруженнями, близькими до симетричного циклу. Часто при експлуатації малопрогінних кранів великої вантажопідйомності з важкими режимами роботи спостерігається наявність поперечних втомних тріщин як на верхніх, так і на нижніх поясах, що є доказом присутності в поясах знакозмінних напружень. Ці обставини слід враховувати при розрахунках головних балок на втому.

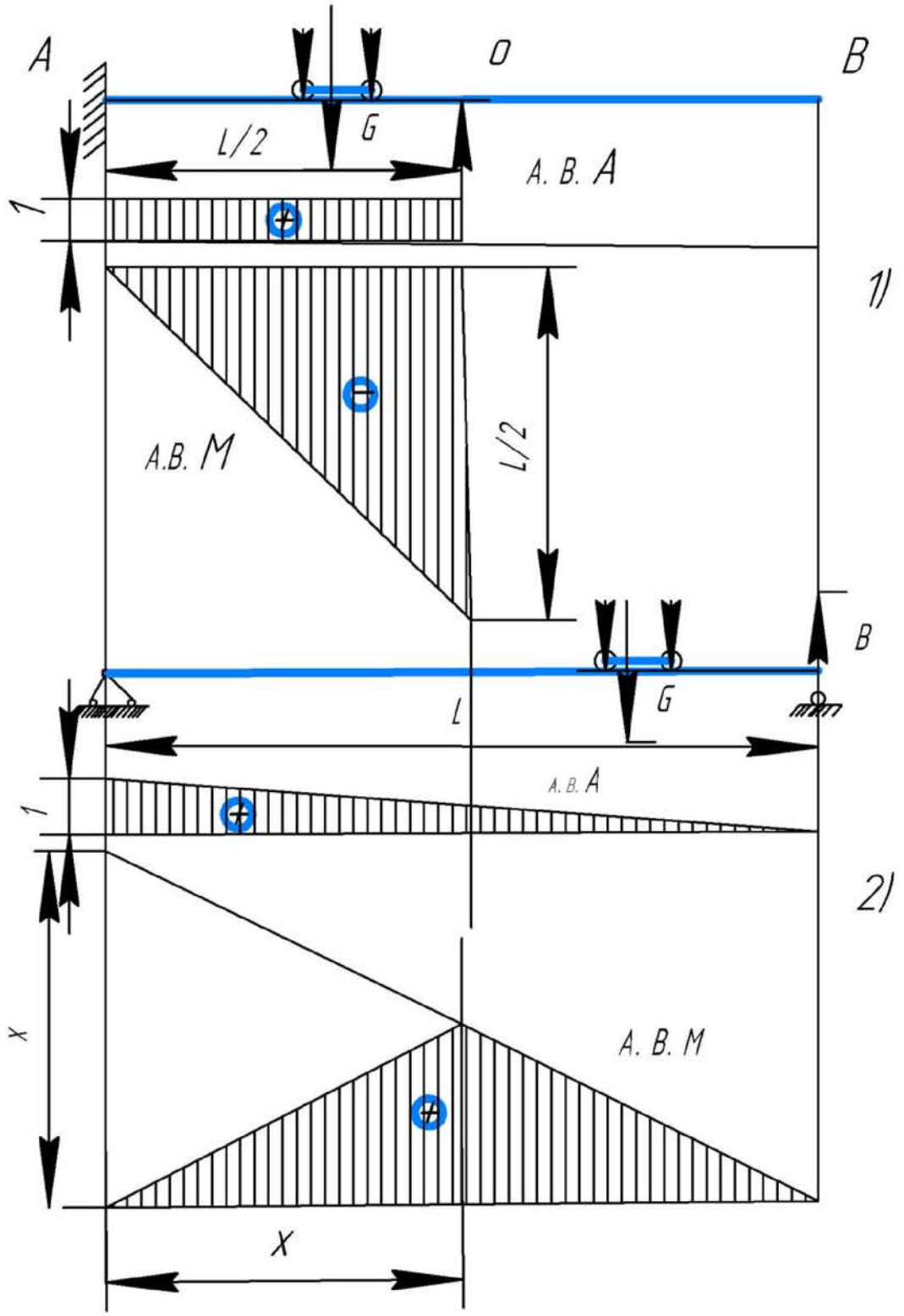


Рисунок 2 – Лінії впливу в залежності від статичної змінності

Статистичні данні по пошкодженнях і тріщинах металоконструкцій свідчать про те, що місце пристиковки головної балки до кінцевої є найбільш вразливе і таким, де виникає більшість втомніх тріщин. Для двоопорної балки характер розрахунків на втому добре відпрацьований і відомий.

З метою уникнення статичної невизначеності кранових мостів зараз пропонуються різні заходи, наприклад, статично визначені мости. Але всі ці заходи малоефективні та невиправдані із затратних міркувань.

Прагнення уникнути статичної невизначеності пласко-просторової рами моста вантажопідйомного крана однозначно призводить до статичної невизначеності пласко-просторової рами вантажного візка. Відбувається декомпозиція зазорів пропорційно співвідношенню геометричних розмірів моста крана і візка.

Рекомендується для короткопрогінних (до 20 м) мостів вантажопідйомних кранів, які працюють у режимах А5...А8, виконувати розрахунок місць пристиковки головних балок до кінцевих на опір втомі від знакозмінних напружень, які виникають в результаті зміни характеру статичної визначеності пласко-просторових рам кранових мостів за кожний повний цикл роботи крана.

Необхідно також дотримуватись при експлуатації вантажопідйомних кранів нормативних відхилень стану підкранових та підвізкових рейок, не перевищувати допускних відхилень при виготовленні та монтажу ходових коліс та металоконструкцій вантажних візків і кранів.

Перелік посилань

1. Вершинский А.В., Гохберг М.М., Семенов В.П. /Строительная механика и металлические конструкции: Учебник. – Л.: Машиностроение, 1984. –167 с.

2. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 456 с.

3. Нормы расчета стальных конструкций мостовых и козловых кранов. – ОСТ 24.090.72-83/ВНИИПТмаш. М., 1983. – 92 с.

ADVANCING CONSTRUCTION SAFETY: TOWER CRANE STABILITY RESEARCH

Lubimov U., graduate student
Denisenko G.,bachelor's student
Scientific supervisor. Ph.D., Associate Professor Shcherbak Oleh.
Kharkiv National Automobile and Road University

The construction industry has been instrumental in shaping modern infrastructure and skylines around the world, but it's not without its challenges. One of the most critical concerns in construction is ensuring the safety and stability of tower cranes. These towering giants are essential tools for erecting large structures, and any instability can lead to catastrophic consequences (fig.1). Tower crane stability research plays a crucial role in improving safety, efficiency, and innovation in the construction sector.

Fig. 1–Tower crane stability loss

The Significance of Tower Crane Stability

Tower cranes are engineering marvels designed to lift heavy loads to considerable heights. However, their immense height and ability to lift tons of materials

and equipment make them susceptible to instability, which can result from factors like wind, improper use, or unstable ground conditions. Ensuring the stability of tower cranes is paramount to prevent accidents, damage to property, and loss of life. This is where tower crane stability research comes into play.

Key Areas of Research

Wind Load Analysis: Wind is one of the primary external forces affecting tower crane stability. Researchers focus on wind load analysis to understand how different wind speeds and directions impact a crane's stability. This research helps in designing cranes that can withstand varying wind conditions without compromising safety.

Ground Conditions: The ground upon which tower cranes are erected is another critical factor. Researchers examine the soil composition, bearing capacity, and how it can affect the crane's stability. Innovations in foundation design and crane base support systems are integral outcomes of this research.

Structural Integrity: Ensuring the structural integrity of a tower crane is vital. Researchers investigate the materials, engineering design, and construction processes to ensure that cranes can handle the loads they are subjected to and maintain their stability over time.

Control Systems: The development of advanced control systems is a focus area in crane stability research. Modern tower cranes employ sophisticated technologies, including anti-sway systems, which rely on real-time data and algorithms to reduce load sway and improve overall stability.

Emergency Protocols: Preparation for unforeseen events is a crucial aspect of crane stability research. Scientists study and develop emergency protocols and safety features that can automatically engage in case of a crane's instability, thereby minimizing risks.

Innovations and Advancements

Recent years have seen significant strides in tower crane stability research, resulting in several noteworthy innovations:

Wind-Adaptive Cranes: Some tower cranes are now equipped with wind-adaptive technology that adjusts the crane's configuration and load handling based on real-time wind conditions, improving stability.

Sensor Integration: Advanced sensors and monitoring systems are being integrated into tower cranes, enabling real-time data collection and analysis. This data is used to predict potential instability issues and make necessary adjustments.

Augmented Reality (AR) Training: Researchers are developing AR training tools to better educate crane operators on how to respond to different stability scenarios. These systems can simulate crane operation in various conditions, ensuring operators are well-prepared for real-world challenges.

Smart Foundations: Innovative foundation systems, such as self-leveling base plates and modular footing designs, improve a crane's stability on different ground conditions.

Sustainability: Tower crane stability research also emphasizes sustainable construction practices. Researchers explore the use of eco-friendly materials and energy-efficient technologies to reduce a crane's environmental impact.

Conclusion

Tower crane stability research is a pivotal field that contributes to the continued safety and efficiency of construction projects worldwide. With advancements in technology, material science, and engineering design, tower cranes are becoming more stable, adaptable, and safer. The ongoing commitment to research in this field is essential for the construction industry's growth and the well-being of those who work with these towering giants. As our urban landscapes continue to evolve, the results of this research will be pivotal in ensuring construction remains safe, sustainable, and efficient.

IMPROVEMENT OF BULLDOZER EFFICIENCY INDICATORS BY USING GPS-INTENSIFIERS OF THE WORK PROCESS

Efimenko P., graduate student
Papkov M., bachelor's student
Scientific supervisor. Ph.D., Associate Professor Shcherbak Oleh.
Kharkiv National Automobile and Road University

Abstract: Bulldozers are vital pieces of heavy equipment used in various industries, including construction, mining, and agriculture. Enhancing bulldozer efficiency is crucial to optimize productivity, reduce operational costs, and minimize environmental impact. This research paper explores the integration of GPS (Global Positioning System) technology as intensifiers of the work process in bulldozers. By analyzing the impact of GPS technology on bulldozer performance indicators, this study demonstrates how GPS-intensifiers can significantly improve efficiency in terms of fuel consumption, work accuracy, and project management.

Introduction

Bulldozers play a pivotal role in construction and earthmoving projects. They are indispensable for tasks such as land clearing, grading, trenching, and site preparation. However, maximizing their efficiency is a perpetual challenge. Integrating GPS technology into bulldozers has emerged as a solution to enhance their performance indicators. This research paper aims to explore the various ways in which GPS-intensifiers can improve bulldozer efficiency indicators.

GPS Technology in Bulldozers

GPS technology has made significant inroads in various industries, offering precise location and tracking capabilities. In bulldozers, it is used to enhance the accuracy of work, monitor machine operation, and streamline project management.

2.1. Precision Grading GPS technology allows bulldozers to achieve high-precision grading and leveling. Real-time kinematic (RTK) GPS systems provide centimeter-level accuracy, ensuring that the machine operates with precision. This results in less material waste and a reduction in the need for rework.

2.2. Monitoring and Control GPS-intensifiers provide real-time monitoring of bulldozer operations. Operators and supervisors can track the machine's location, speed, and working hours, leading to better control and safety management.

2.3. Project Management GPS-intensifiers enable better project management by providing data on the volume of material moved, time taken for tasks, and resource allocation. This data can improve decision-making and lead to more efficient project execution.

Impact on Bulldozer Efficiency Indicators

The integration of GPS technology in bulldozers has a substantial impact on several efficiency indicators:

3.1. Fuel Efficiency One of the most critical efficiency indicators is fuel consumption. GPS-intensifiers help optimize fuel usage by allowing operators to follow precise work paths and minimize idle time. The reduction in fuel consumption results in cost savings and a decreased environmental footprint.

3.2. Work Accuracy GPS technology greatly enhances work accuracy. Bulldozers equipped with GPS-intensifiers can precisely follow design specifications, resulting in reduced rework, improved quality, and shorter project durations.

3.3. Productivity Higher precision and reduced idle time lead to increased productivity. GPS-intensifiers allow bulldozers to complete tasks faster, resulting in more work done per unit of time.

3.4. Operator Skill The use of GPS technology mitigates the need for highly skilled operators. Less-experienced operators can achieve high precision, which can be especially beneficial in addressing labor shortages in the construction industry.

Case Studies

Several case studies demonstrate the tangible benefits of using GPS-intensifiers in bulldozers:

4.1. Construction Industry In a construction project, bulldozers equipped with GPS technology reduced fuel consumption by 15%, increased work accuracy by 20%, and boosted overall productivity by 18%.

4.2. Mining Industry GPS-intensifiers in bulldozers operating in open-pit mining increased the volume of material moved per hour by 25%, resulting in substantial cost savings.

4.3. Agriculture In the agriculture sector, bulldozers with GPS-intensifiers improved land preparation and reduced fuel costs, leading to a 30% increase in overall farm productivity.

Challenges and Considerations

While the use of GPS technology in bulldozers offers numerous advantages, it is not without challenges:

5.1. Initial Investment The cost of retrofitting bulldozers with GPS technology can be substantial. Small and medium-sized companies may face barriers to adoption due to the initial investment required.

5.2. Operator Training Although GPS technology simplifies bulldozer operation to some extent, operators need training to use these systems effectively. Training and ongoing support are necessary to maximize the benefits.

5.3. Data Security The collection of sensitive project data, including location and work history, raises concerns about data security and privacy.

Conclusion

The integration of GPS technology as intensifiers of the work process in bulldozers has the potential to significantly improve efficiency indicators. Fuel consumption, work accuracy, productivity, and operator skill all benefit from GPS technology. While initial costs and operator training are challenges, the long-term advantages in terms of cost savings and enhanced project management make GPS-intensifiers a compelling option for construction, mining, and agriculture industries.

The adoption of GPS-intensifiers in bulldozers represents a step forward in the continuous quest to optimize efficiency and sustainability in heavy machinery operations. As technology continues to evolve, further enhancements in bulldozer performance are likely to emerge, solidifying GPS-intensifiers as a cornerstone of modern heavy equipment operations.

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ У ҐРУНТІ ПРИ ДІЇ ЗОСЕРЕДЖЕНОГО ЗУСИЛЛЯ

Бішарян А.А., здобувач
Науковий керівник к.т.н., доцент Хачатурян С.Л.
Центральноукраїнський національний технічний університет

Розглянемо дію зосередженого зусилля *P*, прикладеного перпендикулярно до площини, що обмежує півпростір (рис. 1). Будемо вважати півпростір однорідним у глибину та в боки і таким, що лінійно деформується [1].

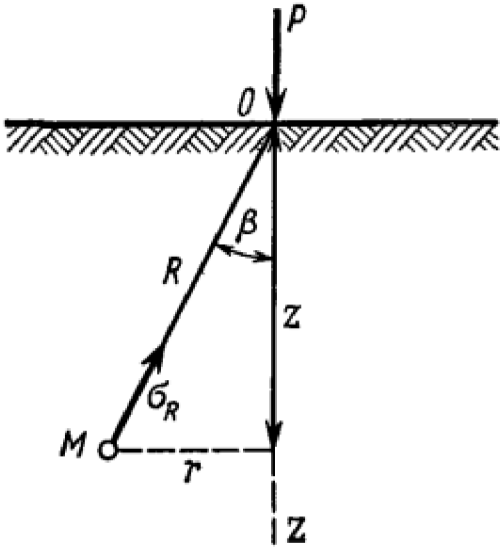


Рисунок 1 – Схема дії зосередженої сили

Візьмемо точку *M* (рис. 1), яка визначається полярними координатами *R* і *β*, і визначимо нормальне напруження σ_R.

Для спрощення виведення приймемо як постулат, що напруження σ_R пропорційне $cos\beta$ і обернено пропорційне квадрату відстані від точки прикладання зосередженої сили R^2.

Слід відмітити, що це положення може бути виведене строго й із закону Всесвітнього тяжіння Ньютона.

Таким чином, покладаємо

$$\sigma_R = \frac{A \cdot cos\beta}{R^2}, \quad (1)$$

де *A* – деякий коефіцієнт, який визначається з умови рівноваги.

Для складання рівняння рівноваги проведемо півкульовий перетин з центром у точці прикладання зосередженої сили (рис. 2). Напруження, нормальні

до півкульової поверхні, визначаються виразом (1) і будуть змінюватися від нуля біля обмежуючої площини до максимуму по осі *z*, але для виділеного елементарного шарового поясу з центральним кутом *dβ* можуть прийматися постійними [2].

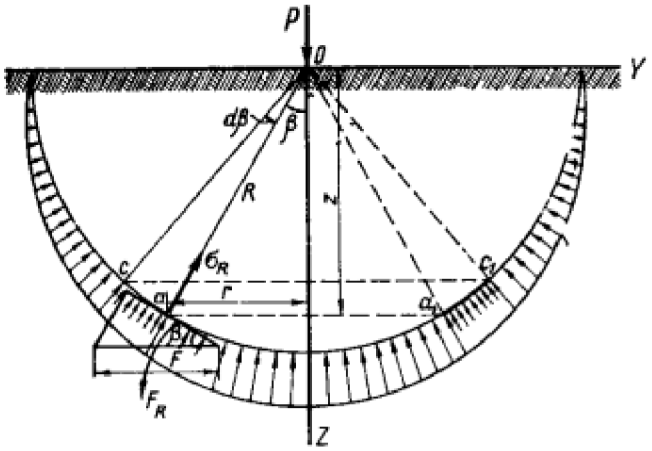


Рисунок 2 – Схема радіальних напружень при дії зосередженої сили

Умова рівноваги – сума проєкцій усіх сил на вертикальну вісь дорівнює нулю, тобто

$$P - \int_0^{\pi/2} \sigma_R \cdot cos\beta \cdot dF = 0, \tag{2}$$

де *dF* – поверхня елементарного шарового поясу, котра дорівнює

$$dF = 2 \cdot \pi (R \cdot sin\beta)(R \cdot d\beta).$$

Підставляючи вираз для *dF* і σ_R у рівняння (2), отримаємо

$$P - A \cdot 2 \cdot \pi \int_0^{\pi/2} cos^2\beta \cdot sin\beta \cdot d\beta = 0. \tag{3}$$

Виконавши інтегрування та підставляючи межі, отримаємо

$$P - \frac{2}{3} A \cdot \pi = 0, \tag{4}$$

звідки невідомий коефіцієнт пропорційності

$$A = \frac{3}{2} \cdot \frac{P}{\pi}. \tag{5}$$

Підставляючи отримане значення *A* в формулу (1), для радіальних напружень будемо мати

$$\sigma_R = \frac{3}{2} \cdot \frac{P}{\pi \cdot R^2} cos\beta. \tag{6}$$

Віднесемо величину радіальних напружень не до майданчика, перпендикулярного радіусу, а до майданчика, паралельного до обмежуючої площини і який має з ним кут β. Позначимо це напруження $\acute{\sigma}_R$.

З геометричних співвідношень

$$\acute{\sigma}_R = \sigma_R \cdot cos\beta \tag{7}$$

або, підставляючи значення σ_R з виразу (6) і приймаючи до уваги, що $cos\beta = \frac{z}{R}$, отримаємо

$$\acute{\sigma}_R = \frac{3}{2} \cdot \frac{P}{\pi} \cdot \frac{z^2}{R^4}. \tag{8}$$

Далі, не змінюючи напрямку майданчика, розкладемо силу $\sigma_R{}' \cdot F$ (рис. 3) на три напрямки: один Z – перпендикулярний майданчику й два X і Y, які лежать у площині майданчика. Тоді

$$\left.\begin{aligned} \sigma_z &= \acute{\sigma}_R \cdot cos(\acute{\sigma}_R,\ Z); \\ \tau_{zy} &= \acute{\sigma}_R \cdot cos(\acute{\sigma}_R,\ Y); \\ \tau_{zx} &= \acute{\sigma}_R \cdot cos(\acute{\sigma}_R,\ X). \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

А так як $cos(\acute{\sigma}_R,\ Z) = \frac{z}{R}$; $cos(\acute{\sigma}_R,\ Y) = \frac{y}{R}$ і $cos(\acute{\sigma}_R,\ X) = \frac{x}{R}$, то величини складових напружень для майданчика, паралельного до обмежуючої площини, остаточно будуть мати такий вигляд:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_z &= \frac{3}{2} \cdot \frac{P}{\pi} \cdot \frac{z^3}{R^5}; \\ \tau_{zy} &= \frac{3}{2} \cdot \frac{P}{\pi} \cdot \frac{y \cdot z^2}{R^5}; \\ \tau_{zx} &= \frac{3}{2} \cdot \frac{P}{\pi} \cdot \frac{x \cdot z^2}{R^5}. \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

Відмітимо, що величини як стискаючих σ_z, так і зсуваючих τ_{zy} і τ_{zx} напружень для майданчиків, паралельних до обмежуючої півпростір площини, не залежать від пружних постійних однорідного лінійно деформованого півпростору, тоді як для інших майданчиків, паралельних до обмежуючих площин XOZ і YOZ, і у випадку неоднорідної основи вони будуть залежати від модулів деформації E_0, μ_0 і тому визначаються більш складними виразами, наведеними в [3].

Перелік посилань

1. Костюченко М.М. Механіка ґрунтів : навчальний посібник/ М.М. Костюченко. – Інтернет-ресурс Київського університету. – geol.univ@kiev.ua – 116 с.

2. Механіка ґрунтів, основи та фундаменти : підручник / Л.М. Шутенко, О.Г. Рудь, О.В. Кічаєва та ін. ; за ред. Л.М. Шутенка ; пер. з рос. ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О.М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2017. – 563 с.

3. Цытович Н.А. Механика грунтов (краткий курс) : учебник для строит. вузов. – 4-е изд., перераб, и доп. / Н.А. Цытович. – М.: Высш. шк., 1983. – 288 с.

ЛОГІСТИЧНЕ УПРАВЛІННЯ НА ТРАНСПОРТНИХ ПІДПРИЄМСТВАХ

Артеменко М.С., здобувачка
Наукова керівниця к.е.н., доцент Хачатурян О.С.
Льотна академія Київського національного авіаційного університету

Логістичне управління ґрунтується на ідеї поєднання всіх складових логістичної системи і відшукання доцільних рішень у цілому впродовж всього процесу переміщення матеріального потоку. Підходи до логістичного управління і сукупність видів діяльності, котрі вирішуються при логістичному управлінні, розглядаються в роботах [2]:

- обслуговування споживачів;
- складування та зберігання;
- прогнозування попиту;
- керування перевезеннями та транспортуванням вантажів;
- керування запасами незавершеного виробництва;
- логістика зворотних потоків;
- обробка замовлень;
- вибір місць розташування приміщень;
- переробка вантажів;

- надання допомоги споживачам під час обслуговування;
- упаковка;
- постачання запасних частин.

Логістичне управління представлене, в той же час, як операції, котрі зв'язані з переміщенням чи зберіганням товарів, інформації й фінансів [2]. У даному випадку зазначені види діяльності можуть бути об'єднані ключовим словом – «операція». Ознаками операції слугують зміни просторово-часових параметрів, які віднесені до діяльності однієї фізичної особи, системи, процесу чи підприємства. У той же час рух матеріального потоку напряму зв'язаний з процесом його переміщення й транспортного обслуговування систем. Неможливість існування логістичного управління без транспортного обслуговування матеріальних потоків відмічається в роботах. У багатьох наукових джерелах [2] наводиться аналіз підходів до транспортного обслуговування, де використовуються такі поняття: транспортування, транспортні послуги, доставка, вантажні перевезення. На рис. 1 представлено наведені терміни, котрі зв'язані з процесами логістичного управління і транспортного обслуговування та висвітлюються в роботі [2].

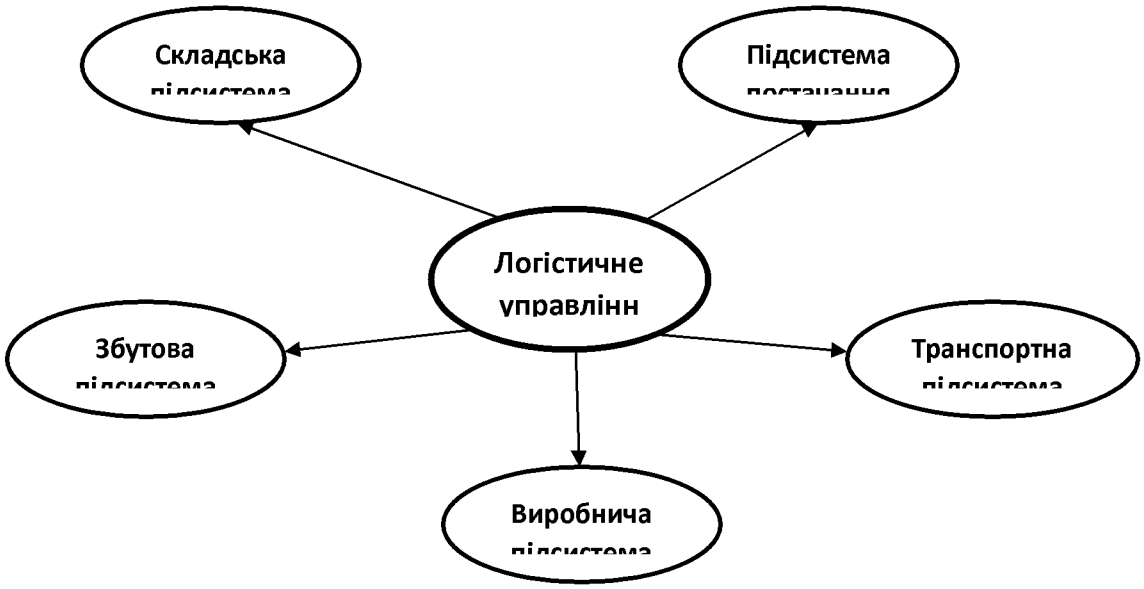


Рисунок 1 – Логістичне управління та його організаційні підсистеми
Складено на основі [2]

Неможливість виконання виробничої та комерційної діяльності без фізичного транспортування вантажів із одного пункту в інший, а в ході реалізації

товару – до покупця від продавця, зумовлює необхідність транспортного обслуговування. Транспортне та експедиційне забезпечення є функціями транспорту в порядку розподілення товарів [1, 3].

Умови угод із замовниками за їхнім транспортним обслуговуванням виконуються транспортними учасниками, як учасниками логістичної системи. Нераціональність використання транспортних засобів і провізних можливостей за умов окремого їхнього обслуговування виникає внаслідок нерівномірності обсягів перевезень різних замовників і зміни параметрів матеріальних потоків у часі [1].

У сучасних ринкових умовах і проникнення транспорту в різноманітні логістичні ланцюги виникає необхідність у перегляді характеру виробничої та комерційної діяльності транспортних учасників, спрямовуючи її на ефективне вивчення, аналіз і задоволення попиту низки споживачів транспортних послуг впродовж їхнього спільного обслуговування [1] в деякому проміжку часу.

Дослідниками розрізняються поняття перевезення та транспортного обслуговування [3÷8]. Транспортне обслуговування, крім безпосереднього процесу перевезення, включає в себе й інші операції та роботи, котрі не відносяться до складу транспортного обслуговування, проте зв’язані з його підготовкою та проведенням [3]. До транспортного обслуговування можна віднести наступні операції: транспортування вантажів, навантажувально-розвантажувальні роботи, підготовка транспортних засобів, надання транспортних засобів на умовах оренди чи прокату, доставлення відремонтованих і нових транспортних засобів, експедиційний супровід.

Транспортні послуги являються невід’ємною частиною транспортного обслуговування. З точки зору маркетингу дослідниками пов’язується ступінь транспортних послуг з вартістю, рентабельністю та об’ємом перевезень. Вдосконалення параметрів транспортних послуг напряму впливає на ступінь конкуренції, що слугує інтегральною характеристикою послуг. Вона визначає місце на ринку, котре відповідає прикладеним зусиллям на організацію [1]. Науковці мають переконання, що життєвий цикл транспортних послуг діалектично залежить від життєвого циклу товару, що перевозиться. У ході організації транспортного обслуговування транспортний учасник повинен зважати на непередбачувані зміни об’ємів перевезень, щоб оперативно перемикатися на транспортування інших товарів даного замовника транспортних послуг чи шукати нових. Життєвий цикл транспортних послуг –

це проміжок часу між початком і закінченням транспортування деякого виду вантажу [1]. Результати аналізу наукових джерел [4] дають підґрунтя запропонувати наступну класифікацію транспортних послуг (рис. 2).

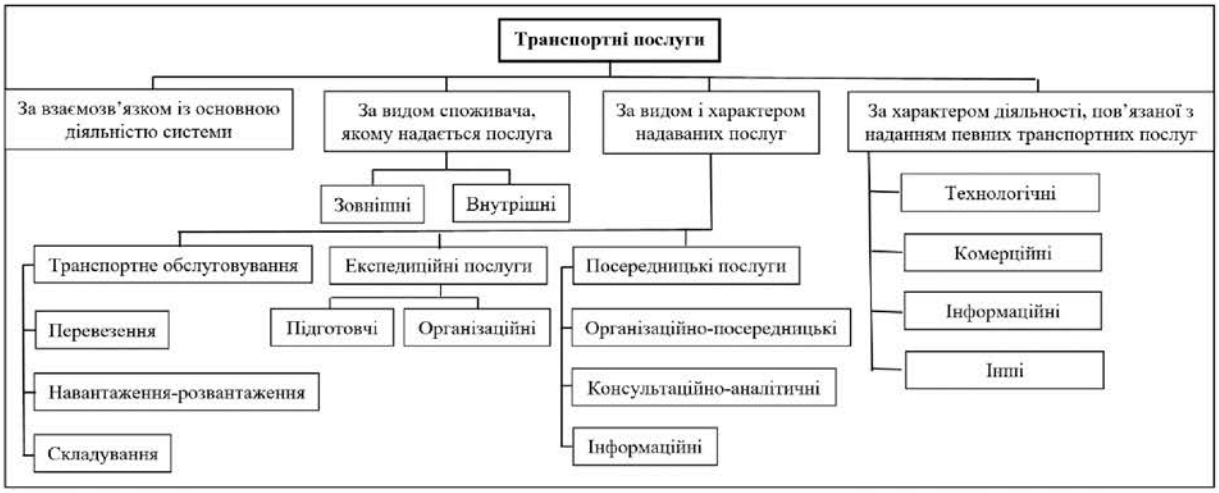


Рисунок 2 – Класифікація транспортних послуг
Складено на основі [4]

Перелік посилань

1. Доля В.К. Маркетингові дослідження розвитку дорожньо-транспортних систем : моногр. / В.К. Доля, М.А. Григоров, В.В. Усатов. – Одеса, 2008. – 62 с.

2. Galkin A. Urban environment influence on distribution part of logistics systems / Andrii Galkin // Archives of Transport. – 42(2), 2017. С. 7÷23. https://doi.org/10.5604/01.3001.0010.0522

3. Litomin I., Tolmachov I., Galkin A. Use of the Distribution Center in the Ukrainian Distribution System // Transportation Research Procedia. – 2016. – Т.16. – С. 313÷322. https://doi.org/10.1016/j.trpro.2016.11.030

4. Воркут Т.А. Проєктування систем транспортного обслуговування в ланцюгах постачань : моногр. / Т.А. Воркут. – Київ: НТУ «КПІ», 2002. – 248 с.

5. Іванов Д.В. Підвищення надійності транспортного обслуговування при здійсненні експедиційної діяльності (на прикладі міжнародних автомобільних перевезень) : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук. : спец. 05.22.01 «Транспортні системи». – Денис Вадимович Іванов; Нац. трансп. ун-т. – Київ, 2002. – 20 с.

6. Мирошниченко Л. Автомобильные перевозки: организация и учёт / Л. Мирошниченко, Г. Сапрыкин, Е. Михайленко. – 7-е изд. – Харків: Изд. дом «Фактор», 2008. – 676 с.

7. Транспортное обслуживание торгово-оптовых баз / А.И. Воркут, А.Г. Калинин, А.Г. Ковалик, А.С. Рудык. – Київ: Техніка, 1985. – 112 с.

8. Дзебко И. Экономисту о логистике / И. Дзебко. – Харків: Центр «Консульт», 2006. – 152 с.

КОМП'ЮТЕРНЕ ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ В БАРАБАННОМУ МЛИНІ НА ОСНОВІ ВІЗУАЛІЗАЦІЇ ДАНИХ

Москалюк Р. Я., магістрант
Науковий керівник д.т.н., доцент Науменко Ю. В.
Національний університет водного господарства
та природокористування

Завантаження барабанного млина здійснює циркуляційний рух у поперечному перерізі камери переважно у трифазному режимі течії (рис. 1).

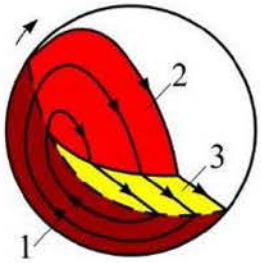


Рис. 1. Схема зон руху завантаження обертової камери барабанного млина:
1 – твердотільна зона, 2 – зона польоту, 3 – зона зсувного шару

При малій швидкості обертання переважає масова частка твердотільної зони 1. Зі збільшенням швидкості частки зон польоту 2 та зсувного шару 3 зростають за рахунок твердотільної зони 1. Із наближенням швидкості до критичного значення частка зони польоту 2 досягає максимального значення, а частка зони зсувного шару 3 прямує до нуля. При великій швидкості обертання виникає режим руху у вигляді пристінкового шару, що складається лише зі твердотільної зони 1.

Під час ударної взаємодії молольного тіла, що перебуває у зоні польоту, зі зсувним шаром завантаження відбувається стрибкоподібна кінцева зміна швидкості тіла. При цьому на поверхні переходу зони польоту у зсувний шар, яка є поверхню контакту, протягом малого проміжку часу діє ударна сила. Мірою сили ударної взаємодії є ударний імпульс.

Тривалість ударної взаємодії є дуже малою. Оскільки ударний імпульс має кінцеве значення, модуль сили молольного тіла може бути доволі великим, що забезпечує здійснення процесу подрібнення ударною дією. Ударну взаємодію елементів завантаження можна вважати абсолютно непружною. На розглядуваній поверхні контакту, що є переходом зон руху завантаження, впливом на процес помелу сил неударної взаємодії можна знехтувати.

Динамічний ефект ударної дії молольного завантаження можна оцінити за імпульсом, роботою та потужністю сил ударної взаємодії. Імпульс характеризує інтенсивність ударної взаємодії, а робота – енергію подрібнення ударною дією. Технологічний ефект ударної дії визначається продуктивністю процесу подрібнення ударом, значення якої можна оцінити за потужністю сил ударної взаємодії.

Для наближеної реалізації такого оцінювання було застосовано питомі та абсолютні відносні аналоги динамічних параметрів ударної взаємодії. Вихідні дані для визначення таких параметрів були одержані у спрощений спосіб за допомогою візуалізації картин руху завантаження.

Наближену математичну модель механізму подрібнення ударом в барабанному млині побудовано на основі візуалізації даних. Як аналог продуктивності подрібнення було прийнято потужність ударних сил.

Вираз для аналога відносної продуктивності ударом Q_{ibr}, що відповідає відносній потужності вертикальних складових сил ударної взаємодії:

$$Q_{ibr} = \frac{h_{fr}}{8\pi R} K_{fr} n_{to} \psi_{\omega}.$$

де h_{fr} – відстань по вертикалі від найвищої до найнижчої точки на вільній поверхні зони польоту завантаження на картині руху, м;

R – радіус камери барабана млина, м;

$K_{fr}=1-(F_{sr}+F_{sl}/\upsilon_{sl})/(\pi R^2\kappa)$ – масова частка зони польоту завантаження;

F_{sr} – площа твердотільної зони на картині руху завантаження, м^2;

F_{sl} – площа зони зсувного шару на картині руху завантаження, м^2;

υ_{sl} – дилатансія зсувного шару;

$\kappa=w/(\pi R^2 L)$ – об'ємний ступінь заповнення камери завантаженням;

w – об'єм порції завантаження камери у стані спокою, м^3;

L – довжина камери барабана, м;

$n_{to}=[1-(R_c/R)^2]/\kappa$ – оборотність руху завантаження, що відповідає кількості періодів циркуляції завантаження в камері протягом одного оберту барабана;

R_c – радіальна координата центра циркуляції завантаження відносно осі обертання на картині руху, м;

$\psi_{\omega}=\omega/(g/R)^{0,5}$ – відносна швидкість обертання камери барабана;

ω – кутова швидкість обертання барабана, 1/с;

g – гравітаційне прискорення, м/с^2.

Величини h_{fr}, F_{sr}, F_{sl}, υ_{sl} та R_c наближено визначались методом комп'ютерного чисельного моделювання на основі експериментальної візуалізації поведінки завантаження в камері обертового барабана шляхом фіксації через прозору торцеву стінку та подальшої комп'ютерної обробки картин руху у поперечному перерізі камери (рис. 2).

Алгоритм реалізації візуалізації даних полягає у здійсненні етапів:

1) заповнення камери барабана завантаження зі ступенем наповнення κ;

2) досягнення усталеного режиму руху завантаження при стаціонарному обертанні барабана зі значенням відносної швидкості ψ_{ω};

3) виконання відеозйомки руху завантаження у поперечному перерізі обертової камери, що має прозору торцеву стінку;

4) отримання картини руху завантаження;

5) виділення на картині плоских геометричних фігур, що відповідають зонам руху – твердотільної, польоту та зсувного шару;

6) вимірювання на картині радіуса камери R;

7) вимірювання на картині відстані по вертикалі від найвищої до найнижчої точки на вільній поверхні зони польоту завантаження h_{fr};

8) вимірювання на картині радіальної координати центра циркуляції завантаження відносно осі обертання R_c;

9) вимірювання площ виділених геометричних фігур – твердотільної зони F_{sr} та зони зсувного шару F_{sl};

10) обчислення значень параметрів взаємодії завантаження.

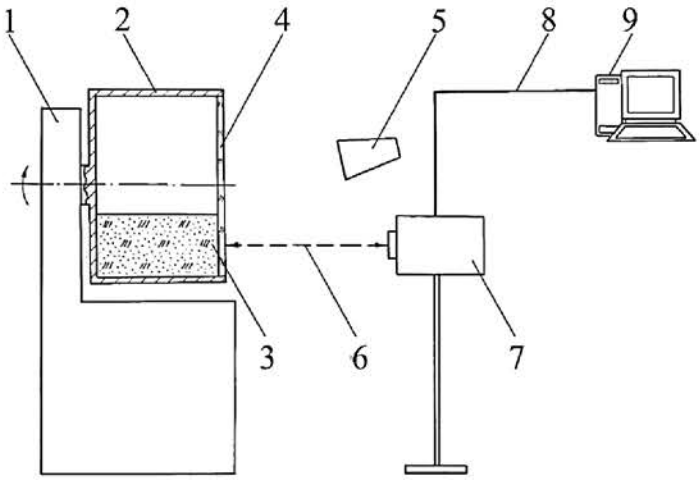
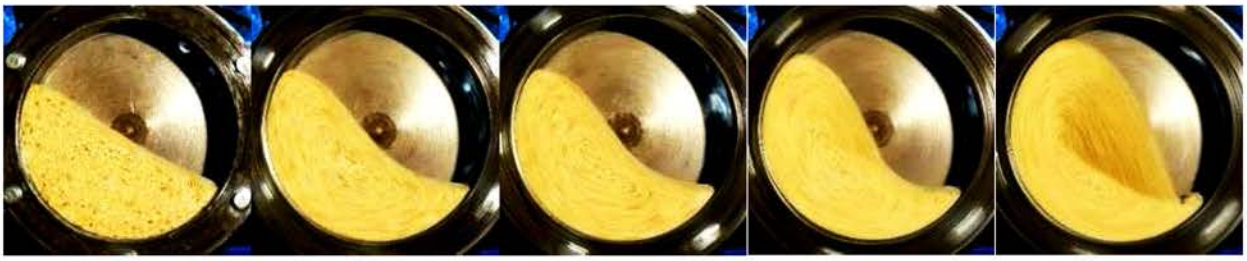


Рис. 2. Схема комп'ютерної візуалізації даних:
1 – блок приводу та вимірювальних приладів, 2 – барабан із рознімною камерою, 3 – зернисте завантаження, 4 – прозора торцева стінка камери, 5 – освітлювач, 6 – відеофіксація картин руху завантаження, 7 – відеокамера, 8 – канал передавання інформації, 9 – комп'ютер для візуалізації картин руху завантаження

Окремі отримані картини усталеного руху завантаження у камері стаціонарно обертового барабана при відносному розмірі частинок ψ_d=0.0104 та ступені заповнення камери к=0.45 наведено на рис. 3.



а б в г д

Рис. 3. Візуалізовані дані окремих картин руху завантаження:
а – ψ_ω=0.1; б – ψ_ω=0.3; в – ψ_ω=0.5; г – ψ_ω=0.7; д – ψ_ω=0.9

Графік отриманої зміни аналога відносної продуктивності подрібнення ударом Q_{ibr} від ψ_ω наведено на рис. 4.

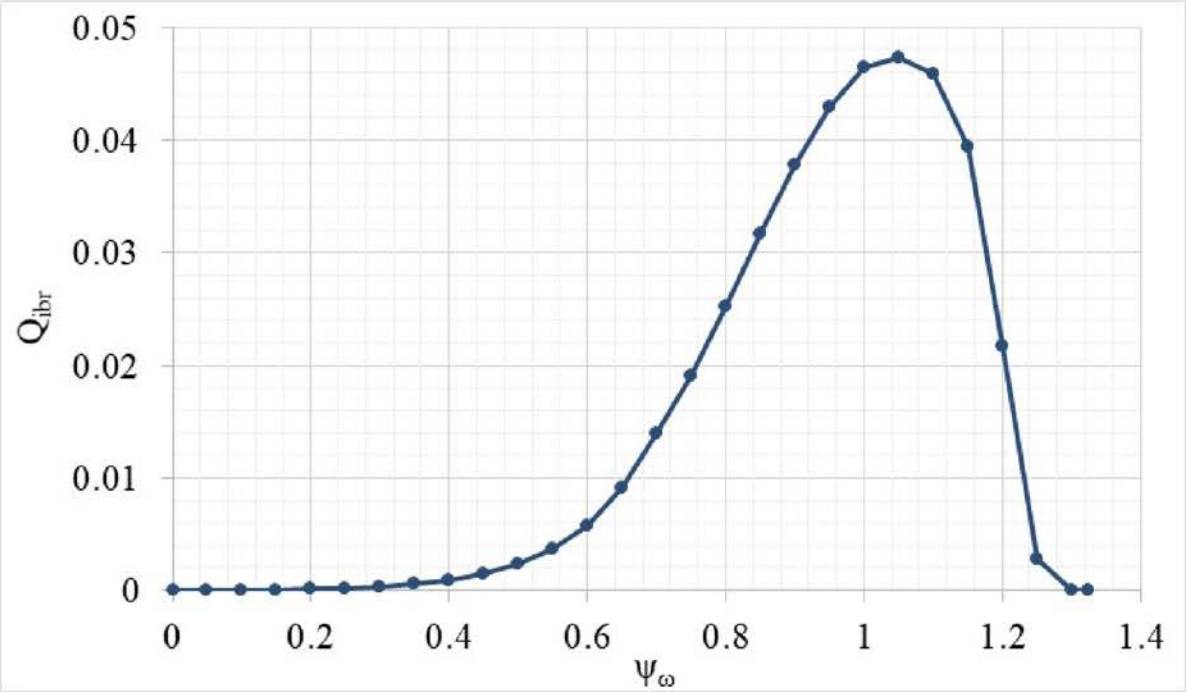


Рис. 4. Експериментальна залежність зміни Q_{ibr} від ψ_ω

Апробація засвідчила ефективність застосування комп'ютерної візуалізації даних для оцінювання динамічних та технологічних аналогів ударної взаємодії елементів внтутрішньокамерного завантаження барабанного млина. Верифікація результатів моделювання реалізована порівнянням із чисельними даними технічного стандарту ГОСТ 10141-91 «Млини стрижневі та кульові. Загальні технічні вимоги».

Перелік посилань

1. Naumenko, Y. Modeling of flow pattern of the granular fill in the cross section of a rotating chamber. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5. Issue. 1(89). P. 59–69. doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.110444

2. Naumenko, Y. Modeling of fracture of the quasi solid-body zone of motion of the granular fill in a rotating chamber. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 2, Issue. 1(86). P. 50–57. doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.96477

3. Naumenko, Y., Sivko, V. The rotating chamber granular fill shear layer simulation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 4. Issue. 7(88). P. 57–64. doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.107242

4. Naumenko, Y., Deineka, K. Building a model of the impact grinding mechanism in a tumbling mill based on data visualization. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2023. Vol. 3. Issue. 7(123). P. 65–73. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.283073

МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

ОГЛЯД НАВАНТАЖУВАЧІВ ТА ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ

Гурко В.О., аспірант
Науковий керівник д.т.н., професор Кириченко І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Фронтальні навантажувачі – це незамінна техніка в багатьох галузях промисловості та будівництва для виконання навантажувально-розвантажувальних та підйомно-транспортних робіт. Ці машини майже повністю замінили екскаватори на навантажувальних роботах завдяки таким перевагам, як [1, 2]:

- висока швидкість пересування, мобільність, що дозволяє обслуговувати декілька майданчиків (забоїв) на кар'єрах однією машиною;
- висока маневреність, що дозволяє працювати у відносно обмежених умовах;
- універсальність застосування, здатність до якісної зачистки підошви забою;
- відношення реальної вантажопідйомності до його маси в 2-2,5 рази вище, ніж у гідравлічних екскаваторів;
- питома вартість, віднесена до 1 м^3 ємності ковша, в 1,5-2 рази нижче, ніж у гідравлічних екскаваторів.

Популярності навантажувачів також сприяє широка номенклатура змінного обладнання.

Класифікація навантажувачів

Промислові навантажувачі можна класифікувати за кількома критеріями (рис. 1). Зокрема за типом рами виділяють навантажувачі з жорсткою рамою та шарнірно-зчленовані. Машини з жорсткою рамою більш стійкі, проте наявність зчленування підвищує маневреність, що дає певні переваги в стиснених умовах або на нерівній місцевості, оскільки вони відносно легко долають перешкоди.

За розташуванням робочого обладнання навантажувачі бувають фронтальні, а також з розташуванням ковша позаду та збоку.

Найпоширенішим типом є фронтальні навантажувачі. Вони мають ківш попереду. Ці навантажувачі часто використовуються для завантаження матеріалів в вантажівки, переміщення вантажів на будівельних майданчиках і в складській логістиці.

Рисунок 1 – Класифікація навантажувачів

Навантажувачі, що мають ківш позаду машини застосовуються для викопування і видалення матеріалів з канав і заглибин, а також для виконання робіт з розкопування і завантаження вантажів.

Бокові навантажувачі, відповідно, мають ківш, який може підніматися і повертатися з флангу машини. Вони, як правило, використовуються для робіт у вузькому просторі і для переміщення вантажів з боку в бік, наприклад, у щільній складській забудові.

За типом ходової частини можна поділити на дві великі групи: гусеничні та колісні. Гусеничні навантажувачі (рис. 2) мають питому потужність й велику прохідність та добре підходять для роботи на м'яких або нерівних ґрунтах. Однак у них є й суттєвий недолік – для його транспортування необхідні вантажні тягачі

з платформами. Тому гусеничні навантажувачі в основному працюють на великих будівельних майданчиках. Прикладом такого може стати John Deere 655K, який при масі в майже 18,5 т має виривне зусилля у 15 т та місткість 1,9 $м^3$.

Рисунок 2 – гусеничний навантажувач
John Deere 655K [3]

Колісні навантажувачі є більш універсальними та тому зустрічаються значно частіше.

За розміром машини та вантажопідйомністю навантажувачі бувають:

- міні-навантажувачі (до 5 т власної ваги та до 2 т вантажів);
- малі навантажувачі (до 15 т самі та до 4 т вантаж);
- середні навантажувачі (до 25 т самі та 10 т вантаж);
- великі навантажувачі.

Міні- та малі навантажувачі, як правило, застосовують для нескладних робіт у міських умовах для прибирання снігу, землерийних операцій тощо. На виробництві вони потрібні для роботи з сипучою сировиною. Машини середнього та великого класу знаходять своє застосування в кар'єрах і великому промисловому виробництві.

Перспективні конструкції навантажувачів.

Незважаючи на вже наявну широку популярність машин, продовжує розвиватись і сама конструкція навантажувачів. В останній час задля розширення номенклатури робіт, що виконуються навантажувачами, та підвищення їх

ефективності сучасні виробники наряду з навантажувачами традиційної компоновки робочого обладнання постійно оновлюють, розробляють та виготовляють нові конструкції навантажувачів. Наприклад, інженерами турецької компанії Okta Lift запропоновано навантажувач (рис. 3), у якому встановлено колесо з рівномірно розподіленими по ободу роликами (колесо Ілона) [4]. Така конструкція дозволяє переміщатись вбік або за діагоналлю та обертатись на 360°.

Рисунок 3 – Навантажувач Olm20-20 [4]

Розвиток йде і у додатковому обладнанні навантажувачів. Так, у компанії зі США Skid-Lift було розроблено робочу платформу, що використовується разом з гідравлічною системою (рис. 4). Існує у трьох версіях з висотою 6,4 м, 7,3 м або 8,5 м [5]. Модель може мати кут нахилу 4° убік для роботи у складних умовах.

Рисунок 4 – Навантажувач Skid-Lift 1505S Model [5]

Разом зі звичайними розвивались також телескопічні навантажувачі. Використання такого обладнання такого типу ще більше розширює можливі галузі використання. Прикладом може стати використання навантажувача Bobcat T40.180SLP (рис. 5) в одній з пожежно-рятувальних команд у Польщі. Навантажувач побудований на колісній базі 4×4 з двигуном потужністю 100 к.с., має можливість підіймати вантаж до 4 т на висоту у 17,5 м. За це його і обрали рятувальники, оскільки висоти та потужності вистачає для невеликих будівель. Існує у комплектації з робочою платформою та без [6].

Рисунок 5 – Навантажувач Bobcat T40.180SLP kid-Lift 1505S [6]

Трендом сучасного світу є використання безпілотних апаратів. Це торкнулося й навантажувачів. Лідером у цьому напрямку є компанія Volvo. У 2018 році цією компанією разом з LEGO було розроблено іграшкову модель такого навантажувача, а зараз компанія виготовила несерійний екземпляр саме комерційного виробу під назвою LX03 на базі іграшки (рис. 6). При цьому більшість механізмів буде використана у серійному виробі L25 [7]. У промислових безпілотних апаратів є без перебільшення значні переваги, головним з яких є підвищена ефективність використання в умовах з небезпечним оточуючим середовищем. Це може бути як і забруднення, або просто складні для праці ділянки у кар'єрах та шахтах [8].

Рисунок 6 – Безпілотний навантажувач Volvo LX03

Висновок

Таким чином, незважаючи на те, що навантажувачі є досить поширеними та популярними, виробники не зупиняються та постійно розвивають вироби задля підвищення їх функціональності. Перспективним є дослідження, спрямовані на повну автоматизацію навантажувачів, які здатні виконувати робочий процес в автономному режимі без участі оператора.

Перелік посилань

1. Група компаній ТДС. URL: https://tdc.ua/production (дата звернення: 17.09.2023).

2. Щербак О. В., Сумінов А .В., Хачатурян С. Л. Розробка методики проектування спеціалізованих машин на базі шарнірного тягача. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2021, вип. 95. С. 32 - 37. DOI: https://doi.org/10.30977/bul.2219-5548.2021.95.0.32.

3. John Deere. URL: https://www.deere.com/en/loaders/crawler-loaders/655k-crawler-loader/ (дата звернення 14.09.2023).

4. Okta Lift Mekanum Tekerlekli Forklift 'lere dünyadan büyük ilgi. yüzde 100 yerli. URL: https://www.yuzde100yerli.com/okta-lift-mekanum-tekerlekli-forklift-lere-dunyadan-buyuk-ilgi/ (дата звернення: 20.09.2023).

5. Skid-Lift scissor lift attachments: skid steer solutions spotlight. Skid Steer Solutions. URL: https://www.skidsteersolutions.com/skid-steer-solutions-blog/skidlift-scissor-lift-attachments-skid-steer-solutions-spotlight/ (дата звернення: 19.09.2023).

6. New bobcat T40.180SLP 18 m telehandler at CHAP group. URL: https://hub-4.com/news/new-bobcat-t40-180slp-18-m-telehandler-at-chap-group (дата звернення: 12.09.2023).

7. Volvo Construction Equipment and LEGO® Technic team up with children to create an autonomous concept wheel loader of the future. URL: https://www.volvoce.com/global/en/news-and-events/news-and-stories/2018/volvo-construction-equipment-and-lego-technic-team-up/ (дата звернення: 20.09.2023).

8. Гурко О. Г., Гурко В.О., Кучеренко А.Ю. Керування рухом фронтального навантажувача за заданою траєкторією. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2023, вип. 101 т.1. С. 26-34. DOI: https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.0.26.

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ АВТОГРЕЙДЕРИ ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ РОБОЧИХ ОПЕРАЦІЙ

Олєйнікова О.М., асистент, науковий керівник
Семенчук В.Д., студент
Вовк М. Д. , студент
Харьківський національний автомобільно-дорожній університет

Вступ

Питанням забезпечення курсової стійкості машин під час руху присвячено значну частину наукових досліджень фахівців працюючих у галузі транспортного, сільськогосподарського та землерийного машинобудування. Специфіка виконання технологічних операцій різними типами машин призводить до необхідності складати та аналізувати нестандартні математичні моделі руху цих машин.

Аналіз публікацій.

Характерною розрахунковою ситуацією втрати курсової стійкості транспортних машин є рух на повороті. У цьому випадку причиною відходу машини з початкової траєкторії руху є бічні сили інерції, що залежать від маси машини, швидкості і повороту радіуса.

Фізичні процеси, які розглядають дослідники - відведення машини за рахунок деформації еластичних коліс та бічне ковзання рушіїв.

Прикладом дослідження явища відведення автомобіля може бути робота [1]. Аналіз динамічної моделі руху транспортного засобу (рис.1) дозволив авторам як критерій стійкості розглядати коефіцієнт відведення:

$$K_{утр} = \frac{b}{a} \cdot \frac{R_{\delta 1}}{R_{\delta 2}}$$

де a, b - Координати проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину; $R_{\delta 1}, R_{\delta 2}$ – бічні реакції дороги на колесах передньої та задньої осей;

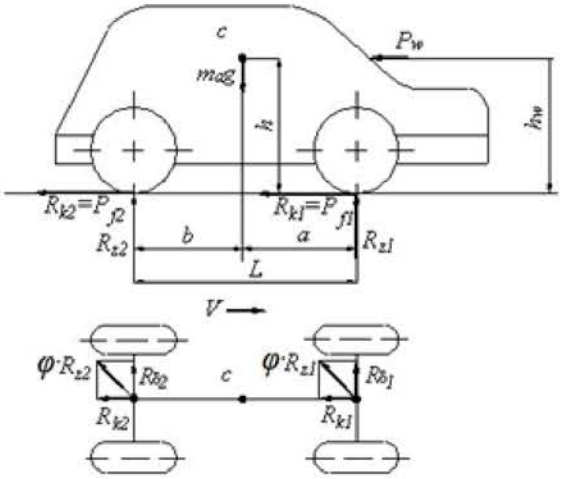


Рисунок 1. Динамічна схема руху машини на повороті

В роботі [2] досліджено процес втрати курсової стійкості автомобіля, пов'язаний з явищем бокового ковзання коліс (рис.2).

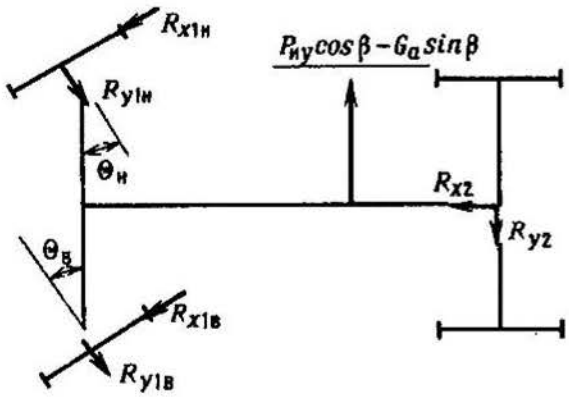


Рисунок 2. Динамічна схема автомобіля під час дії бічних сил.

Умови, за яких виникає бічне ковзання коліс, визначається рівнянням рівноваги зовнішніх поперечних сил та реакції дороги:

$$P_{пу} \cdot \cos\beta - G_a \cdot \sin\beta = \sum R_y,$$

Де $\sum R_y = \sum \mathrm{R}_{ує} + \sum R_{ун}$ - сума проекцій на поперечну вісь реакцій, що діють на колеса.

Як критерій курсової стійкості використовується коефіцієнт поперечної стійкості автомобіля

$$\eta_{пу} = \frac{B}{2h_g},$$

де B – колія автомобіля;

h_g – плече від положення центру ваги у вертикальній площині.

Для сільськогосподарських машин причиною втрати курсової стійкості у процесі виконання робочих операцій найчастіше є додаткові бічні складові вагового навантаження, що виникають при переміщенні по опорних поверхнях з поперечним ухилом. Крім того, через специфічну конструкцію робочих органів при виконанні технологічних операцій можлива поява бічних складових сил робочого опору.

Для аналізу траєкторії переміщення машин дослідники пропонують аналізувати динамічні моделі їхнього плоского руху. Оскільки сільськогосподарські знаряддя приєднуються до базових тягачів шарнірно, та й самі тягачі можуть бути шарнірно-зчленованими агрегатами, особлива увага в наших дослідженнях приділяється багатошарнірним системам [3]. Так, наприклад, у роботі [4] розглянуторух сільськогосподарської машини, обладнаної фронтальним робочим органом (рис.3), який шарнірно приєднаний до базового тягача [3].

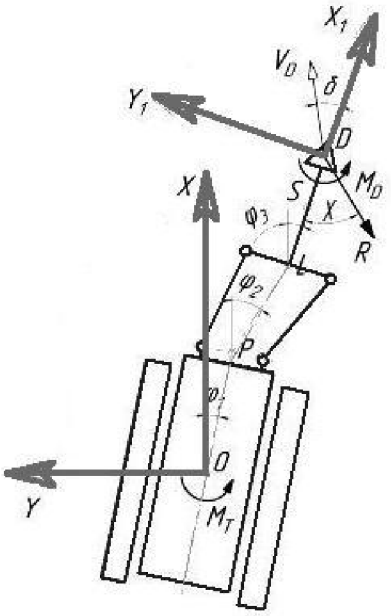


Рисунок 3. Динамічна схема сільськогосподарської машини, обладнаної фронтальним робочим органом.

Аналіз динамічної моделі дозволив автору запропонувати як критерій курсової стійкості машини два показники:

1) коливальну стійкість фронтального обладнання $a_2 = \alpha_0 Rl \frac{[1+(1-u)\rho]^2}{V_0} > 0;$

2) аперіодичну стійкість фронтального обладнання $a_3 = -Rl[(1-u)^2 \alpha_0 \rho + (1-u)(\alpha_0 - 1) + 1] > 0;$

де α_0 - силовий параметр, що характеризує відхилення X головного вектора R та зміна головного моменту M_p сил опору зброї пропорційно до зміни кута δ

R - головний вектор та головний момент сил опору зброї з центром привиду у точці D

l - відстань від точки P до лінії приєднання тяг навішування до зброї, де знаходиться точка;

u - передатне відношення навісного пристрою

ρ - безрозмірне співвідношення між наведеною довжиною зброї та довжиною навішування;

V_0- початкова швидкість руху.

Для гусеничних машин (рис.4) даний коефіцієнт характеризується ставленням моменту утримує машину від розвороту на момент, що її розвертає [5]

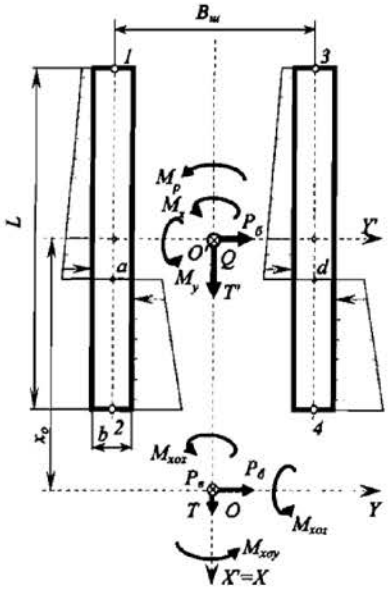


Рисунок 4. Динамічна схемауніверсальних земляних машин

Курсову стійкість універсальних земляних машин оцінюємо за величиною коефіцієнта курсової стійкості:

$$k_{ст} = \frac{M_{утр}}{M_{роз}} \geq 1$$

де $M_{утр}$ - момент, що утримує машину від розвороту;

$M_{роз}$ - розвертаючий момент.

Для колісних машин [6,7] коефіцієнти, що характеризують курсову стійкість безпосередньо залежать від граничних сил, що діють ножа відвалу при втраті стійкості (рис.5).

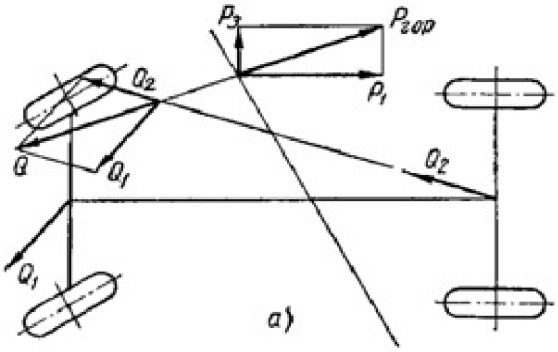


Рисунок 5. Динамічна схема атогрейдера

$$k_x = \frac{P_1}{P_{1\max}},$$

де P_1 – гранична складова реакції ґрунту на ніж, при якій ще не втрачається стійкість ходу при даній розвсці по бортах автогрейдер;

P_{1max} – гранична складова реакції ґрунту на ножі при якій ще не втрачається стійкість ходу при найвигіднішій розвсці по бортах автогрейдера.

З усього вище сказаного, траєкторію руху машини розглядають лише фахівці автомобільної промисловості. Як правило, крайньою умовою є порівняння утримуючого та дестабілізуючого моменту. Крім того, не розглядається позацентрова змінна сила опору та динаміка великих переміщень. Не передбачено можливості виникнення біфуркаційних явищ.

Це також частково підтверджують експерименти які було проведено співробітниками кафедри БДМ на НМБ ХНАДУ. Параметри факторів задавалися на основі рекомендованих значень для основних режимів роботи автогрейдера. Геометричні параметри установки основного відвала: кут перекосу 9°; глибина копання 0,05 м; винос відвалу відносно тягової рами у бік 0,8 м; фіксувались і не змінювались. В процесі проведення експериментів було відзначено, що втрата курсової стійкості автогрейдера відбувається за рахунок

бічного зміщення заднього моста, при габаритній довжині 9,5 м, відбувається неконтрольований поворот переднього моста (рисунок 6).

Рисунок 6. Фотограма процесу бокового ковзання машини в ході проведення експерименту

Експериментальні дослідження, дозволили виділити цілий ряд факторів, що впливають на формування траєкторії руху автогрейдера при виконанні технологічних операцій [8, 9]. В першу чергу слід відзначити, що основний вплив на формування траєкторії руху автогрейдера здійснюють особливості формування силової картини навантаження машини, а саме:

– коефіцієнти прикладення головного вектора зовнішніх опорів на робочому органі;

– напрямок головного вектора зовнішніх опорів;

– характер зміни зовнішніх опорів в часі.

Всі перераховані параметри є змінними і залежать від типу виконуваної технологічної операції і геометричних параметрів, що характеризують

розташування робочого органу відносно напрямку руху щодо розроблюваного середовища.

Література

1. Стійкість колісних машин при занесенні і способи її підвищення / [Подригало М.А., Волков В.П., Доброгорский М.В., Степанов В.Ю.]. . – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 335 с.

2. Литвинов А.С. Автомобіль: Теорія експлуатаційних властивостей [учебник для ву-зов]/Литвинов А. С, Фаробін Я.Е — М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

3. Толстолуцкий В. А., Антощенков Р. В. Методология моделирования функционирования многоэлементных мобильных машин на плоской горизонтальной поверхности // Молодой учений. — 2013. — №11. — С. 186-191.

4 Донцов И.Е. Повышение курсовой устойчивости машинно-тракторного агрегата с фронтально-ным оборудованием (ФМТА) / И.Е Донцов // Вестник КрасГАУ. – 2008. – № 2 – С. 209 – 215.

5. Коваль А.Б. Визначення умов забезпечення курсової стійкості універсальних землерійних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт» / А.Б. Коваль. – Дніпропетровськ, 2014. – 21 с.

6.Дорожні машини. Машини для земляних робот / [Алексеева Т.В., Артемьев К.А., Бром-берг А.А. и др.]; [Изд. 3-е, перераб. і доп.]. — М.: Машиностроение, 1972. — 504с.

7.Севров К.П. Автогрейдери. Конструкції, теорія, розрахунок / К.П. Севров, Б.В. Горячко, А.А. Покровский. – М. : Машиностроение, 1970. – С. 95–121

8. Чаплигіна О. М. Критерії оцінювання курсової стійкості автогрейдера // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки : тези за матер. III всеукр. наук.-техн. конф. (м. Полтава, 24 – 25 квітня 2019 р.), Полтава, 2019. С. 113–114.

9. Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. Методика визначення заходів, що забезпечують курсову стійкість автогрейдера // Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд : тези за матеріалами VII

ЗАХОДИ ПІДГОТОВКИ ДО ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДІВ І ПОСЛІДОВНІСТЬ ЇХ ПРОВЕДЕННЯ

Олєйнікова О.М., асистент, науковий керівник
Вовк Ю. Д., студент
Кривошея А. О., студент
Кобзар М. С., студент
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Перед початком експериментальних досліджень потрібно провести підготовчі роботи та продумати усі деталі дослідження, від підготовки робочого майданчика до таблиць для фіксації вимірів. Від цих дій залежить 50% успіху дослідження. Аналіз та обробку даних [1, 2, 3] з урахуванням особливостей землерийно-транспортної техніки найдоречніше проводити за допомогою комбінації методики багатофакторного експерименту та програмного забезпечення MATLAB. Таким чином у вивченні та аналізі основних факторів які впливають на дослідження буде досягнуто прозорості і можна буде встановити фактори з найбільшим впливом на досліджуваний процес.

Шляхом проведення досліджень на натурному зразку робочої машини в умовах ННБ ХНАДУ. За об’єкт дослідження було обрано автогрейдер виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» ДЗк-251. Автогрейдер має колісну формулу $1\times2\times3$ і масу 16 т. Досліджувати будемо траєкторію його руху. Для цього необхідно провести ряд підготовчих робіт:

1) Зачистка і планування майданчики для проведення на ній експериментального дослідження;

2) Готуємо «нульову пряму», для цього виміряємо відстань на довжину, передбачену проходом машини (20м-25м). На початку і в кінці даного заміру виставляємо прапорці, для орієнтиру.

3) Заздалегідь робимо замір відносної вологості ґрунту, для яких беремо 3 проби з ділянки після планування майданчика під експеримент і 3 з дна виїмки отриманої після виконання робочої операції;

4) Оператор машини виставляє вихідну швидкість визначену для кожного проходу (1,01м\с), а так само кути коліс у вертикальній і горизонтальній площині;

5) Готуємо обладнання для заміру часу кожного проходу машини для подальшого виведення середньої швидкості машини.

6) Після кожної проведеної операції різання проводимо заміри параметрів згідно методики [4]:

— Відведення машини, м;

— Формування валика ґрунту, м;

— Геометричної форми різу, м;

Дані записуємо в заздалегідь підготовлену таблицю;

7) Обробка даних;

8) Висновки за підсумками експерименту.

Умови проведення експериментального дослідження

В якості об'єкта дослідження було обрано автогрейдер ДЗк-251 виробництва Крюковського вагонобудівного заводу (рис. 1). Згідно з цим, дослідження проводилися з зафіксованим положенням відвалу та змінними кутами нахилу та повороту коліс переднього мосту.

Рисунок 1 – Автогрейдер ДЗк-251

Для проведення експериментального дослідження було розроблено методику [4].

Бічне зміщення машини фіксується по сліду, залишеному машиною. Виміри проводяться щодо базової прямої кожні 2 м. Перед безпосереднім виміром показників, виконують ряд дій: розробляють план експерименту, готують випробувальний майданчик (очищують ділянку від бур'янів, сміття, вирівнювання нерівностей видимих неозброєним оком), споруджують базову пряму (абсолютно рівний відрізок з розміткою кожні m метрів), готують обладнання для проведення замірів (рулетка, лінійка, кутомір, таблиці для фіксації знятих даних).

Машину виставляють з усією можливою паралельністю до базової прямої (рис.2). Похибку даної паралельності співвідносять з базою машини. Для автогрейдера з базою 2,5-3м,похибка становить не більше 0,3м.

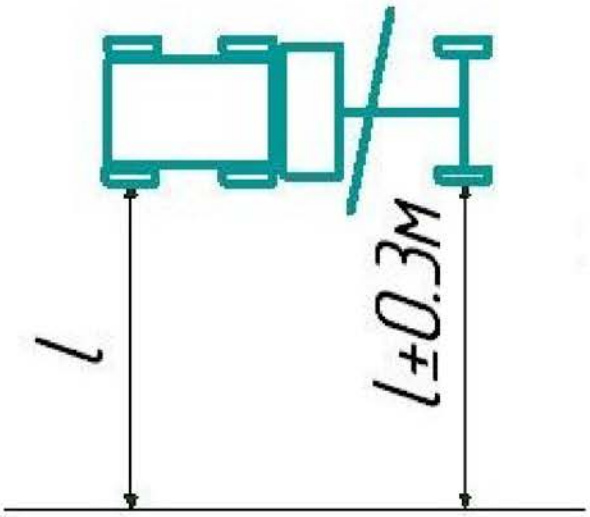


Рисунок 2 — Схема розташування машини відносно базової прямої

Оператор, який виставив машину, під час різання не впливає на рульове колесо. Здійснення проїзду при тих самих умовах рекомендується не менше трьох разів, для виключення помилки (випадкових факторів), а також для

розрахунків відтворюваності експерименту для більш глибокої обробки експериментальних даних.

Переміщення машини в горизонтальній площині здійснюється на певну довжину m_p (рис. 3).

Після повної зупинки машина починаємо знімати заміри (рис. 3.3), визначивши для себе конкретний орієнтир: початок відбитку протектора, його середина або кромка утворена краєм відвалу. Рекомендовано використати середину відбитку протектора або кромку, що утворена краєм відвалу, тому що це найбільш характерні і чіткі орієнтири, які найімовірніше не піддадуться деформації. Заміри фіксують з більшою частотою, чим більше частота, тим більш точна траєкторія руху машини.

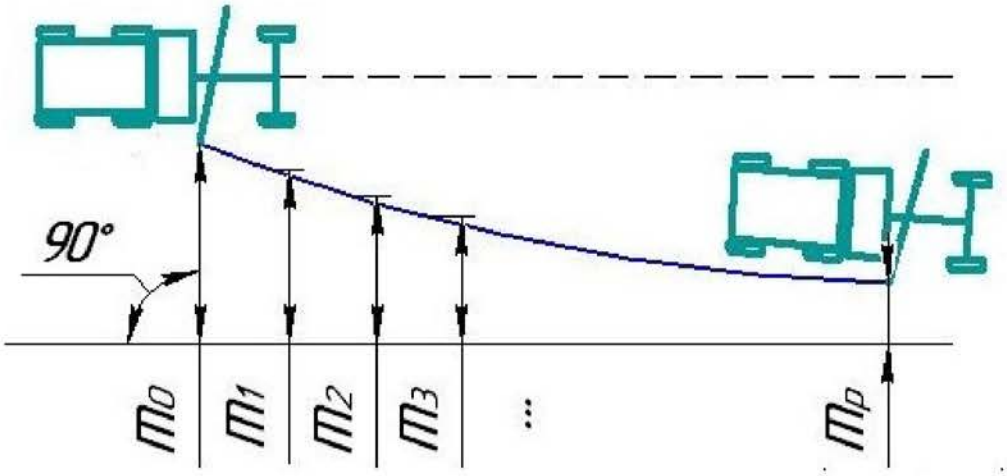


Рисунок 3 — Схема виміру бічного зсуву відносно кромки різання

Бічне зміщення фіксують щодо базової прямої кожні 2 м по всій довжині випробувального майданчику. Лінійку або рулетку розташовують перпендикулярно до базової прямої. При цьому перпендикулярність встановлюється за допомогою кутоміра. Останній може бути використано також для конструювання спеціальної лінійки, на початку координат якої перпендикулярно закріплена додаткова лінійка довжиною від 0,5 м (рис. 4).

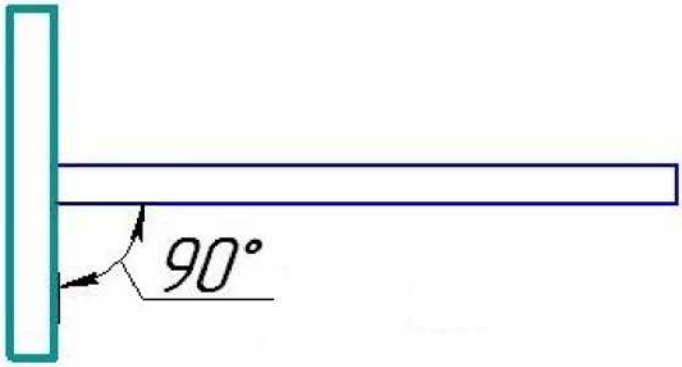


Рисунок 4 — Схема розташування лінійок для вимірів бічного зміщення

Похибка даного виміру становитиме 0,015 м і 1˚30'.

Для визначення чистого бічного зміщення Δm_i використовують наступною формулою:

$$\begin{cases} m_0 - m_0 = 0 \\ m_0 - m_1 = \Delta m_1 \\ m_0 - m_2 = \Delta m_2 \\ \dots \\ \dots \\ m_0 - m_p = \Delta m_p \end{cases} \quad (1)$$

Якщо чисте зміщення у процесі обчислень набуло знаку «-» це означає, що змінився напрям траєкторії руху машини.

Проводять замір передньої і задньої візки щодо центральної осі колеса до базової прямої під кутом 90˚ (рис. 5). Фіксують заміри до початку руху і при повній зупинці машини. Визначаємо чисте зміщення передньої X_1 і задньої X_2 осі за допомогою формули 1.

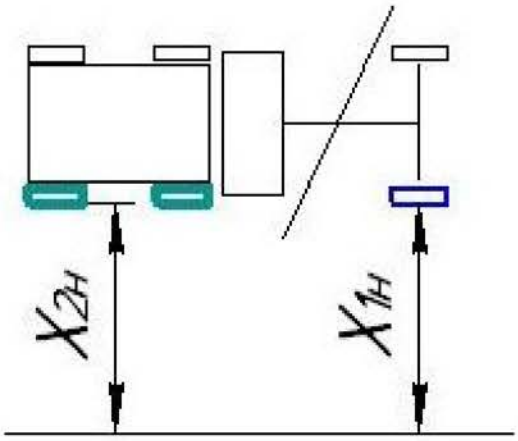


Рисунок 5 — Схема виміру повороту автогрейдера в поздовжній площині

Далі за допомогою геометричної функції tg обчислюють кут β (рис. 6).

$$tg(\beta) = \frac{l}{X} \qquad (2)$$

Одним з катетів буде база машини, а другий обчислюють за формулою:

$$X_2 - X_1 = X \qquad (3)$$

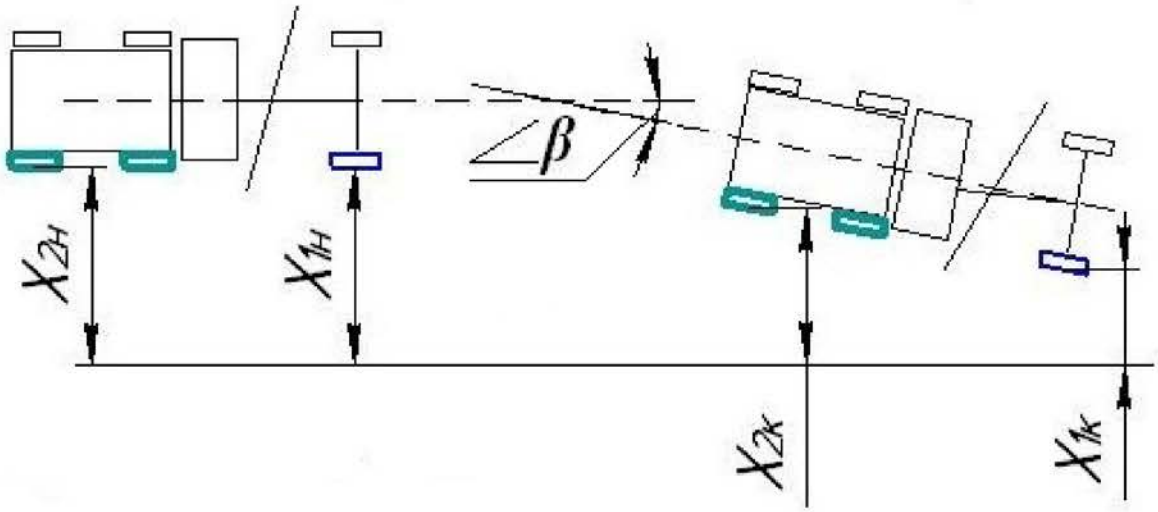


Рисунок 6 — Схема виміру кута повороту автогрейдера в поздовжній площині за допомогою геометричної функції

Окрім підготовки ділянки і необхідного обладнання заздалегідь слід продумати яким чином будуть зніматися та оброблятися дані. Які умови слід зафіксувати «сталими» факторами, а які змінними. Від цього напряму буде залежати який вплив основних факторів на процес ви отримаєте в кінцевому результаті. Перед проведенням багатофакторного експерименту для визначення основних факторів, які досліджуватимуться, рекомендовано провести пошуковий експеримент, для встановлення факторів впливу.

Література

1. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. Methods to determine measures providing a motor-grader road-holding ability // IX International conference for young researchers. Technical sciences. Industrial management. Proceedings. Burgas, Bulgaria, 2015. Pp. 52–57.

2. Вінарський М. С., Лур'є М. В. Планування експерименту у технологічних дослідженнях. К.: Техніка, 1975. 168 с.

3. Адлер Ю. П., Маркова Є. В., Грановський Ю. В. Планування експерименту при пошуку оптимальних умов. М: Наука, 1976. 280 с.

4. Пат. Україна № 108314, МПК G01B1/38, E02F3/00. Спосіб визначення показників курсової стійкості землерийно-транспортних машин / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u 2016 00577; заяв. 25.01.2016 ; опубл. 11.07.2016, Бюл. №13. 4 с.

ANALYSIS OF THE ULTIMATE MASS OF SOIL IN THE PRISM IN FRONT OF THE WHEEL BULLDOZER BLADE

Bondarenko D.V.., graduate student
Molchan O.V.., bachelor's student
Scientific supervisor. Ph.D., Associate Professor Shevchenko V.A.
Kharkiv National Automobile and Road University

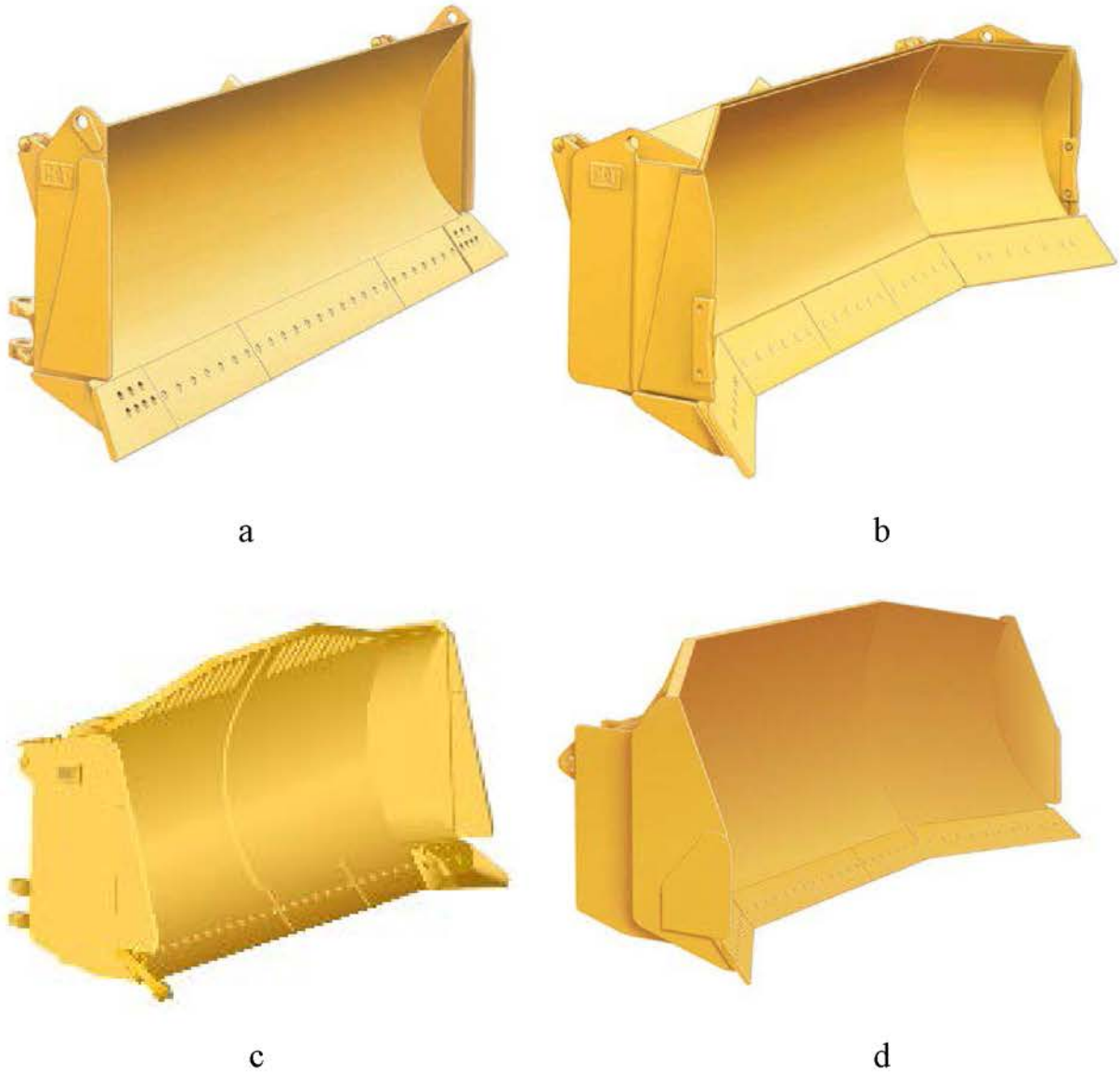
During the digging operation, a prism of soil is formed in front of the dozer blade. The mass of this soil is moved by the machine and is one of the components of the dynamic model of bulldozer movement. Preliminary studies allow us to state that at the stage of digging and prism formation the mass of soil is variable, depending on the bulldozer movement, soil parameters, geometric dimensions of the blade and the way of digging operation performance (constant cutting depth, variable cutting depth, etc.). To justify the dinimic model of bulldozer movement, it is necessary to determine how significant this mass is and whether it should be taken into account in the differential equations of machine movement.

The purpose of the study is to calculate the expected ultimate mass of the soil prism forming in front of the wheel bulldozer blade and compare it with the mass of the machine itself.

Within the framework of the ongoing research it was decided to estimate the expected values of the mass of soil moved by the bulldozer in the process of technological operations. Wheeled bulldozers of Caterpillar company were chosen as the studied machines (Fig.1). The following provisions were taken into account during the analysis:

1) Caterpillar supplies wheeled dozers with four different types of blades: straight, spherical, hemispherical and coal (Fig. 2).;

Figure 1 - Caterpillar wheeled bulldozers



a – straight blade;

b – spherical blade;

c – hemispherical blade;

d – coal blade

Figure 2 - Types of blades installed on Caterpillar wheel dozers

2) blades are designed to perform various technological operations. Straight blade performs standard bulldozer operations: digging of soils, processing of bulk materials and moving of soils, minerals and construction materials. Spherical blades, due to the peculiarities of their design, allow to form a larger prism of processed material in comparison with straight blades. The company mainly recommends them for long distance transport of heavy materials in the mining industry. Hemispherical

blades occupy a middle position between straight and spherical blades. For light materials, such as coal, the company recommends special coal blades, which form a much larger prism than spherical blades. A rational choice of blade type, taking into account the technological operation performed, can significantly increase the productivity of the bulldozer;

3) The maximum volume of the material prism formed in front of each blade type is taken into account in the calculations. This volume is specified by Caterpillar in its brochures for the respective machines.

The results of the calculations are shown in Table 1.

Table 1 - Values of soil mass (processed material), formed into a prism in front of the bulldozer blade

Make bulldozer	N, kW	$m_б$, t	Blade type	$V_{пр}$, m^3	Material	$\delta_{гр}$, t/m^3	$k_р$	$m_г$, t	$\frac{m_г}{m_б}$
824k	302	34	straight	5,0	heavy loam	1,95	1,26	7,74	0,228 (22,%)
			spherical	7,7	loam	1,7	1,15	11,38	0,335 (33,5%)
			hemispherical	7,7					
			coal	16,2	coal	0,8		12,96	0,38 (36%)
834k	370	47,75	straight	7,9	heavy loam	1,95	1,26	12,23	0,256 (25,6%)
			spherical	11,1	loam	1,7	1,15	16,4	0,344 (34,4%)
			hemispherical	10,1	loam	1,7	1,15	14,9	0,313 (31,3%)
			coal	22,2	coal	0,8		17,76	0,372 (37,2%)
854k	607	101,72	hemispherical	25,4	loam	1,7	1,15	34,55	0,37 (37%)
			coal	44,7	coal	0,8		35,76	0,352 (35,2%)

The following letter designations are used in the table:

N – rated power of the bulldozer engine, kW;

$m_б$ – bulldozer weight, t;

$V_{пр}$ – maximum prism volume of the material (according to company data), m^3;

$\delta_{гр}$ - material density in its natural state, t/m^3;

$k_р$ – material loosening factor;

$m_г$ – mass of material in the prism, t.

Coal density is given for loosened state.

Analysing the results of the performed calculations, it can be stated that the mass of soil in the fully formed prism is comparable to the mass of the bulldozer itself and, depending on the type of blade and the characteristics of the developed soil, can be from 23% to 38% of the mass of the machine itself. This fact can significantly affect the dynamic parameters of the bulldozer movement process.

CONCLUSIONS

The following conclusions can be drawn on the basis of the conducted research:

1. The weight of soil (excavated material), cut and moved by the bulldozer during the digging operation is commensurate with the weight of the machine itself and can reach 35%...38% of its weight.

2. The mass of soil in the prism in front of the bulldozer blade is variable and varies from 0 at the beginning of cutting to the maximum value, which corresponds to the maximum permissible volume of the soil prism.

3. In the process of development and analysis of dynamic models of machines with blade implement for the stages of digging and transporting the soil, it is necessary to take into account its mass in the form of mass attached to the mass of the machine itself.

Literature

1. Наукові основи створення високоефективних землерийно-транспортних машин / [Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В. та ін.] ; під ред. І.Г. Кириченка. – Х : ХНАДУ, 2003. – 588 с.

2. Машини для земляних робіт: навч. посіб. / [Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В. та ін.] ; під ред. проф. Л.А. Хмари та проф. С.В. Кравця. – Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010. – 557 с.

3. Машини для земляних робіт: підручник / [Баладінський В.Л., Гаркавенко О.П., Кравець С.В. та ін.]. – Рівне: РДТУ, 1999. – 288 с.

DETERMINATION OF DIGGING RESISTANCE FORCES DOZER BLADE

Penkina N.P., graduate student
Slipko S.O., bachelor's student
Scientific supervisor. Ph.D., Associate Professor Shevchenko V.A.
Kharkiv National Automobile and Road University

Technological operations performed by bulldozers include, as a rule, the following stages: digging the soil, moving the soil to the place of backfilling, backfilling the soil, returning the bulldozer back to the face. Each of the work stages is accompanied by the action of external resistance forces on the bulldozer, which can vary significantly. The heaviest loading mode of the bulldozer is fixed during the digging operation. In order to design the bulldozer working equipment and perform strength calculations, it is necessary to determine the magnitude of all forces acting on the machine during the technological operation.

In general, the forces acting on the machine can be analysed from the traction balance equation [1, 2]:

$$T \geq \sum W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \ , \qquad (1)$$

where T – tractive force developed by the bulldozer running equipment;

W_1 - resistance to machine movement taking into account the longitudinal slope of the bearing surface;

W_2 - soil cutting resistance;

W_3 - resistance to movement of the soil prism in front of the blade;

W_4 - resistance to the movement of the soil chip across the blade. In general, the shavings can move both up the mouldboard and sideways (for rotating blades).

We analyse the acting forces indicated in dependence (1) taking into account the following provisions:

1) since the traction force vector is tangent to the bulldozer trajectory, all forces in the right part of formula (1) are also projections of external resistances on this tangent.;

2) the proposed article deals with the digging phase only;

3) from the initial moment of digging, a prism of soil starts to form in front of the blade, which is a function of the machine movement: $V_{np} = f(x)$.

Let us determine all the forces acting on the bulldozer taking into account the above mentioned provisions. In the course of the study we use the methodology given in the [1, 2].

The resistance to bulldozer movement W_1 taking into account the longitudinal slope of the bearing surface is determined by the dependence

$$W_1 = m_м g\left(f\cos\alpha_n \pm \sin\alpha_n\right), \qquad (2)$$

where $m_м$ - machine weight (bulldozer weight);

$g = 9{,}81$ m/s^2 – the acceleration of free fall;

f – the coefficient of resistance to machine movement, depending on the type of supporting surface. If digging of soils of II, III category is performed, then

$f = 0{,}1...0{,}12$ for the crawler,

$f = 0{,}06...0{,}08$ for wheeled propulsion;

α_n - angle of longitudinal slope of the bearing surface.

The cutting resistance of the soil W_2 depends on the type and characteristics of the soil, the cross-sectional area of the cut soil chip and the geometric characteristics of the blade. The cross-sectional area of the cuttings can vary throughout the digging phase, so we write it as a function of the longitudinal displacement x of the bulldozer - $F(x)$. With this in mind

$$W_2 = \varphi_к \cdot F(x) \cdot к \cdot \sin\alpha + B_1(x) \cdot a \cdot \eta_з \cdot \sin\alpha . \quad (3)$$

The first summand in the formula defines the resistance to cutting the ground with a sharp knife according to the theory of Professor N.G. Dombrovsky. The second summand is the resistance from the blunting area on the knife. The following letter designations are used in dependence (3): The first summand in the formula defines the resistance to cutting the ground with a sharp knife according to the theory of Professor N.G. Dombrovsky. The second summand is the resistance from the blunting area on the knife. The following letter designations are used in dependence (3): B_1 - width of the cutting edge of the knife; α - angle of blade capture; k - specific resistance of soil to cutting (Table 1); $\varphi_к$ - coefficient that takes into account the effect of the cutting angle δ on the specific resistance of soil (Table 2); a - width of the wear area (preliminary blunting) of the knife; $\eta_з$ - coefficient of resistance to soil cutting from blunting of the knife (Table 3).

If the bulldozer has a swivelling blade and there is no skew of the blade in the vertical plane, the cut soil chip will have a rectangular shape. In this case dependence (3) can be simplified:

$$W_2 = \varphi_к \cdot B \cdot h(x) \cdot к \cdot \sin\alpha + B \cdot a \cdot \eta_з \cdot \sin\alpha , \quad (4)$$

where $h(x)$ - cutting depth (thickness of the ground chip to be cut), which can vary during the digging process;

B – blade width (width of the cutting edge of the blade system).

Если на бульдозере установлен неповоротный отвал ($\alpha = 90^\circ$), зависимость (4) может быть еще больше упрощена:

If the bulldozer is fitted with a non-rotating blade ($\alpha = 90^\circ$), dependence (4) can be simplified further:

$$W_2 = \varphi_к \cdot B \cdot h(x) \cdot к + B \cdot a \cdot \eta_з . \quad (5)$$

Table 1 - Values of specific resistance of soil to cutting

Soil category	κ, MPa
I	0,07
II	0,11…0,13
III	0,13…0,17
IV	0,25

Table 2 - Values of the coefficient φ_{κ}

Cutting angle δ, degree	φ_{κ}
30°	0,65…0,70
35°	0,75…0,78
40°	0,85
45°	1,0
50°	1,35
55°	1,65
60°	1,85
65°	2,20
70°	2,60

Table 3 - Coefficient of resistance to soil cutting from blade blunting

Категория грунта	$\eta_{з}$, МПа
I	0,07…0,1
II	0,13…0,16
III	0,18…0,36
IV	0,5…0,76

Resistances W_3 and W_4 depend on the volume and weight of the soil prism formed in front of the blade during the digging operation. It should be taken into

account that the maximum volume of the prism is limited and is determined by both the geometrical parameters of the blade and the characteristics of the soil itself:

$$V_{np}^{\max} = \frac{BH^2}{2tg\rho} \cdot \kappa_{\phi} = \frac{BH^2}{2tg\rho} \cdot \left(1 - \frac{H}{Btg\rho}\right), \qquad (6)$$

where H – blade height;

κ_{ϕ} - prism shape factor;

ρ - angle of natural ground slope equal to the angle of internal friction.

Assumption (6) is valid for the case when the working angle is equal 90° and the bladeis not skewed in the vertical plane. For all other situations of blade position in space (rotation in plan and skew of the blade in the vertical plane) the value $V_{np}^{\max}$ is determined on the basis of dependencies given in the works of researchers.

The current volume of the soil prism in front of the blade is determined by the integral dependence

$$V_{np} = \frac{1}{k_p} \int_0^x F(x)dx, \qquad (7)$$

where k_p - soil loosening factor.

Now we can calculate the variable gravity of the ground in the prism:

$$G_{np} = \begin{cases} g\delta_{гр} \dfrac{1}{k_p} \displaystyle\int_0^x F(x)dx & when \quad V_{np} < V_{np}^{\max} \\ g\delta_{гр} \dfrac{1}{k_p} V_{np}^{\max} & when \quad V_{np} \geq V_{np}^{\max} \end{cases}. \qquad (8)$$

It should be noted that the volume $V_{np}^{\max}$ significantly depends on the location of the blade in space relative to the developed soil massif.

Resistance to movement of the soil prism in front of the blade in general case will be determined by the dependence:

$$W_3 = G_{np}\mu_1 \sin\alpha\,, \qquad (9)$$

where μ_1 - the coefficient of friction of the ground against the ground or the coefficient of internal friction of the ground.

The resistance to movement of the soil chip along the blade is determined by the dependence

$$W_4 = \mu_2 G_{np}\cos^2\delta\sin\alpha + \mu_1\mu_2 G_{np}\cos\alpha\,, \qquad (10)$$

where μ_2 - coefficient of friction of soil against steel or coefficient of external friction of soil.

The first summand in dependence (10) corresponds to the resistances acting when the soil chip moves upwards along the blade. The second summand defines the resistances resulting from the movement of the soil along the blade to the side.

Conclusions

The conducted research allows us to write down a mathematical model of the formation of the total component of the drag forces acting on the bulldozer during the technological operation of soil digging.

For the situation when soil cutting is performed by a rotary blade equipped with a mechanism for skewing the blade in the vertical plane:

$$\begin{aligned}\sum W = m_м g\left(f\cos\alpha_n \pm \sin\alpha_n\right) + \varphi_к \cdot F(x)\cdot\kappa\cdot\sin\alpha + B_1(x)\cdot a\cdot\eta_з\cdot\sin\alpha + \\ + G_{np}\mu_1\sin\alpha + \mu_2 G_{np}\cos^2\delta\sin\alpha + \mu_1\mu_2 G_{np}\cos\alpha,\end{aligned} \qquad (11)$$

where

$$G_{np} = \begin{cases} g\delta_{гр}\dfrac{1}{k_p}\displaystyle\int_0^x F(x)dx & when \quad V_{np} < V_{np}^{\max} \\ g\delta_{гр}\dfrac{1}{k_p}V_{np}^{\max} & when \quad V_{np} \geq V_{np}^{\max} \end{cases}.$$

For situations where cutting is performed with a swivelling blade that is not equipped with a vertical tipping mechanism:

$$\sum W = m_м g\left(f\cos\alpha_n \pm \sin\alpha_n\right) + \varphi_к \cdot B \cdot h(x) \cdot \kappa \cdot \sin\alpha + B \cdot a \cdot \eta_з \cdot \sin\alpha + \\ + G_{пр}\mu_1 \sin\alpha + \mu_2 G_{пр}\cos^2\delta \sin\alpha + \mu_1\mu_2 G_{пр}\cos\alpha, \quad (12)$$

where

$$G_{пр} = \begin{cases} g\delta_{гр}\dfrac{1}{k_p}B\displaystyle\int_0^x h(x)dx & when \quad V_{пр} < V_{пр}^{\max} \\ g\delta_{гр}\dfrac{1}{k_p}V_{пр}^{\max} & when \quad V_{пр} \geq V_{пр}^{\max} \end{cases}.$$

Finally, when cutting the ground with a non-turning blade without tilting the blade in the vertical plane

$$\sum W = m_м g\left(f\cos\alpha_n \pm \sin\alpha_n\right) + \varphi_к \cdot B \cdot h(x) \cdot \kappa + B \cdot a \cdot \eta_з \cdot + \\ + G_{пр}\mu_1 + \mu_2 G_{пр}\cos^2\delta, \quad (13)$$

where

$$G_{пр} = \begin{cases} g\delta_{гр}\dfrac{1}{k_p}B\displaystyle\int_0^x h(x)dx & when \quad V_{пр} < V_{пр}^{\max} \\ g\delta_{гр}\dfrac{1}{k_p}V_{пр}^{\max} & when \quad V_{пр} \geq V_{пр}^{\max} \end{cases}.$$

Literature

1. Машини для земляних робіт: навч. посіб. / [Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В. та ін.] ; під ред. проф. Л.А. Хмари та проф. С.В. Кравця. – Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010. – 557 с.

2. Проектування машин для земляних робіт / [Холодов А.М., Нічке В.В., Назаров Л.В. та ін.] ; під ред. А.М. Холодова. – Х.: Вища школа, 1986. – 272 с.

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГІДРОПРИВОДА ЭКСКАВАТОРА

Ісаєв Д.В. , студент
Науковий керівник: доцент, канд. техн. наук, Косолапов В.Б.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Гідравлічний екскаватор – самохідна виймально-навантажувальна машина, у якій всі види робочих органів (основне або змінне робоче обладнання) шарнірно пов'язані з повно- або частковоповоротною платформою і переміщаються за допомогою гідроциліндрів. Гідравлічні екскаватори займають провідне місце серед будівельних машин для виконання земляних робіт. Загальними тенденціями розвитку конструкції екскаваторів є: підвищення питомої потужності за порівняльно невеликого збільшення маси; зниження трудомісткості технічного обслуговування; поліпшення умов праці за рахунок зниження трудомісткості керування машиною, зменшення шуму, вібрації, загазованості, запиленості; використання автоматичних (дистанційних) систем керування робочим органом; удосконалення систем керування і створення комфортних умов для машиніста; провадження мікропроцесорної техніки, у тому

Зношування елементів машин являє совокупність взаємопов’язаних процесів і обумовлена різними за своєю природою факторами. Для виявлення повної сукупності факторів необхідний розглянути систему: двигун-металоконструкція-гідропривід-трансмісія. На основі аналізу проведених досліджень [1] можна представити надійність екскаватора у вигляді схеми (рис. 1).

Схема показує, що об'ємний гідропривід екскаватора найбільш проблемний, 70% якого припадає на відмову системи. Найбільш проблемними елементами гідроприводу є: аксіально-поршневий насос, гідроциліндри, гідророзподільник і робоча рідина.

Тому, підвищення надійності БДМ є одним з найважливіших шляхів підвищення ефективності суспільного виробництва.

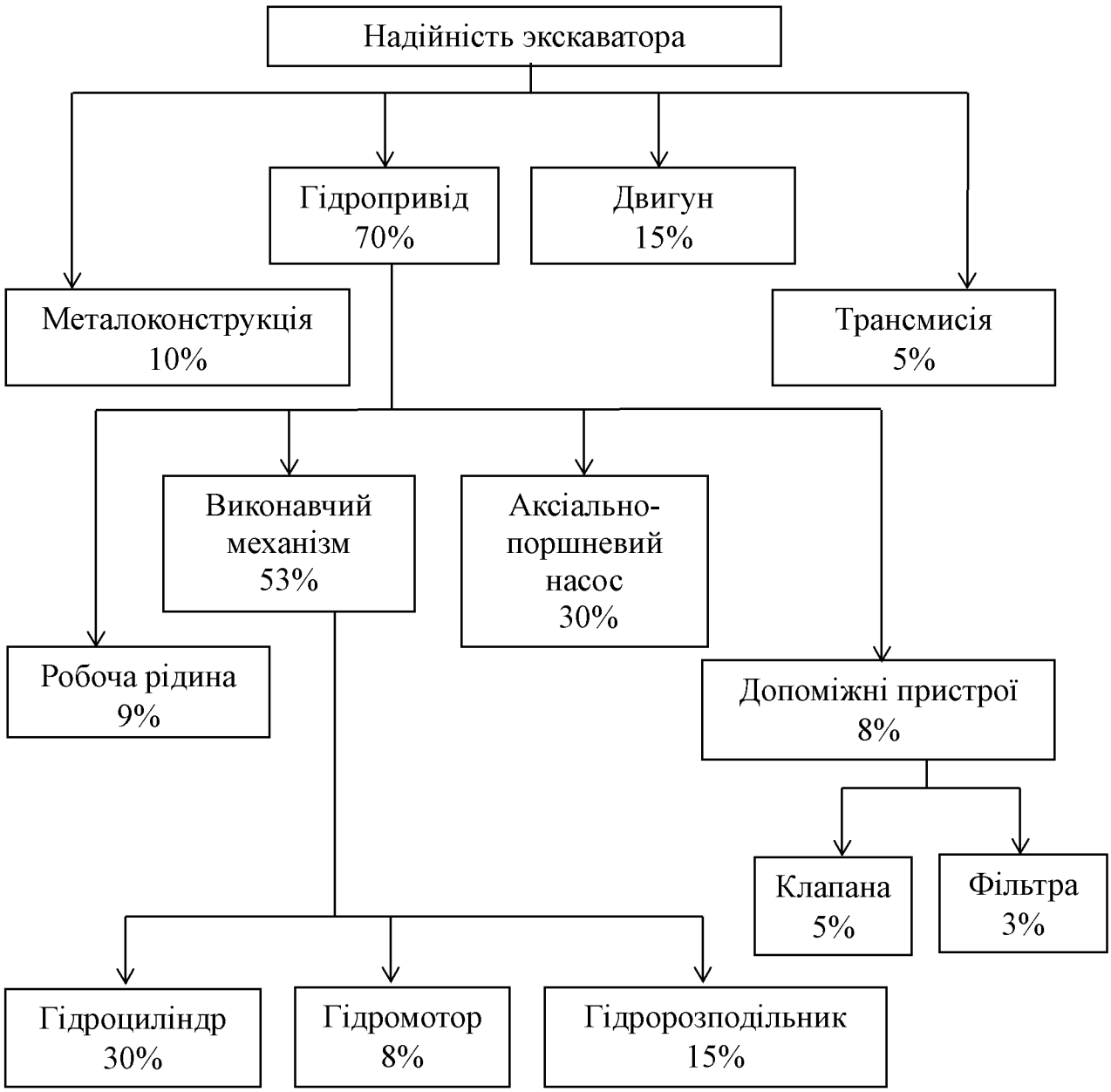


Рис. 1. Схема відмов гідроприводу екскаватора виражена в відсотках

На сьогоднішній день гостро постає питання про забезпечення надійності гідроприводів та їхніх елементів в сучасних БДМ. Вірогідність безвідмовної роботи машини, прийнято визначити за критичним елементом, що основана на аналізі проведених досліджень [2]:

$$P(t) = \prod_{i=1}^{n} P_i(t), \tag{1.1}$$

де $P_i(t)$ – вірогідність безвідмовної роботи *і-го* елементу;

t – період роботи.

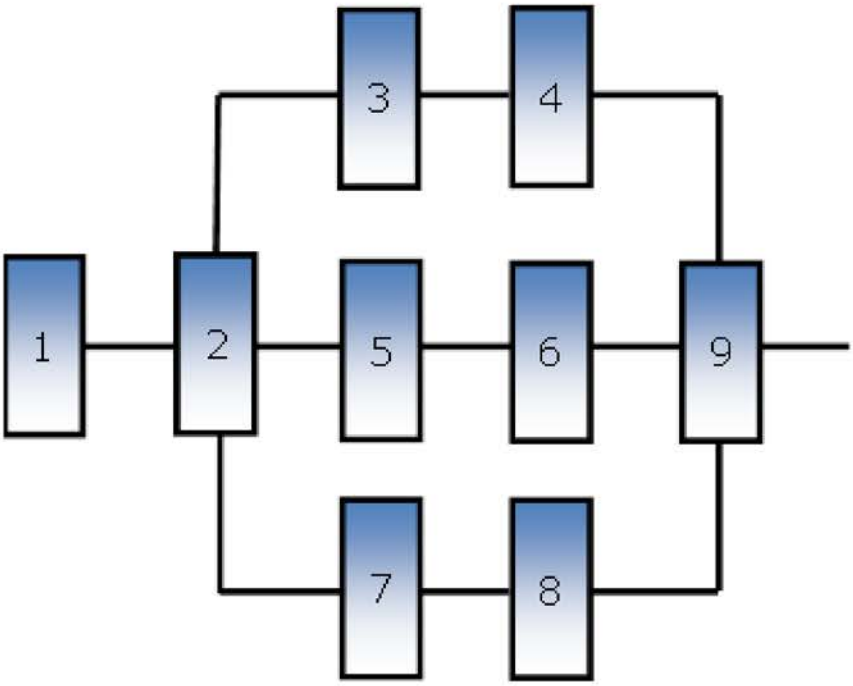


Рис. 2. Принципова структурно-логічна схема гідросистеми екскаватора

1 – аксіально-поршневі насоси; 2 – система гідро керування; 3 – гідроапарат гідромоторів; 4 – аксіально-поршневі гідромотори; 5 – гідроапарат гідроциліндрів; 6 – гідроциліндри; 7 – фільтри магістральні; 8 – масло охолоджувач; 9 – гідробак.

Вірогідність безвідмовної роботи елементу незалежно від щільності розподілу напрацювання можна визначити по формулі [2]:

$$P(t) = 1 - \int_0^{\infty} f(t)dt = 1 - F(t)$$

Сучасні БДМ обладнаються гідравлічними приводами, гідропередачами, різними гідравлічними механізмами і устаткуванням, для ефективності виконання робочих процесів

У свою чергу екскаватор це найпроблемніша машина з погляду надійності і довговічності, оскільки він дуже чутливий до всіляких змін навантаження. І проблеми, які виникають в екскаваторі, найбільш значущі, в порівнянні зі всією рештою машин.

На рисунку 2 представлена не стільки кількісна, скільки якісна картина навантаження екскаватора за один робочий цикл [3, 4].

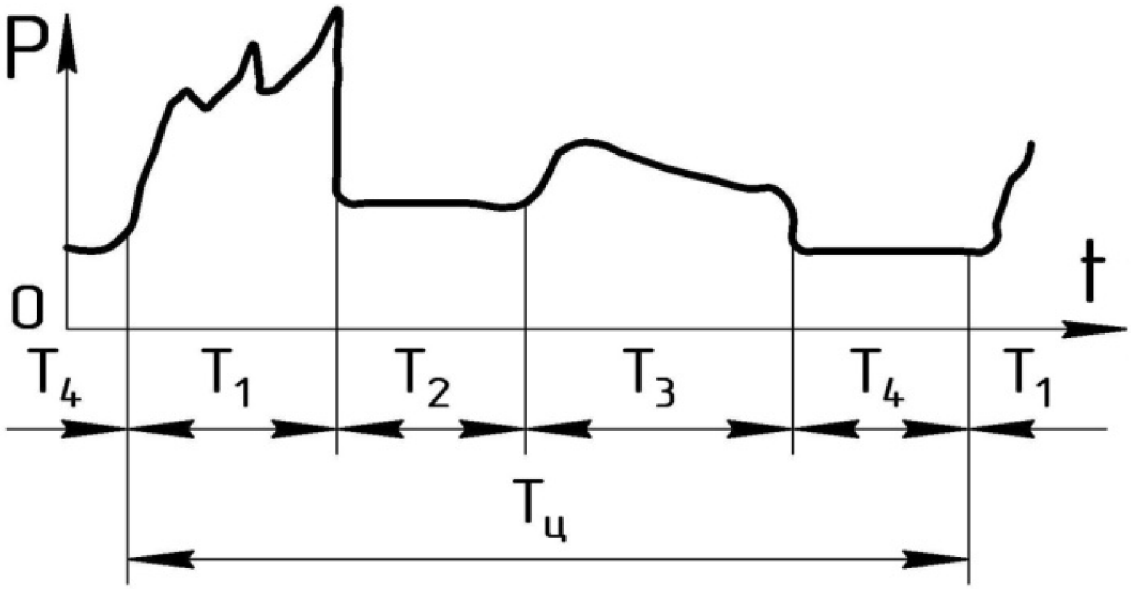


Рис. 2. Циклограма навантаження екскаватора

При виконанні екскаватором копання ґрунту (рис. 2), зростає зусилля на робочому органі, при цьому навантаження часто перевищують розрахункові. В результаті цього виникають перевантаження не тільки рукояті, але і усих гідроагрегатів. Цей період роботи називається робочим циклом (Т1). Під час транспортування грунту навантаження значно зменшується, а швидкість переміщення рукояті збільшується (Т2). При розвантаженні ковша навантаження спочатку збільшується, а потім зменшується (Т3). Під час повернення ковша до забою зусилля стає мінімальним, а швидкість максимальної (Т4).

Аналіз умов роботи екскаватора показав, що ця машина працює у режимі максимального навантаження,а саме система гідроприводу, більше часу ніж інші

основні БДМ. Таким чином, можна зробити висновок, що екскаватори, з погляду циклічності навантаження, є більш критичними машинами, а значить, вони менш надійні, оскільки від величини і періодичності появи навантаження залежить темп зносу в окремих парах тертя гідроприводу. Саме тому проблеми надійності гідроприводу екскаватора є дуже значущими на даний момент.

Литература

1. Барабаш А.Л. Основы надежности машин / А.Л. Барабаш, В.А. Зорин, В.К. Федоров, П.И. Шерешов // Учебное пособие. Балашиха: ВТУ, 2004. – 130 с.
2. А.С. Проников. Параметрическая надежность машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.
3. Якушев А.Е. Исследование энергетических параметров одноковшовых гидравлических экскаваторов: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец.: 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Якушев А.Е. – М, 2004. – 25 с
4. Слесарев Б.В Обоснование параметров и разработка средств повышения эффективности эксплуатации карьерных гидравлических экскаваторов автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец.: кандидат технических наук Москва Код специальности ВАК: 05.05.06 Специальность: «Горные машины» / Б.В.Слесарев. - М, 2005. – 27 с.

АНАЛІЗ ПОСЛІДОВНОСТІ ВКЛЮЧЕННЯ ВИКОНАВЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОПРИВОДУ ЕКСКАВАТОРА

Пакало Д. І., студент

Науковий керівник: доцент, канд. техн. наук, Косолапов В.Б.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Екскаватори застосовують як на основних, так і на допоміжних дорожніх роботах, при виконанні зосереджених земляних робіт, відсипанні насипів з резервів, при розробці виїмок, в кар'єрах будівельних матеріалів і при вантаженні сипких матеріалів. У свою чергу екскаватор - це найпроблемніша машина з погляду надійності та довговічності, оскільки він дуже чутливий до всіляких змін навантаження.

Для живлення гідроприводів екскаваторів найбільше застосування отримали аксіально-поршневі насоси високого тиску.

Використання аксіально-поршневих насосів визначає рівень робочого тиску гідросистем сучасних екскаваторів в межах 28-32 МПа. Теоретичну продуктивність одноківшевого екскаватора при коефіцієнті екскавації $k_{\text{ä}} = k_{\text{i}} / k_{\text{ä}} = 1$ визначають за формулою,

$$\text{Ï}_0 = q / t_{\text{ö}}. \tag{1.1}$$

Тривалість робочого циклу

$$t_{\text{ö}} = t_{\text{ê}} + t_{\text{ïîä}} + t_{\text{ïîâ.ã}} + t_{\text{â}} + t_{\text{ïîâ.ï}} + t_{\text{îï}}. \tag{1.2}$$

у правій частині якої елементи тривалості копання, підйому робочого обладнання, повороту платформи до місця вивантаження ґрунту, властиво вивантаження, повороту платформи у зворотному напрямку і опускання

робочого обладнання на позицію наступного робочого циклу.

В якості розрахункових приймають режими екскавацій, при яких тривалість робочого циклу або його окремих операцій буде найменшою при осереднених вихідних даних. У розрахунку загальної тривалості робочого циклу враховують суміщення робочих операцій скрізь, де це призводить до зниження цього параметра. Відповідно до цих принципів розглядаються різні підходи до визначення тривалості окремих операцій робочого циклу гідравлічних і канатних екскаваторів, у зв'язку з чим їх варто розглядати окремо.

Як відомо, тривалість будь-якої операції зворотно пропорційна середній швидкості її основного робочого руху. У гідравлічних екскаваторах з регульованими насосами робочі швидкості через зовнішню характеристику насосів автоматично пов'язані із зовнішніми навантаженнями і за умови повного використання регуляторної потужності одержують оптимальні значення для забезпечення мінімальної тривалості робочих рухів. У цьому випадку для визначення тривалості операції придатна формула

$$t = \frac{A}{N_{\text{д}} \eta k_{\text{дв}} k_{\text{д}}}, \qquad (1.3)$$

де: A - робота, затрачувана на виконання операції;

η сумарний ККД привода на всій ділянці енергопотоку від двигуна до робочого органа, що здійснює операцію;

$k_{\text{д}}$ - коефіцієнт використання потужності насосної установки.

При суміщенні операцій їх спільна тривалість визначиться сумою

$$t = \frac{\sum \frac{A_i}{\eta_i}}{N_{\text{д}} k_{\text{дв}} k_{\text{д}}}. \qquad (1.4)$$

При наявності двох режимів копання - поворотом ковша або рукояті - приймається менша з відповідних цим режимам робіт.

Підйом робочого обладнання виконують без суміщень з іншими. У подальшому його суміщають із поворотом платформи на вивантаження. Енергія витрачається тільки на розгін поворотної частини. Сумарну тривалість цих двох операцій визначають за формулою (1.4) де $\sum \frac{A_з}{\eta_з}$ визначають за виразом

$$\sum \frac{A_з}{\eta_з} = \frac{A_c}{\eta_c} + \frac{N_{ï.\max} t_p}{\eta_ï} \quad , \qquad (1.4)$$

де: A_c - робота, яка витрачається на підйом робочого обладнання;

$N_{ï.\max}$ - максимальна потужність наприкінці розгону платформи при обертанні;

t_p - тривалість розгону;

$\eta_ñ, \eta_ï$ - ККД привода стріли і поворотної платформи.

Роботу, яка витрачається на поворот ковша, визначають за попередньою методикою. Коефіцієнт використання потужності насосної установки в цьому випадку знижують до $k_â$=0,17...0,2. Для інших видів робочого обладнання вивантаження суміщають із поворотними рухами, тому в загальному балансі витрат часу її не враховують.

Зворотний поворотний рух виконують одночасно з безнасосним опусканням робочого обладнання. Разом з установкою ковша на вихідну позицію наступного робочого циклу на ці операції витрачається приблизно 35% загальної тривалості робочого циклу

EXPERIMENTAL STUDY OF THE TRANSPORTATION MODE OF A SHORT WHEEL LOADER

Kernytskyi Y.O., *student*
Thesis advisor: PhD, Associate Professor Musayev Z.R.
Kharkiv National Automobile and Highway University

The analysis of the work performed by the short wheel loader (SWL) showed that the most severe load conditions of the transmission and hydraulic equipment are achieved when the machine is operating with a loading bucket. Most of the time, the machine operates with this equipment, and therefore it is advisable to limit ourselves to conducting a series of experiments on a full-scale loader of the PMTS 1200 type in the transport mode with a change in bucket loading. The experimental studies are aimed at verifying the theoretical positions and results of the computational studies presented in the thesis. The main purpose of the experimental studies was to verify the theoretical position on increasing the longitudinal stability of the SWL when overcoming a single obstacle. The experimental studies were carried out at the educational and scientific production base of Kharkiv National Automobile and Highway University (KNAHU) in Kharkiv in the period from 2015 to 2018. The purpose of the experimental part of the work is to determine the conditions of stability of the BHA when performing typical technological operations in conditions as close as possible to real ones[1]. This will make it possible to verify the acceptability of the assumptions proposed in the theoretical study and the adequacy of the dynamic model of the full-scale machine. The exploratory experimental studies were as follows:

- conducting dynamic tests of the forklift to determine the position of the center of mass and forces in the metal structure and in the hydraulic drive of the working equipment;

- establishing experimental dependencies of the formation of dynamic stresses in the metal structure and pressure in the hydraulic system of the working equipment, the position of the center of mass depending on the geometric parameters of the

obstacle when the machine overcomes a single bump with varying speed, the height of the load mass and its size;

- analyzing the results of experimental data and comparing them with the calculated indicators to confirm the adequacy of the proposed dynamic model of the loader and calculation methods on a full-scale machine. As the test object, we chose a PMTS 1200 brand wheeled loader manufactured by the Berdiansk Road Machines Plant (Fig. 4.1), the technical characteristics of which are given in Table 4.1. The loader is a self-propelled machine with a D-144-60 air-cooled diesel engine. Two hydrostatic transmissions GST-90 of the loader chassis with unguided wheels provide individual drive of the wheels of each side. This ensures its high maneuverability and cross-country ability.

Figure 1 - PMTS 1200 brand loader

The choice of measuring equipment was based on the following key factors:

- justification of the expediency of choosing devices in accordance with the principle of operation and the nature of the measured values;

- matching the measurement ranges of sensors and fixing equipment, coordinating them with the maximum load on the machine;

- The accuracy and sensitivity of the devices ensures that the measured values are recorded with an acceptable error;

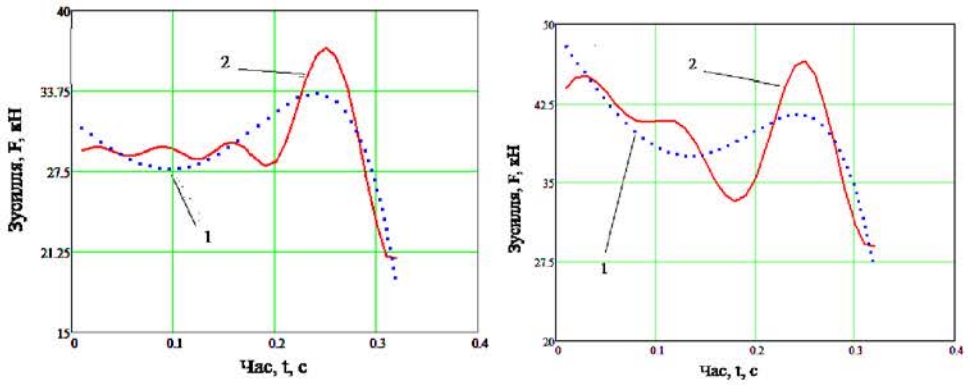
- all devices have been used in accordance with the rules described in the product manuals. The sensitivity to vibrations, temperature and humidity is within the permissible limits. This ensures ease of installation, connection, calibration, maintenance, ease of adjustment and control of readings.

Foil strain gauges with a nominal resistance of 200 Ohm and a strain gauge signal amplifier were used to study the stresses arising on the metal structure of the BHA

working equipment (Fig. 4.2). In total, three strain gauges and three signal amplifiers were used in the experimental studies, respectively. To obtain the results of dynamic stresses on the metal structures of the working equipment, foil strain gauges with a nominal resistance of 200 Ohm were used. The resistance between two sensors of the same bridge was 150 Ohm, which is necessary to ensure signal amplification at the signal converter shown in Fig. 4.3. Strain gauges, although they require amplification, have a number of advantages over other sensors, namely: due to the presence of an amplifier, they are very sensitive, can detect minor changes in pressure; they, unlike others, are low inertia[2].

A pressure transducer of the PD-40/1-UHL 3/TU-2-053-197-90 type developed by the Kharkiv Institute of the Research Institute of Hydroprivod was used to study the load on the hydraulic system elements of the loader's working equipment.

Comparison of the calculated data obtained by computer modeling and experimental oscillograms shows that they coincide in terms of the maximum value, but there are some discrepancies in the nature of the curves. This is due to the peculiarities of modeling in the software packages used in this thesis, since programs such as SolidWorks or Autodesk Inventor do not take into account the elastic properties of elastic materials, although they are quite accurate.



а) б)

Figure 2 - Dependence of the force in the hydraulic cylinder of the SWL boom lifting on time at: a) minimum bucket filling; b) maximum bucket filling

Similarly, the results of the experimental data were compared with the results of mathematical modeling, and it turned out that the convergence of the results meets the Pearson criterion by 84%, which is acceptable during field tests of a full-scale machine (Fig. 3).

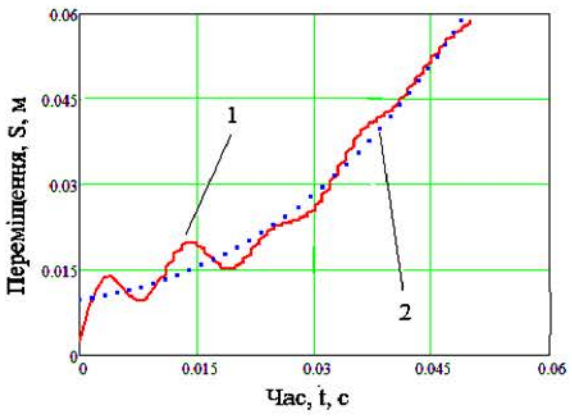


Figure 3 - Correlation of research data: 1 - experimental data curve; 2 - mathematical modeling curve

The main parameter that determines the dynamic stability of a BWC when driving over an obstacle is the position of the center of mass relative to the vertical axis of the running wheels. Thus, it was found that the most dangerous moment was the contact of the rear wheels with the obstacle. In this case, the angle of deviation of the center of mass of the BWC relative to the vertical axis of the rear wheels was 28˚ at m = 600 kg and 22˚ at m = 1200 kg. According to the results of experimental studies, it was found that the error of theoretical data does not exceed 16 %, which is acceptable for field tests of a full-scale machine.

List of references

1. Kholodov AM, Nitschke VV, Nazarov LV. Design of machines for earthworks. Kharkiv: Higher school. Publishing house at Kharkiv University, 1986. 272 c.

2. Chernikov O. V., Kirichenko I. G., Moskalenko A. I. Computer modeling and analysis of the kinematic features of the working equipment of the front loader // Applied Geometry and Engineering Graphics. 2010. Issue 86. C. 107 - 111.

ОСОБЛИВОСТІ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА WEIDEMANN-9080

Коваль О. О., магістр
Науковий керівник к.т.н., доцент Аврунін Г.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розглянуті трансмісії сучасних навантажувачів, в яких застосовуються гідравлічні привод, зокрема навантажувач Weideman 9080 повнопотоковим об'ємним гідроприводом. Метою статті є вибір напрямку досліджень в дипломній роботі магістра.

Навантажувач Weidemann 9080 (рис. 1) – продуктивний фронтальний навантажувач для роботи з важкими вантажами [1;2]. Спроектований для роботи на великих підприємствах, складах та силосних сховищах. Усі сільськогосподарські та колісні навантажувачі Weidemann оснащуються двома підйомними гідроциліндрами. Вони дозволяють забезпечити оптимальний розподіл навантаження на важелі вантажу. Крім того, весь вантажний пристрій стає більш стійким. Розмір підйомних гідроциліндрів вибирається під розмір машини.

Рисунок 1 – Навантажувач Weideman 9080 з трансмісією на базі аксіальнопоршневого гідромотора з регульованим робочим об'ємом, редуктора і карданних валів

Маневреність навантажувача забезпечується таким чином, що при куті розвороту 40° радіус розвороту шин становить 4,9 м, внутрішній радіус повороту

техніки при цьому складе не більше 2,45 м. Це досягається шляхом того, що машини 90-ї серії оснащені шарнірним зчленуванням і віссю, що коливається ззаду, за рахунок чого забезпечуються оптимальна маневреність і тягове зусилля.

Маса навантажувача в стандартній комплектації 10720 кг, перекідуючі маси на ківш досягають 5290 кг при прямому розташуванні машини, 4657 кг при повороті і 4624 кг на вилкове захоплення для піддонів, 4071 кг на вилкове захоплення для піддонів при повороті.

Швидкість руху навантажувача 0…20 (30/40) км/год.

Основні характеристики навантажувача:

ОГП функціонує за допомогою роздавальної коробки та карданного валу, вибір напрямку руху за допомогою джойстика;

Навісне обладнання: ківш 2,9 $м^3$ і польотні вила;

Турбодизельний двигун Deutz TCD3.6S5 з робочим об'ємом 3621 $см^3$ (100 kw/136 PS), максимальна частота обертання 2300 $хв^{-1}$;

Насос має подачу 150 л/хв, є також опція до 180 л/хв.; робочий тиск в гідроприводі складає 25 МПа.

Трансмісія Weideman 9080/9580T (рис. 2) включає аксіальнопоршневий гідромотор з регульованим робочим об'ємом, редуктор і карданні вали для обертання коліс заднього і переднього мостів. Гідромотор має максимальний робочий об'єм 370 $см^3$ і кут нахилу блоку циліндрів в 45°. Трансмісія передає потужність в 130 кВт при тиску в ОГП 25 МПа. За даними фірми така трансмісія є унікальною, забезпечує безступінчасту частоту обертання і швидкість навантажувача до 40 км/год. При цьому нема потреби в переключенні передач і не розривається тягове зусилля. Трансмісія є також енергоефективною і забезпечує комфортний режим роботи водія навантажувача.

Таким чином, максимальний теоретичний крутний момент гідромотора досягає 1470 Нм при перепаді тисків 25 МПа. При цьому для створення потужності в 130 кВт гідромотор повинен мати частоту обертання 845 $хв^{-1}$.

В якості аналога можна взяти аксіальнопоршневий гідромотор, наприклад, A6VM355 фірми Rexroth Bosch Group [3].

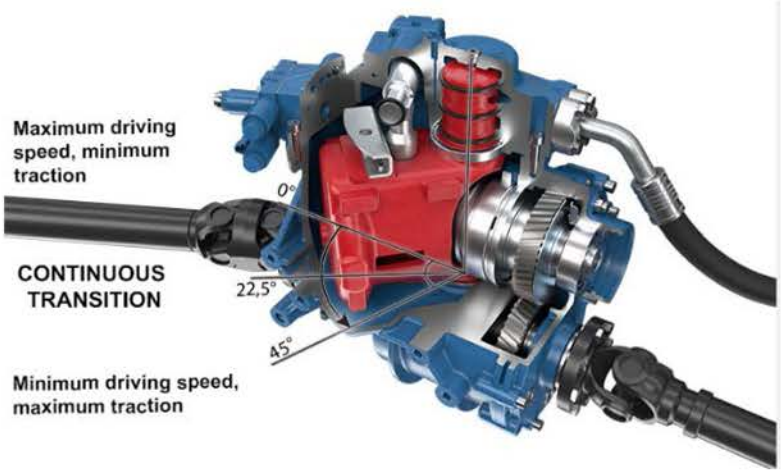


Рисунок 2 – Аксіальнопоршневий гідромотор з регульованим робочим об'ємом, редуктором і двома карданними валами трансмісії навантажувача Weideman

Висновки

Напрямком дослідження обрана гідравлічна повнопотокова трансмісія навантажувача Weideman 9080 з метою створення аналогічної системи для вітчизняних колісних тракторів виробництва харківського тракторного заводу. Алгоритм виконання дослідницької роботи передбачає: аналіз тягової характеристики навантажувача; пошук альтернативних рішень щодо застосування гідропривода в трансмісії навантажувача з розробкою гідравлічної принципової схеми трансмісії; статичний та динамічний розрахунки гідропривода.

Література

1 https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:23727:ed-1:v1:en Weideman

2 https://www.tria-agro.com/product/pogruzchiki/weidemann-9080-frontalnyj-pogruzchik/

3 Axial piston variable motor A6VM Series 63 / Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company // Europe. – RE-E-91604. Edition: 05.2016. Replaces: 06.2012. – p. 233-288.

УДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОПРИВОДА РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА Т-156Б Г

Гмиря Д. І., магістр

Науковий керівник к.т.н., доцент Аврунін Г.А.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Метою статті є пошук шляхів модернізації об'ємного гідропривода технологічного обладнання фронтального колісного навантажувача ХТЗ-156Б для подальшого використання в дипломній роботі магістра.

Трактор-навантажувач ХТЗ-156Б обладнаний навісним пристроєм з вантажним обладнанням (ковшем). Ківш призначений для навантаження сипких та дрібнокускових матеріалів у транспортні засоби, різні приймальні пристрої та відвали, а також для виконання землерийно-транспортних робіт. На навісний пристрій трактора може встановлюватися адаптер, який забезпечує швидку заміну занурювального обладнання (ківша) на ківш для буряків, вила вантажні, вила сільськогосподарські, захоплення щелепне та гак монтажний.

На тракторі-навантажувачі ХТЗ-156Б об'ємні гідроприводи (ОГП) застосовуються в технологічному обладнанні та рульовому керуванні [1]. Основними гідропристроями є шестеренний насос НШ100А-4, моноблоковий гідророзподільник Р160 і дві пари гідроциліндрів – підйому стріли і повороту ковша. ОГП рульового керування складається з насоса-дозатора, гідроциліндрів керування колесами та окремого шестеренного насоса.

Аналіз штатної гідравлічної схеми показав, що до недоліків гідропривода навантажувача ХТЗ-156Б слід віднести його низьку енергоєфективність при застосуванні насоса з нерегульованим робочим об'ємом, функціонування на досить низькому тиску до 16 МПа, відсутність сучасних засобів енергозбереження та електричного пропорційного дистанційного керування гідророзподільниками технологічного обладнання, а також використання окремого насоса для рульового керування.

Підвищення технічного рівня трактора-навантажувача ХТЗ-156Б до рівня сучасних закордонних зразків є актуальним.

В останні роки в тракторних ОГП стали використовувати ефективні з точки зору енергозбереження і продуктивності роботи такі засоби:

Система LS мінімізації тиску в багатодвигунових ОГП з дросельним керуванням витрати та мінімізації тиску та витрати при застосуванні аксіальнопоршневих насосів з регульованим робочим об'ємом [1];

Система LUDV забезпечення синхронного функціонування всіх робочих органів одночасно [2];

ОГП з застосуванням одного насосу для технологічного обладнання та рульового керування [3];

Використання електрогідравлічного дистанційного керування гідро-розподільниками технологічного обладнання.

Тому запланована модернізація гідропривода навантажувача з використанням сучасних досягнень і аналіз динамічних навантажень з використанням пакета прикладних програм VisSim.

На основі аналізу застосування сучасних ОГП технологічного обладнання пропонується така методика модернізації навантажувача Т-156Б:

1. Використання аксіальнопоршневого насосу на тиск до 25 МПа, з регульованим робочим об'ємом і автоматичним регулятором постійності тиску та регулювання витрати і використання, та системою LS;
2. Використання насоса-дозатора рульового керування з пріоритетним клапаном, що дає можливість встановлення тільки одного насосу;
3. Застосування гідророзподільникіа з електрогідравлічним пропорційним керуванням.

На рис. 1 представлена гідравлічна принципова схема модернізованого ОГП з застосуванням приводного двигуна ДВЗ аксіальнопоршневого насоса Н з автоматичним регулятором тиску та витрати (блок Б), гідробака Б, гідророзподільників Р1…Р3 технологічного обладнання (блок А) і блоку В рульового керування. Гідроциліндри Ц1…Ц7 забезпечують функціонування відповідних робочих органів навантажувача. До складу насоса Н входять регулятори тиску РТ та витрати РВ, гідроциліндр Ц переміщення похилого диску насоса та запобіжний клапан КП1. До рульового керування відносяться насос-дозатор НД, гідророзподільник Р4, запобіжний КП2 та зворотний КО клапани. В штокових порожнинах гідроциліндрів Ц1…Ц4 встановлені гідрозамки ЗМ1 і ЗМ2. Дросель ДР забезпечує функціонування системи енергозбереження LS. Кондиціонування РР здійснюється за допомогою оливаохолоджувача АТ, фільтра Ф, сапуна С (повітряного фільтра) та фільтра з заливною горловиною ФЗГ. Перетворювачі тиску ПД1 і ПД2, положення штоків ЕДП, манометри МН1 і МН2 та термометр Т забезпечують контроль параметрів ОГП. При проведенні експериментальних досліджень передбачений електронний блок керування гідророзподільниками блоку А та запису параметрів ОГП на ПК.

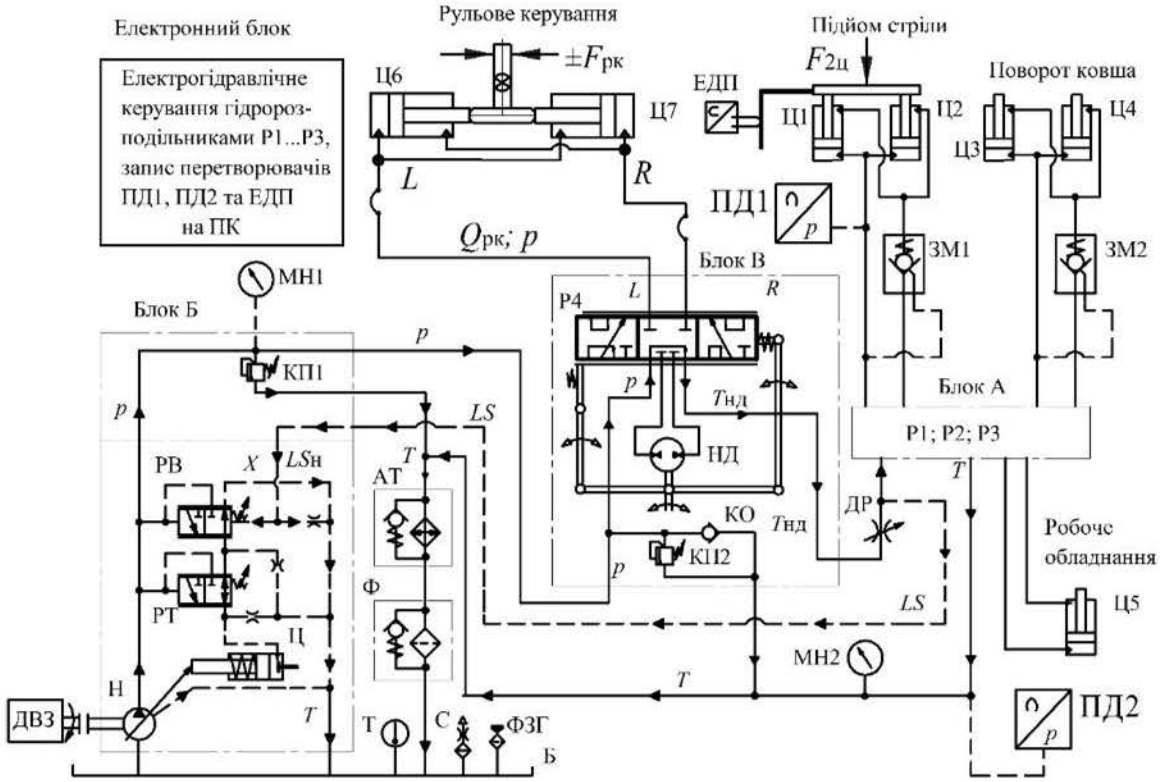


Рисунок 1 – Модернізована гідравлічна схема навантажувача Т-156Б

Висновки

Запропонована модернізація об'ємного гідропривода трактора-навантажувача Т-156Б з урахуванням сучасних досягнень в галузі, зокрема використанням аксіальнопоршневого насосу з регульованим робочим об'ємом і системою енергозбереження LS, насосом-дозатором рульового керування з функцією пріоритету та гідророзподільниками з електрогідравлічним пропорційним керуванням.

Розрахунок модернізованого гідропривода та дослідження його динамічних характеристик планується виконати в дипломній роботі магістра.

Література

1. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А., Аврунін І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.

2. LUDV, SX14, SX14S. Rexroth Bosch Group. – R-RS 64125/02.11. – 22 с.

3. Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора / О. О. Моторна, О. М. Переяславський, В. Б. Самородов та ін. // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №1(65). – С. 65-76.

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ ОПОРУ КОПАННЮ ГРУНТА СКРЕПЕРОМ

Горлов К.О., студент
Науковий керівник к.т.н., доцент Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Загальний опір копанню ґрунту скрепером P, що долається тягачем, складається з чотирьох опорів [1]: W_1 – опір переміщенню навантаженого скреперу; W_2 – опір різанню; W_3 – опір переміщенню призми волочіння; W_4 – опір наповнення ковша скреперу, який у свою чергу складається з опору підйому стовпа ґрунту та опору стружки, що проходить скрізь ґрунтовий масив

$$P = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5, \quad (1)$$

$$P = (G_{ск} + G_{гр}) \cdot f + kBh + 0.1 \cdot gV\mu\delta_p + ghBH\delta_p + gBH^2\delta_p x, \quad (2)$$

де $G_{ск}$ – сила тяжіння порожнього скрепера, кН;

$G_{гр}$ – сила тяжіння грунту в ковші скрепера, кН;

f – коефіцієнт опору руху;

k – питомий опір різанню ґрунту незношеним ножем, кН/м^2;

h – глибина різання, м;

δ_p – щільність розпушеного ґрунту, кг/м^3;

V – об’єм ковша скрепера, м^3;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2;

μ – коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту;

x – дослідний коефіцієнт;

B – ширина ковша скрепера, м;

H – висота ковша скрепера, м.

Об’єм ґрунту, вирізаного в щільному тілі за умови, що копання здійснюється з постійною товщиною стружки (рис. 1), дорівнює [2]:

$$V_1 = Bh_p l_p k_p k_n, \quad (3)$$

де h_p – глибина різання, м;

l_p – довжина шляху різання, м;

k_p – коефіцієнт розпушування ґрунту;

k_n – коефіцієнт втрат.

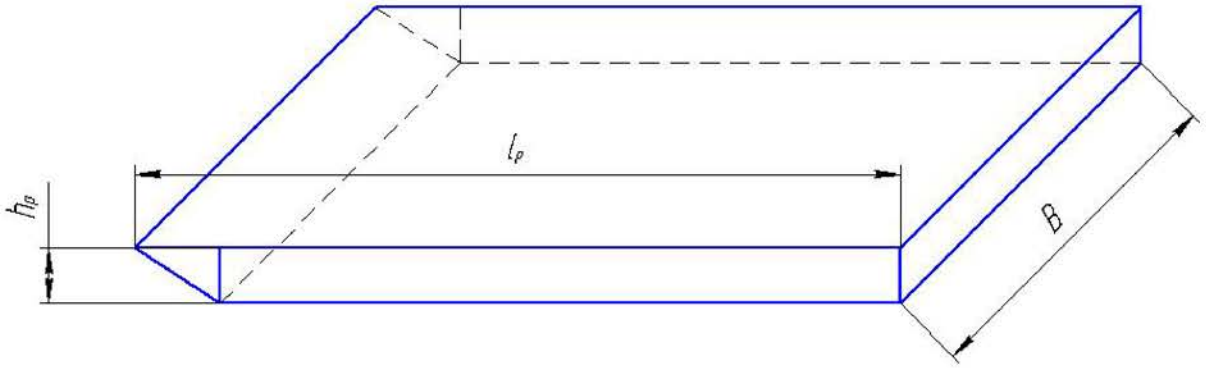


Рисунок 1 - Об'єм ґрунту, що видалено з масиву

Об'єм ґрунту, що поступив в ковш скреперу дорівнює

$$V_2 = BHL \tag{4}$$

де B, H, L – геометричні параметри ковша скрепера: ширина, висота і довжина відповідно, м.

Прирівнюючи вирази (3) та (4), вираз для визначення висоти ґрунту в ковші скрепера прийме вигляд

$$H = \frac{h_p l_p k_p k_n}{L}, \tag{5}$$

Підставляючи вираз (5) у формулу для визначення загального опору копанню скрепером (2), отримаємо

$$P = (G_{ск} + G_{гр}) \cdot f + kBh + 0.1 \cdot gV\mu\delta_p + ghB\delta_p \left(\frac{h_p k_p k_n}{L} \right) l_p + \\ + gB\delta_p x \left(\frac{h_p k_p k_n}{L} \right)^2 l_p^2 \quad (6)$$

Вирішуючи це рівняння, знайдемо зміну сили опору від шляху копання на другій категорії ґрунту, для об'єму наповнення ковша - 5,5м^3, при глибинах копання 0,07, 0,08, 0,09м (рис.2).

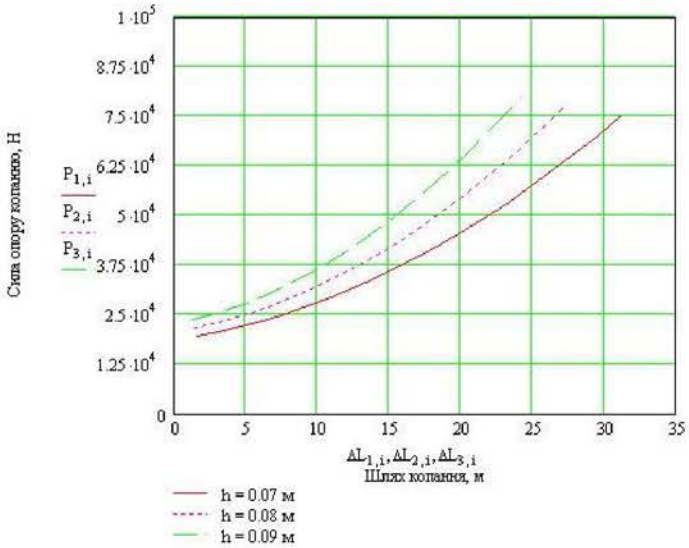


Рисунок 2 - Графік зміни сили опору копанню від шляху наповнення

Аналіз отриманих результатів показує, що найбільший опір копанню не виходить за межі сили тяги скреперу, але подальше збільшення глибини копання приведе до зупинки машини.

Литература

1. Кузенко Л.М. Дорожньо-будівельні машини. Навчальний посібник / Л.М. Кузенко, З.З. Вантух – К. Кондор, 2021. - 236 с.

2. Сукач М.К. Будівельні машини та обладнання / М.К. Сукач – К., 2020. – 390с.

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ САМОХІДНОГО СКРЕПЕРА

Лихно В.В., студент
Науковий керівник к.т.н., доцент Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Скрепер самохідний призначений для пошарової розробки, транспортування і відсипання грунтів I і II категорій і попередньо розпушених грунтів III і IV категорій [1].

Для збільшення продуктивності набір грунту скрепером проводиться за допомогою трактора - штовхача або бульдозера. Допускається завантаження екскаватором або ковшовим навантажувачем, що в поєднанні з існуючою якістю пошарового розвантаження заданої товщини розширює універсальність використання скрепера [2].

Застосування скреперів доцільно для швидкого виконання нульового циклу земляних робіт і передачі площ для подальших будівельних робіт. Для цієї мети, як правило, використовуються недорогі високопродуктивні скрепери масового випуску зі стабільною якістю, забезпечуваним рівнем технології.

Основними перевагами скрепера є:

– низька енергоємність транспортування ґрунту у порівнянні з технологією «самоскид- екскаватор (навантажувач)»;

– скорочення часу виконання нульових циклів при будівництві доріг, гребель, водосховищ та інших об'єктів;

– можливість використання скрепера для навантаження екскаватором або навантажувачем.

Вагу порожнього напівпричепа визначаємо за наступною формулою

$$R_2 = 0.66 \cdot G_{П1} \ , \qquad (1)$$

де R_2 – розподіл спорядженої маси самохідного скрепера на дорогу через передній міст, кг.

$$G_{П1} = \frac{6570}{0.66} = 9955 кг$$

Вагу напівзавантаженого напівпричепа визначаємо за наступною формулою

$$G_{П2} = G_{П1} + \gamma \cdot V_Г \cdot k_з, \quad (2)$$

де γ – питома вага грунту (суглинок), $\gamma = 1800, кг/м^3$; $V_Г$ – геометричний об`єм ковша; $k_З$ – коефіцієнт завантаження, $k_{З1}$ =0.5, $k_{З2}$ =1, $k_{З3}$ =1.4.

$$G_{П3} = 9955 + 1800 \cdot 8.3 \cdot 1 = 24895 кг$$

$$G_{П4} = 9955 + 1800 \cdot 8.3 \cdot 1.4 = 30871 кг$$

Вагу тягача визначаємо за наступною формулою

$$G_Т = R_1 - 0.33 \cdot G_{П1}, \quad (3)$$

де R_1 – розподіл спорядженої маси самохідного скрепера на дорогу через передній міст, кг.

$$G_Т = 13430 - 0.33 \cdot 9955 = 10145 кг.$$

Жорстка конструкція тягача, що знаходиться на опорній поверхні, втрачає стійкість в тому випадку, коли рівнодіюча зовнішніх сил виходить за межі опорного контуру. Опорний контур визначається багатокутником, замикаючим зовнішні опори конструкції, а кожна пряма, що з'єднує суміжні опори, може стати ребром перекидання. Для шарнірно-зчіпних конструкцій самохідних скреперів з одноосьовим тягачем це умова стійкості недостатньо, оскільки між двома жорсткими тілами (тягач і напівпричіпна секція скрепера) мається шарнір з двома ступенями свободи. Наявність такого шарніра допускає відрив від опорної поверхні якого-небудь колеса однієї з секцій до моменту торкання з опорною поверхнею виступаючих частин секцій. При цьому тягач, повертаючи щодо скреперного ковша, може перекидатися вперед, з відривом від опори зовнішнього по повороту колеса, або назад, з відривом від опори внутрішнього

по повороту колеса напівпричіпної секції. Напрямок перекидання залежить від напрямку дії перекидальних навантажень, величини і напряму схилу опорної поверхні.

Самохідні машини з одноосьовими тягачами володіють вищою статичної стійкістю при прямолінійному русі, ніж при повороті. При малих кутах продовження контактної лінії коліс тягача (пряма, що з'єднує центри їх плям контакту) проходить через центр плями контакту одного з коліс напівпричіпної секції машини. У цьому положенні машина розглядається з погляду стійкості як єдина конструкція з ребром перекидання, що проходить через точки контакту з опорою коліс тягача і одного з коліс напівпричіпної секції машини - лінія ОК (рис. 1).

Розглянемо спочатку умову перекидання тягача вперед згідно з розрахунковою схемою (рис. 1, а), де стрілкою показано напрямок схилу. Граничний кут схилу $\beta_{пр}$, і критичний кут складування $\Theta_{кр}$ при повороті тягача взаємопов'язані системою рівнянь (4 – 7).

Коефіцієнт визначаючий зміну положення центру ваги визначаємо за наступною формулою

$$k_i = \frac{G_T}{G_T + G_{Пi}} \tag{4}$$

$$k_1 = \frac{10145}{10145 + 9955} = 0.505$$

$$k_2 = \frac{10145}{10145 + 17425} = 0.368$$

$$k_3 = \frac{10145}{10145 + 0.29} = 0.29$$

$$k_4 = \frac{10145}{10145 + 30871} = 0.247$$

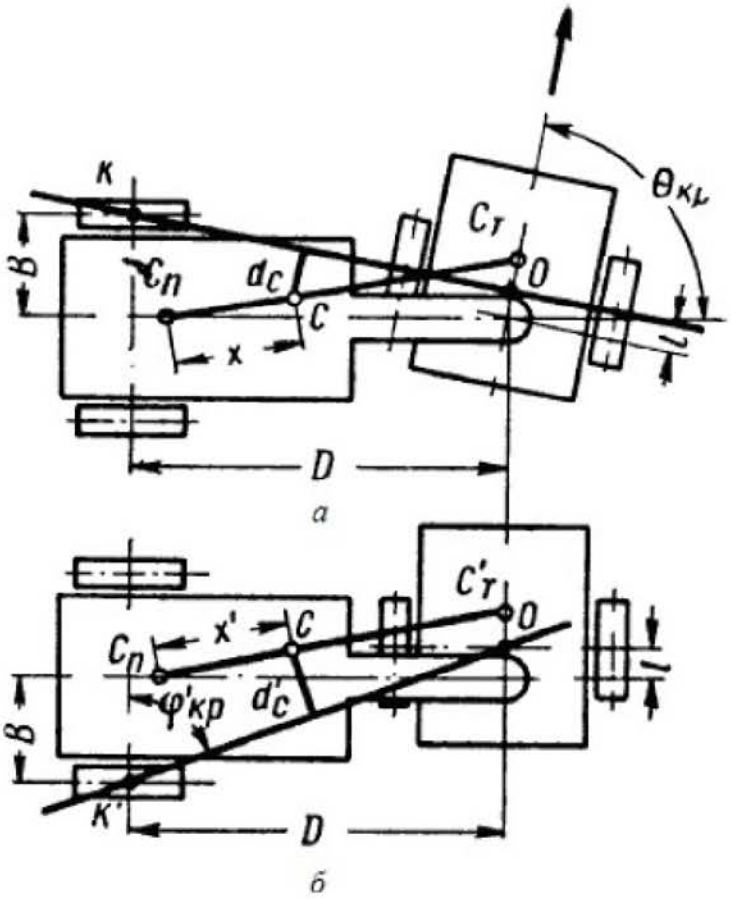


Рис. 1 – Схема до розрахунку статичної стійкості скреперу

Критичний кут складування визначаємо за наступною формулою

$$\Theta_{кр} = arc\sin\left(\frac{l}{\sqrt{D^2 \cdot B^2}}\right) + arc\tan\left(\frac{D}{B}\right) \tag{5}$$

де D – відстань від шарніру зчіпного пристрою до колісної вісі напівпричепу, м; B – половина колії напівпричепу, м.

$$\Theta_{кр} = arc\sin\left(\frac{0.59}{\sqrt{6.9^2 + 1.6^2}}\right) + arc\tan\left(\frac{6.9}{1.6}\right) = 81.7\,.$$

Тангенс граничного кута схилу визначаємо за наступною формулою

$$tg(\beta_{пр})_i = \frac{\left(B \cdot \sin(\Theta_{кр}) - r_П \cdot \cos(\Theta_{кр})\right) \cdot (1 - k_i) - r_T \cdot k_i}{H} \tag{6}$$

де Н –висота облого центру тяги, м; l – зміщення шарнірніру зчіпного пристрою від колісної вісі тягача, м; r_T – відстань від колісної вісі тягача до його центру ваги, м;$r_П$ – відстань від колісної вісі напівпричепа до його центру ваги, м.

$$tg(\beta_{пр})_1 = \frac{(1.6 \cdot 0.989 - 2.2 \cdot 0.145) \cdot (1 - 0.505) - 0.2 \cdot 0.505}{1.2} = 0.437$$

$$tg(\beta_{пр})_2 = \frac{(1.6 \cdot 0.989 - 2.2 \cdot 0.145) \cdot (1 - 0.368) - 0.2 \cdot 0.368}{1.2} = 0.604$$

$$tg(\beta_{пр})_3 = \frac{(1.6 \cdot 0.989 - 2.2 \cdot 0.145) \cdot (1 - 0.29) - 0.2 \cdot 0.29}{1.2} = 0.7$$

$$tg(\beta_{пр})_4 = \frac{(1.6 \cdot 0.989 - 2.2 \cdot 0.145) \cdot (1 - 0.247) - 0.2 \cdot 0.247}{1.2} = 0.751$$

У випадках, коли центр ваги тягача і напівпричепа знаходиться за відповідними колісними осями (назад по ходу машини відстані r_T і $r_П$ в першу формулу підставляються зі зворотним знаком).

Для розрахунку граничного кута схилу при перекиданні назад (рис. 1, б) критичний кут формування приймають рівним 90°, так як положення з кутом складання більш 90° не забезпечується конструкцією механізму повороту скрепера, що гарантує запас стійкості. За ребро перекидання в розрахунку приймають лінію ОК, що проходить через центральну точку плями контакту зовнішнього по повороту колеса напівпричепа і точку заходу проекції горизонтальній осі шарніра зчіпного пристрою з контактною лінією коліс тягача.

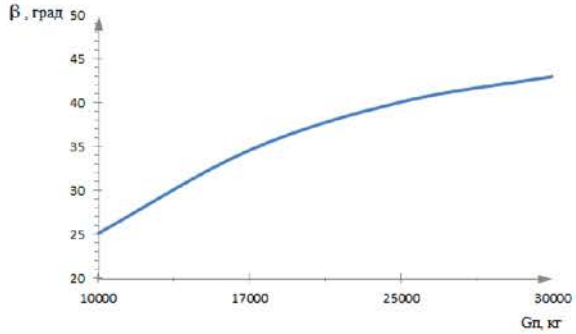


Рисунок 2 – Залежність граничного кута схилу від його завантаженості

Тоді

$$tg(\beta'_{пр})_i = \frac{(B \cdot \sin(\varphi'_{кр}) - r_П \cdot \cos(\varphi'_{кр})) \cdot (1 - k_i) + r_T \cdot k_i \cdot \sin(\varphi'_{кр})}{H} \quad (7)$$

де $\beta'_{пр}$ – граничний кут нахилу в статиці при перекиданні тягача назад; $\varphi'_{кр}$ – кут між колісної віссю напівпричепа і лінією ОК, $\varphi'_{кр} = arctgD/(B+l)$, $\varphi'_{кр} = 72.4^o$.

$$tg(\beta'_{пр})_1 = \frac{(1.6 \cdot 0.95 - 2.2 \cdot 0.3) \cdot (1 - 0.505) + 0.2 \cdot 0.505 \cdot 0.95}{1.2} = 0.435$$

$$tg(\beta'_{пр})_2 = \frac{(1.6 \cdot 0.95 - 2.2 \cdot 0.3) \cdot (1 - 0.368) + 0.2 \cdot 0.368 \cdot 0.95}{1.2} = 0.511$$

$$tg(\beta'_{пр})_3 = \frac{(1.6 \cdot 0.95 - 2.2 \cdot 0.3) \cdot (1 - 0.29) + 0.2 \cdot 0.29 \cdot 0.95}{1.2} = 0.555$$

$$tg(\beta'_{пр})_4 = \frac{(1.6 \cdot 0.95 - 2.2 \cdot 0.3) \cdot (1 - 0.247) + 0.2 \cdot 0.247 \cdot 0.95}{1.2} = 0.579$$

Аналіз проведених досліджень показує, що з наповненням ковша скрепера грунтом, граничний кут ухилу за умовами перекидання скрепера вперед і назад – збільшується.

Заповнення ковша скрепера грунтом призводить до зменшення загальної вертикальної координаті центру ваги скрепера, зміщується ближче до його колісної осі. Ця ж залежність спостерігається з центром ваги тягача, тільки в меншій мірі.

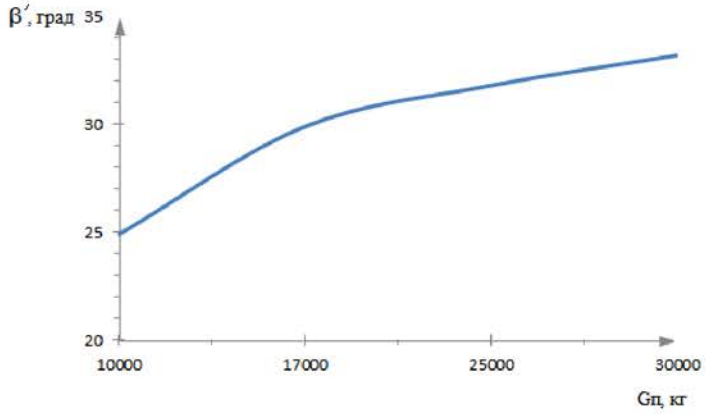


Рисунок 3 – Залежність граничного кута схилу при перекиданні тягача назад, від його завантаженості.

Аналіз проведених досліджень показує, що з наповненням ковша скрепера грунтом, граничний кут ухилу за умовами перекидання скрепера вперед і назад – збільшується.

Заповнення ковша скрепера грунтом призводить до зменшення загальної вертикальної координаті центру ваги скрепера, зміщується ближче до його колісної осі. Ця ж залежність спостерігається з центром ваги тягача, тільки в меншій мірі.

При русі вниз по схилу і одночасним поворотом тягача, критичний кут складування $\Theta_{кр}$, граничний кут схилу $\beta_{пр}$ змінюється наступним чином: при порожньому ковші – 25^0, наполовину завантаженому ковші – 35^0, повному ковші – 40^0 і ковші з «шапкою» – 43^0 (рис.2).

У випадку руху на підйом скрепера і одночасному повороті, розглядається кут між колісної віссю напівпрічепа та лінією ОК, при цьому
граничний кут ухилу в статіці при перекиданні тягача назад $\beta'_{пр}$ при порожньому ковші – 25^0, наполовину завантаженому ковші – 29^0, повному ковші – 32^0 і ковші з «шапкою» – 33^0 (рис.3).

Результати досліджень дозволяють визначити безпечні режими роботи скрепера при транспортуванні грунту на ухилах.

Література

1. Кузенко Л.М. Дорожньо-будівельні машини. Навчальний посібник / Л.М. Кузенко, З.З. Вантух – К. Кондор, 2021. - 236 с.
2. Сукач М.К. Будівельні машини та обладнання / М.К. Сукач – К., 2020. – 390с

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ НА ЭЛЕМЕНТЫ ГУСЕНИЧНОГО ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ

Чернов Максим Андрійович. студент, (бакалавр) ХНАДУ
Керівник доц.. к.т.н Разарьонов Л.В.

Гусеничні машини, що забезпечують високу проходимість в умовах важкодоступній місцевості, знаходять широке застосування в якості дорожньо-будівельних, сільськогосподарських, транспортних машин, а також швидкохідних машин спеціального призначення.

Як свідчать проведені експерименти, найбільші динамічні перевантаження, що діють на елементи жорсткого гусеничного обладнання, характерного для важких будівельних машин, виникають при проходженні нерівностей шляху Подолання гусеницею нерівності супроводжується зміною навантаження, що діє на вісь опорного котка, що проходить через нерівність, на величину Q_a.

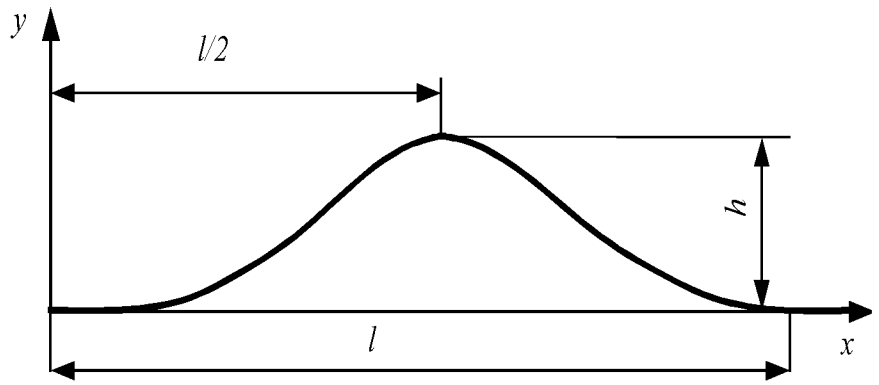


Рис. 1. Траєкторія руху опорної котка гусениці при переході через перешкоду

Траєкторія руху опорного котка, представлена на рис. 1, описується рівнянням

$$y = \frac{h}{2}\left(1 - \cos\frac{2\pi x}{l}\right),$$

де h і l висота і довжина нерівності; $x = \theta t$; t - час; θ - середня швидкість поступального руху гусениці при проходженні нерівності.

Виникаюче в цьому випадку вертикальне переміщення призводить до зміни статичного навантаження, що діє на опорний коток. Після підстановки значення x і дворазового диференціювання за часом одержимо

$$y = \frac{h}{2}\left(1 - \cos\frac{2\pi\theta}{l}\right)t ,$$

$$y' = \frac{h}{2}\cdot\frac{2\pi\theta}{l}\cdot\sin\frac{2\pi\theta}{l}t ,$$

$$\ddot{y} = \frac{h}{2}\cdot\frac{4\pi^2\theta^2}{l^2}\cdot\cos\frac{2\pi\theta}{l}t .$$

Додаткове динамічне інерційне навантаження

$$Q_d = \ddot{y}\cdot m_K ,$$

де m_K - маса машини, що приходиться на опорний коток, кг-с^2/м;

$$m_K = \frac{Q_K}{g} ,$$

де Q_K - сила ваги, що приходиться на опорний коток.

У випадку руху опорного котка вверх інерційна сила буде підсумовуватися зі статичним навантаженням. Це і буде найбільш важкий розрахунковий випадок:

$$Q = Q_K + Q_a = Q_K + \frac{Q_K}{g}\cdot\frac{h}{2}\cdot\frac{4\pi^2\theta^2}{l^2}\frac{\cos 2\pi\theta}{l}t .$$

Найбільшого значення тиск досягне в момент, коли опорний коток знаходиться на вершині нерівності, при $\theta t = l/2$

$$Q'_{\max} = -Q_K - \frac{Q_K}{g}\cdot\frac{h}{2}\cdot\frac{4\pi^2\theta^2}{l^2} .$$

Знак «мінус» враховує напрямок осі Y.

Проведені експерименти свідчать про те, що під час подолання гусеницею нерівності, крім динамічного навантаження опорного котка, має місце також перерозподіл сил між опорними котками гусеничного візка. Так, у випадку, коли нерівність проходить середній опорний коток, відбувається його додаткове перевантаження за рахунок розвантаження крайніх опорних котків візка. Це додаткове статичне навантаження може бути враховане за допомогою коефіцієнта

$$k = \frac{n}{n - n_1},$$

де: n - число опорних котків гусеничного візка; n_1 - число опорних котків, що виключаються з роботи при проходженні нерівності.

Вище наведена формула для визначення навантаження опорного котка при проходженні нерівності в остаточному виді може бути представлена як

$$Q_{\max} = kQ'_{\max} = \frac{n}{n - n_1}\left(-Q_K - \frac{Q_K}{g} \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{4\pi^2\theta^2}{l^2}\right).$$

Як показує аналіз, динамічна складова навантаження пропорційна квадрату швидкості поступального руху машини. Тому надмірне збільшення швидкості руху важких будівельних машин недоцільно, тому що призводить до перенапруг елементів гусеничного ходу через неминуче збільшення при цьому додаткових динамічних навантажень.

З погляду зниження динамічних навантажень на елементи опорно-ходового пристрою доцільним є збільшення числа опорних котків і створення багатоопорних гусеничних візків з балансирними пристроями.

ра

1. Машини для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010. – 557 с.

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ НАВАНТАЖУВАЧІВ З БОРОТОВОЮ СИСТЕМОЙ ПОВОРОТУ

Чупіков Роман Анатолійович студент, (бакалавр) ХНАДУ

Научний керівник к.т.н. доц. Разарьонов Л.В.

Малогабаритні навантажувачі з бортовим поворотом широко поширені в багатьох галузях народного господарства – їх можна зустріти в цехах підприємств та на складах, у комунальному, складському та лісовому господарстві, дорожньому та житловому будівництві, аграрному та промисловому секторах, а сфера застосування вкрай широка: від присадибних ділянок до промислових зон. Універсальність та багатофункціональність землерийної та будівельної техніки досягаються за рахунок оснащення машин великою кількістю видів змінних робочих органів, що дозволяють оцінити невичерпний потенціал цього виду техніки.

Їхня популярність пояснюється не лише компактними розмірами та маневреністю, але й багатофункціональністю завдяки широкому вибору змінних навісних обладнання. Навантажувач самостійно і з достатньою транспортною швидкістю переміщається по території, що обслуговується, а на віддалений об'єкт його перевозять в кузові автомобіля самоскида або на евакуаторі.

На українському ринку малогабаритні навантажувачі з бортовою системою повороту представлені рядом зарубіжних фірм: Bobcat, New Holland, Gehl, Komatsu, Case, Caterpillar, JCB, John Deere та ін. Такі машини оснащені дизельними двигунами Yanmar, Camins, Parking, Case, Caterpillar , John Deere і ін. видам та технічним характеристикам.

Малогабаритні навантажувачі з гідростатичними трансмісіями, керованими вручну, відрізняються від машин класичного компонування укороченою базою та незалежним приводом ходових коліс правого та лівого бортів. Це підвищує їхню маневреність і дає можливість працювати на будівельних майданчиках у обмежених умовах, що обумовлено можливістю

повороту навантажувача навколо вертикальної осі, що проходить через центр тяжіння машини.

У процесі виконання робочого циклу виникають ситуації, що призводять до втрати стійкості машини. При виконанні реверсування одного з бортів, різке гальмування, рух по нерівності робочих майданчиків, а також наїзд колеса на одиночну непереборну перешкоду (бордюр, рейку, люк та ін.), що погіршує стабільність експлуатаційних показників навантажувачів і може призвести до втрати стійкості. Всі перелічені фактори, що впливають на машину, супроводжуються безперервними коливаннями остову та робочого органу.

Вибір навантажувача ПМТС 1200 як об'єкт експериментальних досліджень обумовлений такими міркуваннями. У світі понад 20 фірм випускають понад 100 моделей навантажувачів аналогічних конструкцій. Аналіз та статистична обробка їх параметрів показують, що маса машини визначається вантажопідйомністю, а швидкість пересування та потужність двигуна – масою машини. Для аналізу статистичних даних вибрали 78 моделей відомих фірм (BOBCAT, Caterpillar, Volvo, JCB, Komatsu, GEHL, Mustang, Case, John Deere, New Holland). На рисунках 1-3 наведено дані про зміну маси вантажу, швидкості та сили тяжкості навантажувачів. Перелічені середньостатичні показники визначаються співвідношеннями:

- маса навантажувача залежно від його вантажопідйомності q;

$$m = 32.08 + 4.12q - 8.463 \cdot 10^{-4} \cdot q^2, \text{ т.}$$

- швидкість пересування у процесі v від маси навантажувача;

$$v = 9.675 + 1.002 \cdot 10^{-2} m - 9.196 \cdot 10^{-8} \cdot m^2, \text{ км/год.}$$

– потужність двигуна N, залежно від вантажопідйомності;

$$N = -2.236 + 0.07q - 1.603 \cdot 10^{-5} \cdot q^2, \text{ кВт.}$$

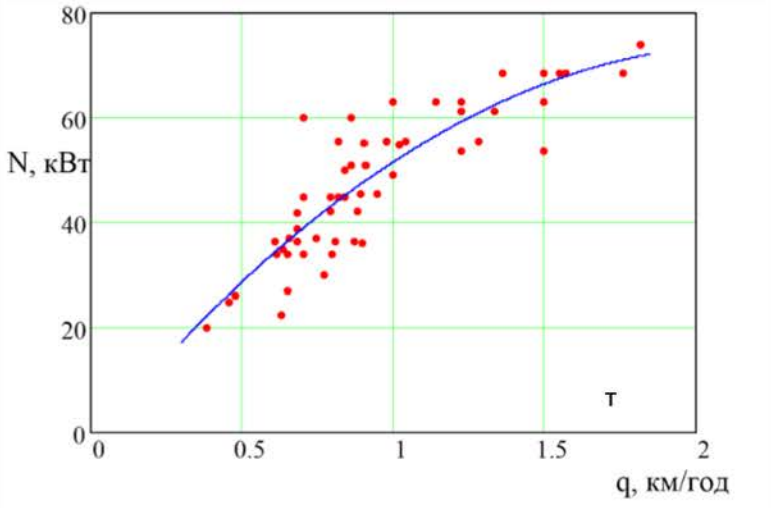


Рисунок 1. – Графік залежності потужності навантажувача від вантажопідйомності

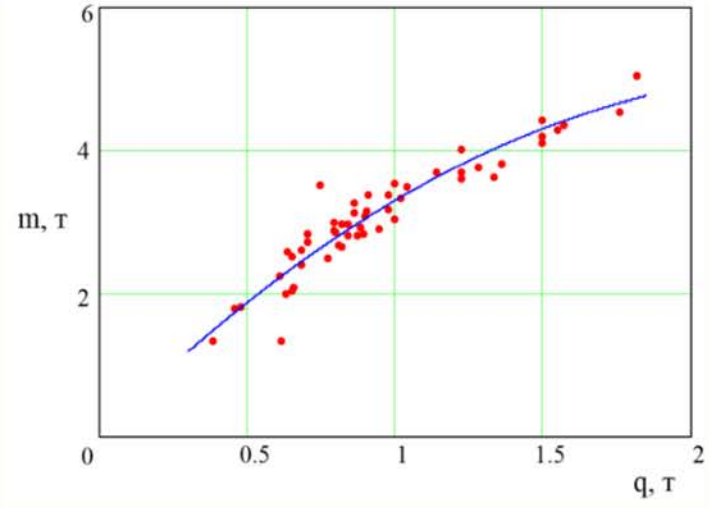


Рисунок 2. – Графік залежності маси навантажувача від вантажопідйомності

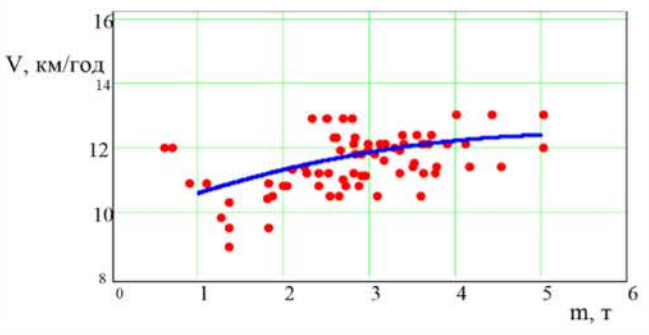


Рисунок 3. – Графік залежності швидкості навантажувача від маси

Зіставляючи параметри навантажувача ПМТС 1200, із середньостатичними показниками навантажувача аналогічної вантажопідйомності, неважко переконається, що ПМТС 1200 близький за параметрами що відносяться до середньостатичної машини. Зокрема, при вантажопідйомності в 1.2 тонн маса ПМТС 1200 становить 4.1 т. (у середньостатичного навантажувача 3.764 т); найбільша швидкість пересування ПМТС 1200 13 км/год (у середньостатичного навантажувача 12,236 км/год); потужність двигуна ПМТС 1200 44 кВт (середньостатичний навантажувач має потужність 58,512 кВт). За отриманими в ході обробки дані з навантажувача ПМТС 1200 з урахуванням масштабних факторів можуть бути поширені як на існуючі, так і на машини аналогічної конструкції, що знову проектуються.

Література

1. Машини для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010. – 557 с.

2. http://www.leonorm.lviv.ua/p/DG/2008/GOST_3.HTM Перелік мідержавних стандартів на 01.01.2008. Частина 3. Навантажувачі будівельні одноковшові фронтальні фронтальні колісні. Правила приймання та методи випробувань.

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОДОВЖЕНОГО РОБОЧОГО УСТАТКУВАННЯ ЕКСКАВАТОРА

Котеліков О.І., бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Ярижко О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розрахункове положення екскаватора (рис. 1) відповідає максимальному вилиту робочого устаткування в момент руйнування залізобетонної конструкції. На рухому щелепу діють сили опору $F_{\text{опору}}$ і зусилля гідроциліндра $F_{\text{гц}}$. Сила ваги рухомої та нерухомої щелепи захватно-руйнуючого пристрою, рукояті, перехідної ланки та рукояті прикладене до центра ваги відповідного елемента.

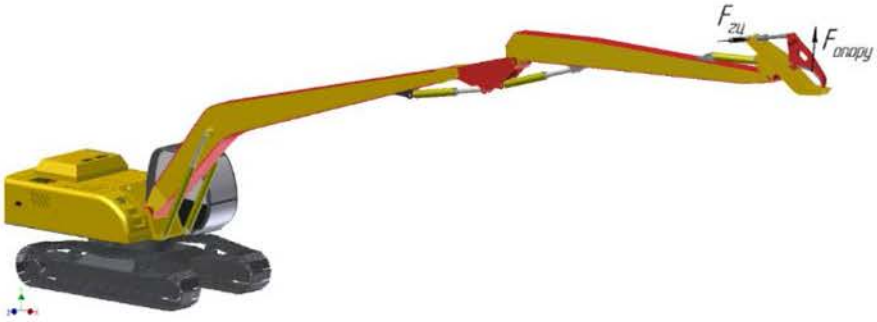


Рисунок 1 – Розрахункова схема екскаватора

Для визначення внутрішніх силових факторів у поперечному перерізі елементів робочого устаткування спочатку потрібно визначити сили реакцій, що на них діють. Для цього був використаний кінематичний аналіз роботи захватно-руйнуючого пристрою, що був здійснений за допомогою середовища "Динамическое моделирование" у програмному продукту Autodesk Inventor.

Для рукояті розрахункова схема навантаження та значення реакції в залежностях наведені на рисунку 2 та таблиці 1, для передавальної ланки – рисунок 3, таблиця 2, для рукояті екскаватора – рисунок 4, таблиця 3

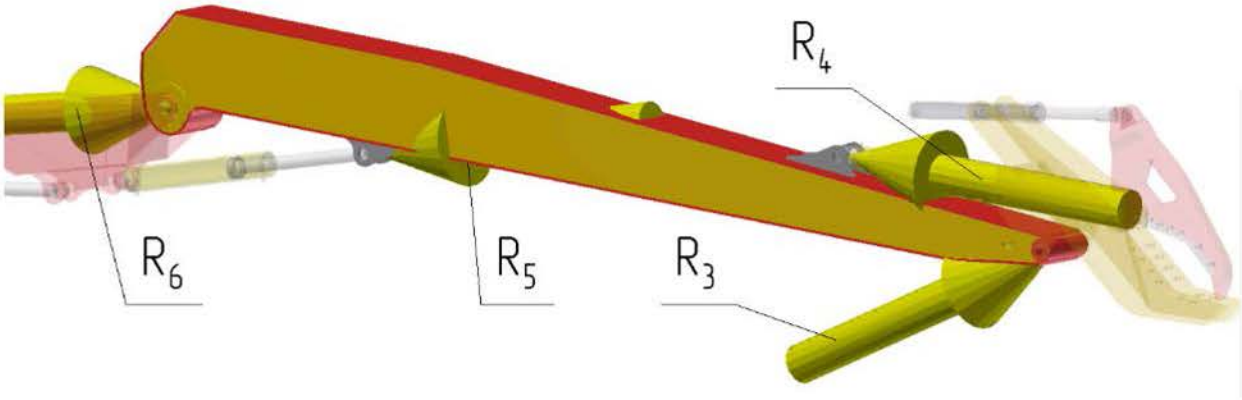


Рисунок 2 – Розрахункове навантаження подовженої рукояті екскаватора.

Таблиця 3 – Сила реакції в залежностях подовженої рукояті екскаватора

Найменування	1 розрахункове положення	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Сила реакції в опорі, R_3	187780 Н	0 Н
		151473 Н
		110982 Н
Сила реакції в опорі, R_4	82998 Н	0 Н
		-82264 Н
		-11017 Н
Сила реакції в опорі, R_5	652212 Н	0 Н
		-603057 Н
		-248400 Н
Сила реакції в опорі, R_6	497162 Н	0 Н
		460340 Н
		187768 Н

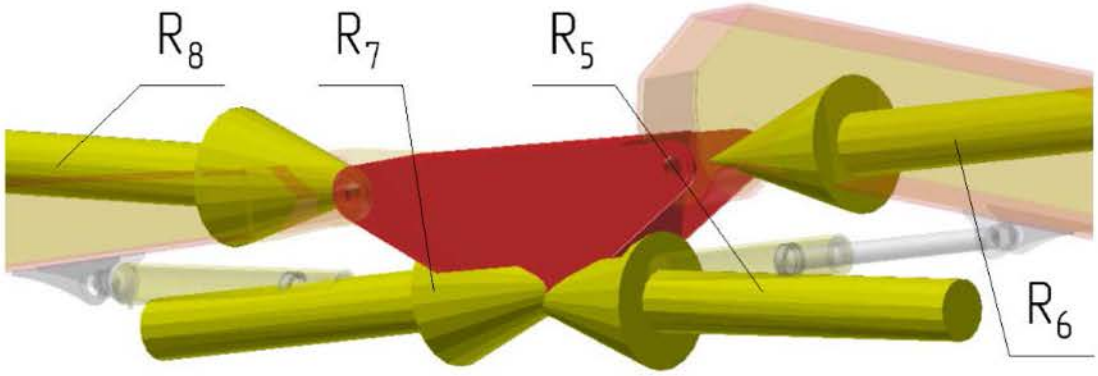


Рисунок 3 – Розрахункове навантаження передавальної ланки робочого устаткування екскаватора.

Таблиця 2 – Сила реакції в залежностях передавальної ланки робочого устаткування екскаватора

Найменування	1 розрахункове положення	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Сила реакції в опорі, R_5	652212 Н	0 Н
		-603057 Н
		-248400 Н
Сила реакції в опорі, R_6	497162 Н	0 Н
		-460340 Н
		-187768 Н
Сила реакції в опорі, R_7	651529 Н	0 Н
		603057 Н
		246601 Н
Сила реакції в опорі, R_8	523459 Н	0 Н
		507118 Н
		129771 Н

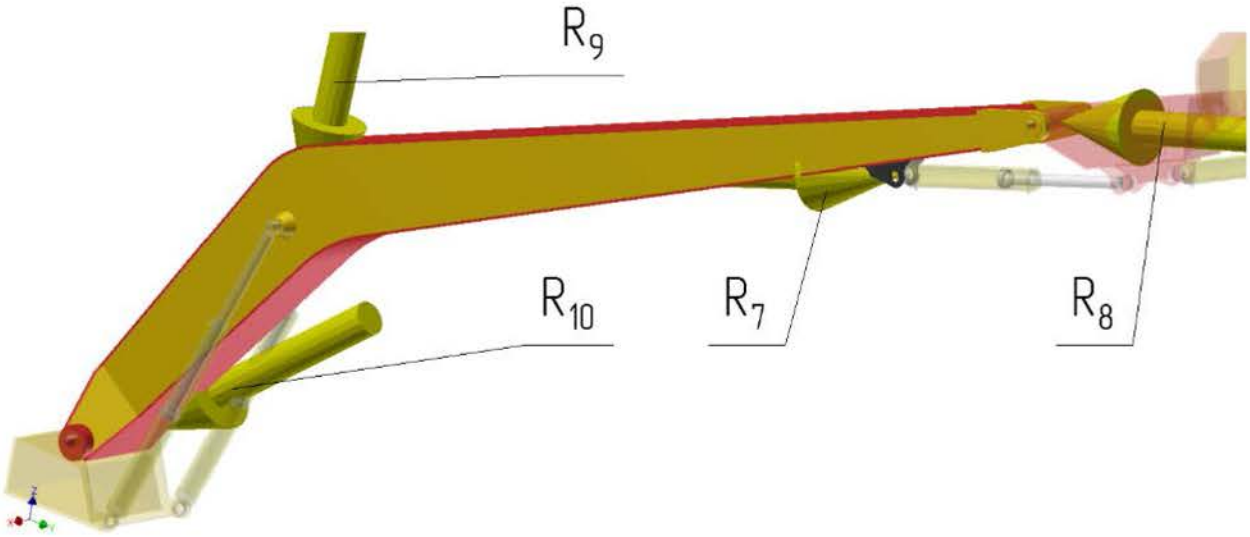


Рисунок 4 – Розрахункове навантаження подовженої стріли екскаватора.

Результати розрахунків показані на рисунках 5 – 7. Аналіз напруженого стану показав, що умови міцності забезпечуються по всій довженні елементів робочого устаткування екскаватора. Найбільш напруженими є кронштейни кріплення гідроциліндрів курування.

Таблиця 3 – Сила реакції в залежностях передавальної ланки робочого устаткування екскаватора

Найменування	1 розрахункове положення	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Сила реакції в опорі, R_7	675479 Н	0 Н
		649836 Н
		184352 Н
Сила реакції в опорі, R_8	523459 Н	0 Н
		-507118 Н
		-129771 Н
Сила реакції в опорі, R_9	141934 Н	0 Н
		-51815 Н
		-132138 Н
Сила реакції в опорі, R_{10}	246799 Н	0 Н
		-194447 Н
		-151987 Н

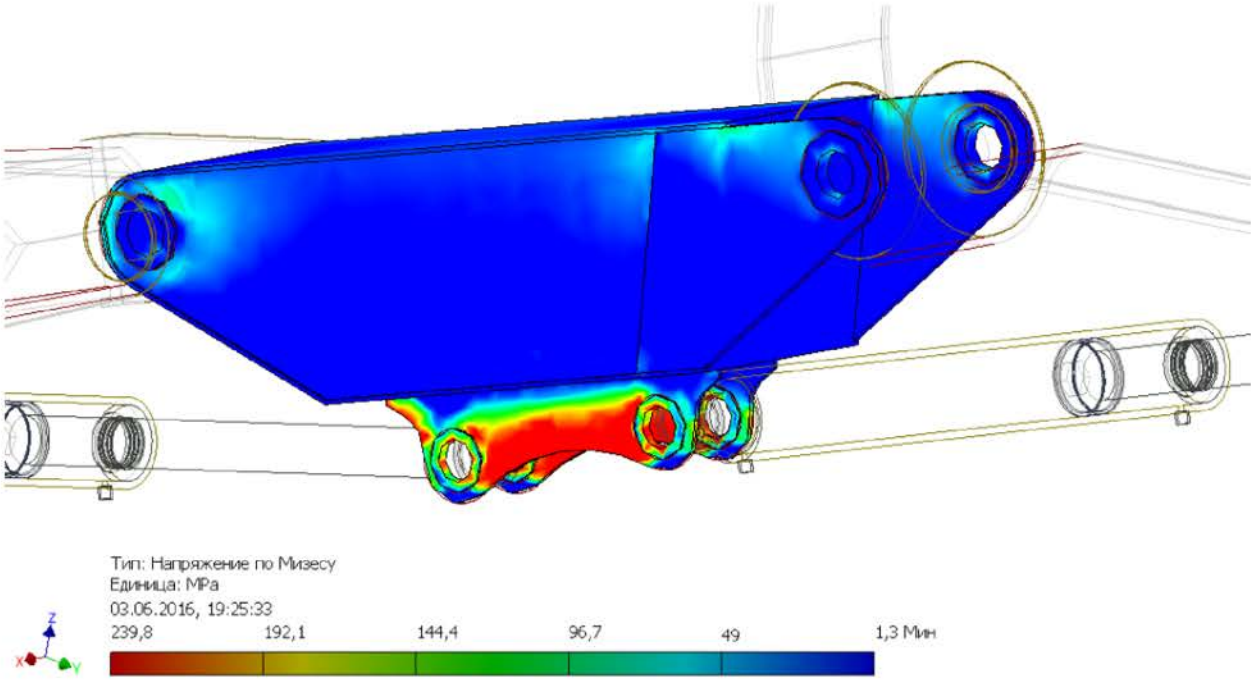


Рисунок 5 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу в передавальній ланки робочого устаткування екскаватора

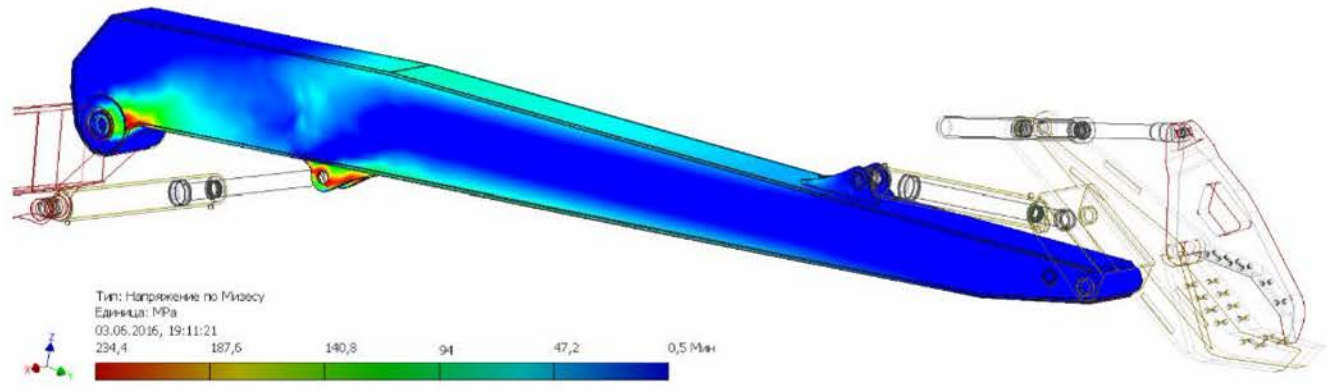


Рисунок 6 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу в рукояті екскаватора

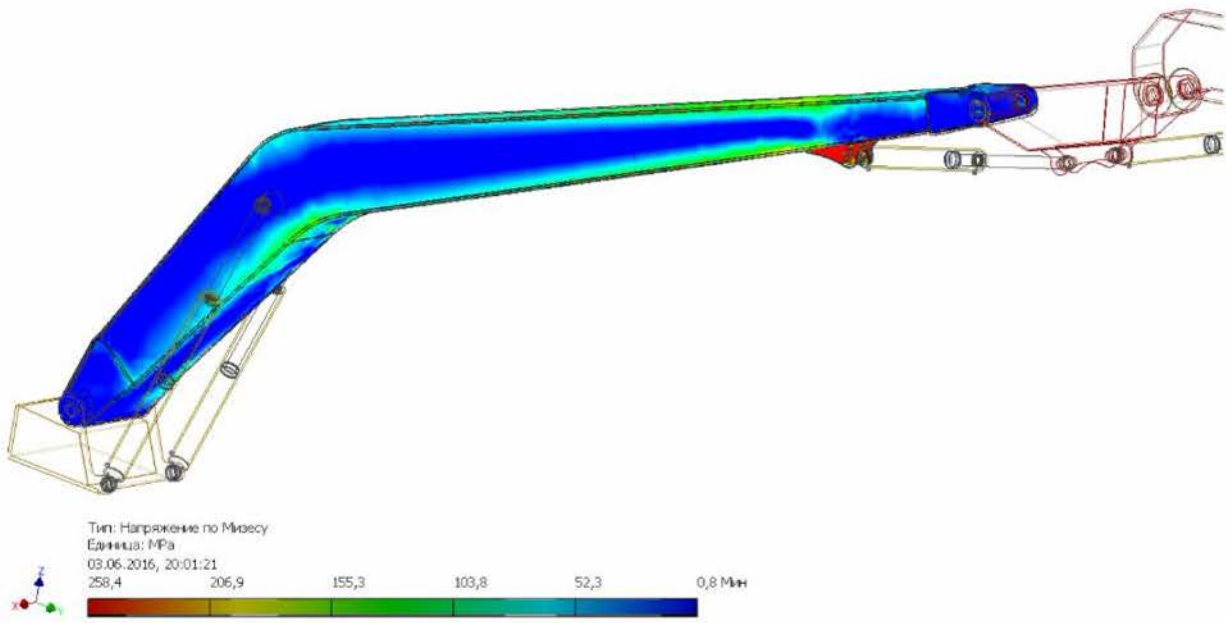


Рисунок 7 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу в стрілі екскаватора

Таблиця 4.9 – Результати розрахунків

	Рукоять	Ланка	Стріла
Об'єм	0,161114 $м^3$	0,031870 $м^3$	0,429090 $м^3$
Вага	1264,748 кг	250,2 кг	3368,3 кг
Максимальна напруга по Мізесу	234,4	239,8	258,4
Максимальний зсув	9,56	4,23	10,02
Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	1,32	1,46	1,29

Література

1. Спецтехніка та обладнання для руйнування будівель та споруд. [Електронне джерело]/ URL: https://ooodrive.ru/uk/spectehnika-i-oborudovanie-dlya-razrusheniya-zdanii-i-sooruzhenii.html (дата звернення 01.09.2023)

2. Машини для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010. – 557 с.

3. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor: навч. посіб. Навчальне електронне видання. [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук, С.В. Вакуленко. - Київ: НТУУ "КПІ", 2015. – 167 с.

РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ГРЕЙФЕРНОГО ОБЛАДНАННЯ

Волкова В.В., бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Ярижко О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Метою силового аналізу є визначення абсолютних значень і характеру зміни сил, що діють на ланки грейфера в процесі зачерпуваня.

Кінематичний аналіз роботи грейфера дозволяє визначити характер абсолютних і відносних рухів щелеп в процесі зачерпиванія матеріалу і замикання грейфера. Це дає можливість отримати уявлення про необхідної роботі замикаючих гідроциліндрів.

Основою для кінематичного аналізу є припущення, що кромка щелепи в процесі замикання грейфера рухається по кривій зачерпування.

Кривою зачерпування називають контур, що залишається в матеріалі після завершення процесу зачерпування і відриву грейфера від поверхні матеріалу. З точки зору кінематики крива зачерпування є траєкторією кромки щелепи, що залишається в процесі руху кромки з моменту занурення розкритого грейфера в матеріал до моменту закінчення зачерпування і зімкнення щелеп.

Результати кінематичного та силового аналізу, які наведені в роботі «Аналіз сили, що діють на механізм грейфера в процесі зачерпування», дозволили виявити два розрахункових положення в яких комбінація навантажень на шелепу та ось грейфера максимальні, це початковий етап занурення грейфера в матеріал та кінцеве положення при зачерпувані.

Розрахунок напружено-деформованого стану виконувався за допомогою середовища "Анализ напряжений" у програмному продукту Autodesk Inventor. Фізичні характеристики матеріалу шелепи та осі грейфера наведені у таблиці 1

Таблиця 1 – Властивості матеріалу

Ім'я	Сталь, вуглецева	Ст 3	Сталь 45
Загальні	Масова щільність	7,85 г/см^3	7,87 г/см^3
	Межа текучості	207 МПа	350 МПа
	Остаточна межа міцності розтягування	345 МПа	420 МПа
Напруга	Модуль Юнга	210 ГПа	200 ГПа
	Коефіцієнт Пуассона	0,3	0,29
	Модуль пружності при зрушенні	80,7692 ГПа	77,5194 ГПа

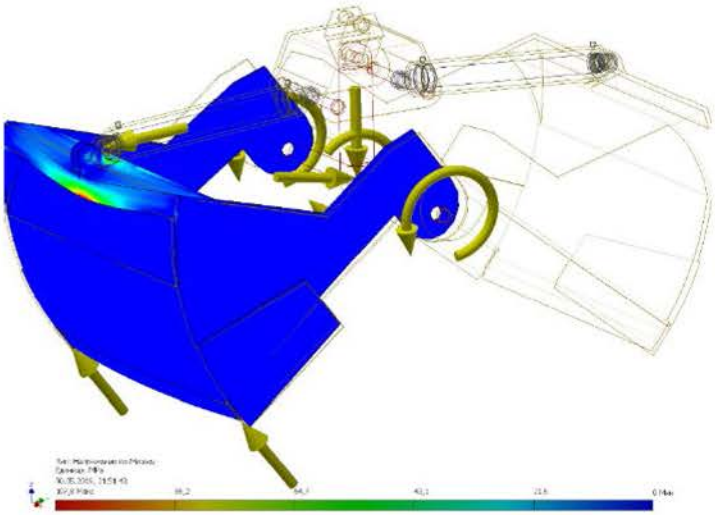


Рисунок 1 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу (1 розрахункове положення)

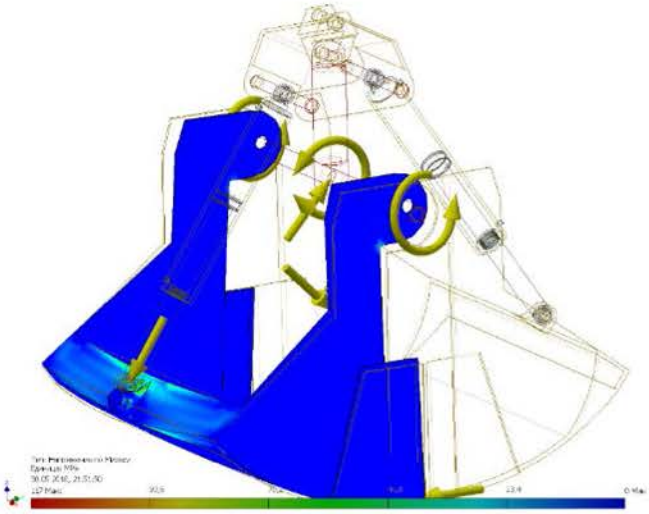


Рисунок 2 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу (2 розрахункове положення)

Таблиця 2 – Результати розрахунків щелепи грейфера

	1 розрахункове положення	2 розрахункове положення
Об'єм	78193796 мм^3	
Вага	615,3 кг	
Максимальна напруга по Мізесу	107,699 МПа	117,067 МПа
Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	1,93	1,76

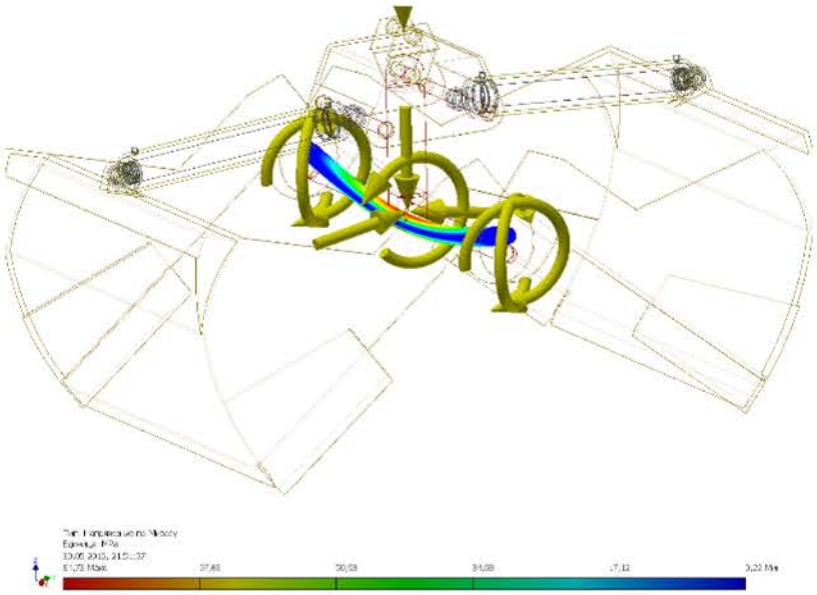


Рисунок 3 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу (1 розрахункове положення)

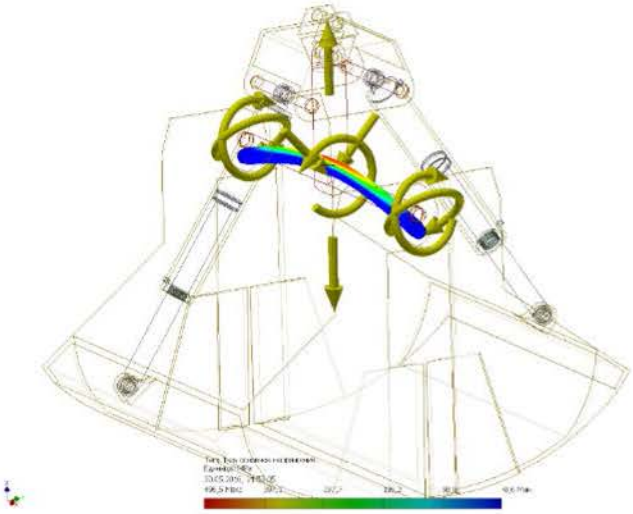


Рисунок 4 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу (2 розрахункове положення)

Таблиця 3 – Результати розрахунків осі грейфера

	1 розрахункове положення	2 розрахункове положення
Об'єм	11254755 мм^3	
Вага	88,5кг	
Максимальна напруга по Мізесу	84,73 МПа	496,5 МПа
Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	4,13	0,705

Аналіз отриманих результатів дозволив зробити наступні висновки:

1. Умови міцності забезпечуються по всьому об'єму шелепи грейфера захватно-руйнуючого пристрою (рис. 1-2, табл. 2).

2. Найбільш важким для осі грейфера є останній етап зачерпування (2 розрахункове положення, рис. 4), так як напруження які виникають, перевищують межу міцності .

3. Для зменшення напружень які виникають в осі грейфера необхідно збільшили розміри поперечного перетину осі (рис. 5) та виконали повторний розрахунок (3 розрахункове положення).

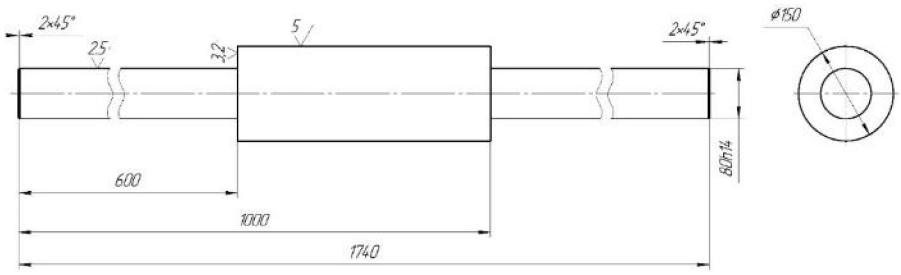


Рисунок 5 – Креслення осі грейфера

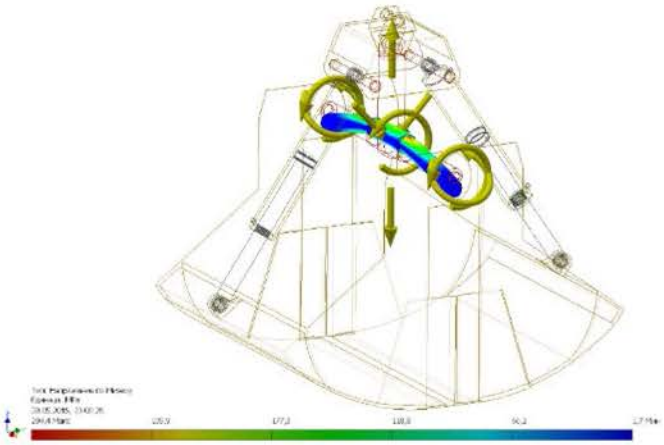


Рисунок 6 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу (3 розрахункове положення)

Таблиця 4 – Результати повторного розрахунку осі грейфера

	3 розрахункове положення
Об'єм	17267764 мм^3
Вага	135,9 кг
Максимальна напруга по Мізесу	294,4 МПа
Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	1,18

Література

1. Таубер, Б. А. Грейферні механізми [Текст]/Б. А. Таубер. - 3-тє вид., Перероб. та дод. - М.: Машинобудування, 1985. - 268 с.

2. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor: навч. посіб. Навчальне електронне видання. [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук, С.В. Вакуленко. - Київ: НТУУ "КПІ", 2015. – 167 с.

ГЛИБОКЕ РІЗАННЯ ГРУНТУ З ВІБРАЦІЙНОЮ ІНТЕСИФІКАЦІЄЮ ПРОЦЕСУ

Макопух Є.В., аспірант
Кібиш С.В., магістр
Чуб Я.С., магістр
Рябов О.Д., бакалавр
Науковий керівник д.т.н., професор Супонєв В.М.
к.т.н., доцент Рагулін В.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Збільшення об'єму робіт по безтраншейному прокладанню трубопроводів газорозподільних мереж, енергетичних кабелів різних типів, дренажних систем, мереж водопостачання та водовідведення та інше. Ці роботи виконуються спеціальними землерийними машинами в основі яких покладено утворення в ґрунті глибокої щілини ножовими робочими органами. Цей процес вимагає значних тяглових зусиль. Відомо, що для його зниження використовують різні способи інтенсифікації: вібрацію, змазування, транспортування, покриття антифрикційними матеріалами та інше.

Одним з найефективніших методів є механічне коливання робочого обладнання за рахунок його кінематики.

Питанням прокладання трубопроводів та інших видів інженерних комунікацій в різних умовах, в тому числі гірський та заболоченій місцевості відкритим способом та без відривання траншеї представлені в роботах [1,2]. В них розглянуті технології виконання робіт, принципи підбору парка машин та механізмів при проведенні землерийних робіт.

Удосконаленню процесу створення траншей для лінійно-протяжних об’єктів наводяться в дослідженнях [3], які показали можливість підвищення продуктивності створення траншей для прокладання інженерних комунікацій за рахунок використання менш енергоємних технологій розробки ґрунту робочим обладнанням ланцюгових багатоскребкових екскаваторів безперервної дії.

З аналізу безтраншейних технології для прокладання трубопроводів, кабелів та ліній зв’язку [3] було визначені розрахунки для визначення зусиль

опору прокладанню комунікацій. Встановлено, що для впровадження процесу необхідно створювати в ґрунті глибоку щілину.

Процес інтенсифікації глибокого різання ґрунту при безтраншейному прокладанні дренажних систем для меліорації було розглянуто в роботах [4]. Зниження опору різання ґрунту досягається за рахунок збільшення критичної глибини різання ґрунту багатоярусним ножом та при глибині різання до 1,2 м з шириною ножа досягає 40%. Але це не звільняє від необхідності використання додаткового тягача, що у свою чергу вимагає пошуку інших шляхів інтенсифікації робочого процесу.

Зниження впливу тих або інших складових можливе різними способами, найефективнішими з яких є використання вібрації робочих органів. Такі теоретичні і експериментальні дослідження по застосуванню ефекту вібрації для зменшення зусиль різання проводилися в КІБІ [4]. Встановлені залежності впливу на ефективність зниження тягового зусилля таких чинників як швидкість різання амплітуда і частота коливань і т.д.

При цьому виявлено зростання ефекту використання від частоти коливального процесу і зниження цього впливу при збільшенні швидкості різання. Наголошується, що максимальний ступінь зниження зусилля копання може досягати 90 % у лабораторних умовах проведення експериментів, що говорить про високу ефективність цього способу інтенсифікації робочого процесу.

Застосування віброударних коливань вертикального ножа при глибині копання до 2 м для натурних робочих органів дають ще вищий ефект (60 – 95 %), тоді як тільки вібраційний режим коливань дозволяє понизити тягове зусилля машини тільки на 35 – 48 %.

Детальніше дослідження впливу вібрації на процес різання вертикальними плоскими ножами кабелеукладачів було проведене в роботі [5]. Вібруючі ножі здійснювали як вертикальні або подовжні коливання, так і складніші – циркуляційні (тобто одночасне переміщення кромки ножа в подовжній і

поперечній площині). Вході експериментальних досліджень встановлено, що застосування вібрації дає можливість понизити тягове зусилля:

- при вертикальних коливаннях – до 2,22 рази;
- при подовжніх коливаннях – до 8,83 рази;
- при циркуляційних коливаннях – до 11,5 рази.

При цьому ефект вібрації у всіх розглянутих випадках збільшується з підвищення частоти і амплітуди вимушених коливань Загальна енергоємність щілеутворення вертикальним ножем на думку автора декілька перевищує енергоємність статичного різання ґрунту.

Для аналітичного дослідження останнього висновку скористаємося відомими показниками ефективності по зусиллю різання:

$$\delta^{P} = \frac{P_{ст} - P_{віб}}{P_{ст}}, \qquad (1)$$

де $P_{ст}$ и $P_{віб}$ – відповідно зусилля різання при не вібруючому і вібруючому ножі.

Енерговитрати при віброрізанні можна оцінити аналогічним показником:

$$\delta^{N} = \frac{N_{ст} - (N_{віб} + N_{м})}{N_{ст}}, \qquad (2)$$

де $N_{ст} = P_{ст}\upsilon$ – потужність тягача при традиційному статичному різанні ґрунту;

$N_{віб} = P_{віб}\upsilon$ – потужність тягача при віброрізанні ґрунту;

$N_{м}$ – потужність приводу вібратора (вібромашини).

Підставляючи вирази в загальну формулу, отримаємо:

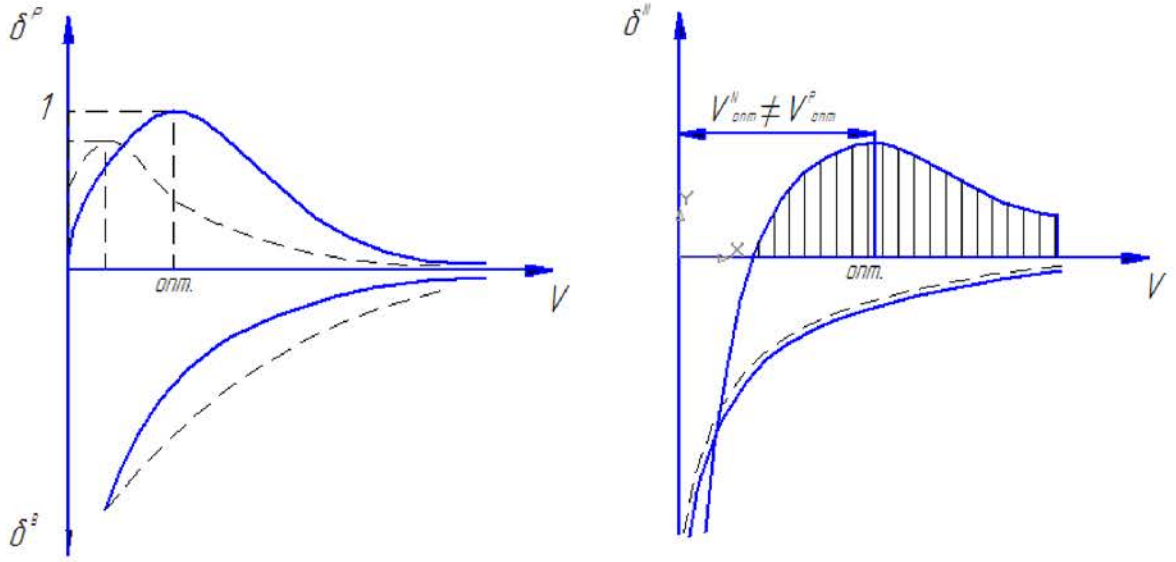
$$\delta^N = \frac{P_{ст}\upsilon - (P_{віб}\upsilon + N_м)}{P_{ст}\upsilon} = \frac{P_{ст} - P_{віб}}{P_{ст}} - \frac{N_м}{P_{ст}\upsilon} = \delta^P - \frac{N_м}{P_{ст}\vartheta} \ . \qquad (3)$$

Якщо вираз $\frac{N_м}{P_{ст}\vartheta}$ позначити, як δ^B, то залежність (3) прийме завершений вигляд:

$$\delta^N = \delta^P - \delta^в \ . \qquad (4)$$

Остання різниця говорить про те, що результуюча енергоємність (позитивна) залежатиме не від ступеня зниження зусилля різання, а від співвідношення впливу швидкості руху машини на обидва показники (δ^P і δ^B) одночасно.

Якісно графік впливу цих залежностей на результуючу величину можна представити в наступному вигляді (рис. 1а).



а) б)

а) – складові; б) – результуючі

Рисунок 1 – Енергетична ефективність вібраційного різання ґрунту

Як видно з (рис. 1б) величина результуючого показника далеко не завжди матиме позитивне значення (заштрихована зона).

Залежно від характеру кривих δ^P, и δ^B (дивись пунктир на рис. 1а) їх сумарне значення буде практично завжди в негативній області, а в зоні малих значень швидкості υ ця вірогідність ще більше збільшується. Це говорить про

зростання загальної енергоємності процесу вібраційного різання ґрунту при горизонтальному напрямі вектора вібраційної швидкості. Навіть при позитивній різниці складових максимум ефекту буде при абсолютно інших значеннях швидкості руху машини, що вимагає пошуку нового оптимуму по різних критеріях.

Висновки

По результатам проведених досліджень про вплив кінематики робочого обладнання ножових машин на процес різання ґрунтів та аналітичними дослідженнями по відомими показниками ефективності процесу різання ґрунтів було встановлено, що зниження поступальної швидкості одночасно зменшує і статичну потужність різання, що може вплинути на сумарну енергоємність процесу в цілому з урахуванням витрат потужності на привод механізму вібрації.

Література

1. Ткачук М.М., Филипчук В.Л., Якимчук Б.Н. Будівництво зовнішніх мереж і монтаж санітарно-технічного обладнання будівель: Навчальний. посібник. – Рівне: НУВГП, 2013. – 391 с.

2. Rudnev V.K., Suponiyv V.N., Saenko N.V. at all. Soil thrust boring plant of static action with ring spacers of horizontal wells. Magazine of Civil Engineering. 2015. №2. С. 100–107.

3. Kravets S., Suponyev V., Goponov A., Koval A.,Kovalevskyi S./ Determining efficient operating modes and sizes of blades for multi-scraper trench excavators// Eastern-EuropeanJornalofEnterpise Technologies. – Kharkiv. 2020.- Vol. 4, №1 (106), P.23-28. - ISSN 1729-3774 (SCOPUS).

4. Наукові основи створення землерійно-ярусних машин і підземно рухомих пристроїв: Монографія / Кравець. С.В.., Кованько.В.В., Лук’янчук О.П. – Рівне:НУВГП, 2015 – 319 с.

5. Критичноглибинні двоярусні грунторозпушувачі: Монографія /Кравець С.В, Скоблюк М.П., Стіньо О.В., Зоря Р.В. /За загальною редакцією С.В. Кравця – Рівне:НУВГП, 2018 – 235 с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ЗАГВИНЧУВАННЯ В ГРУНТ ГВИНТОПРОКОЛЮЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

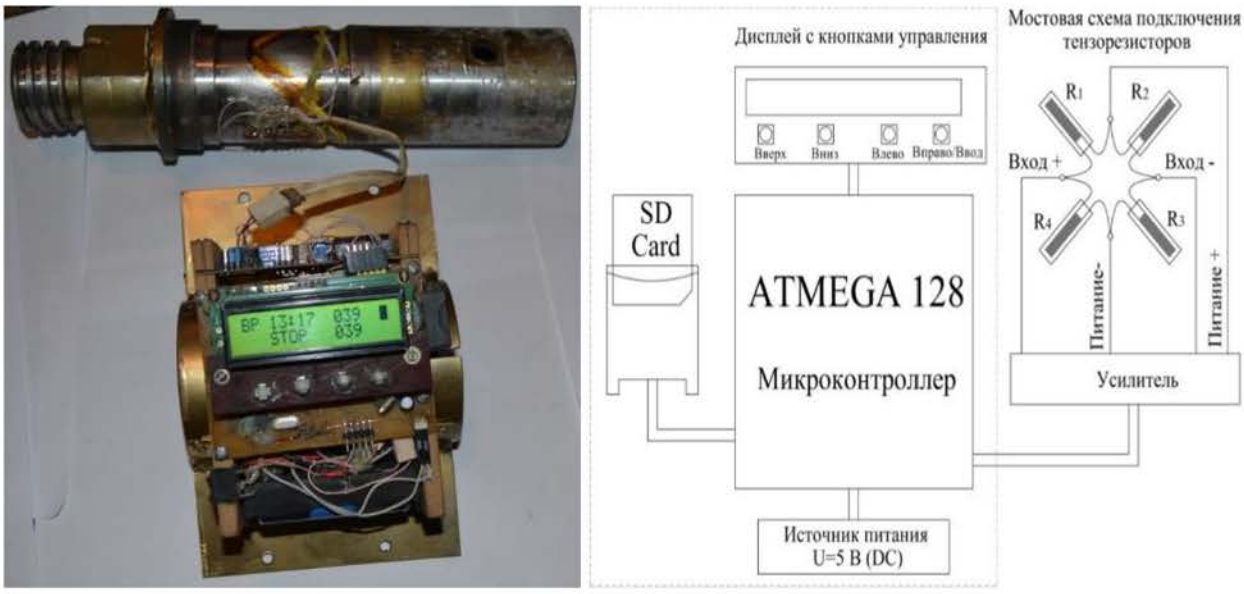
Наволоков В.В., аспірант
Мамон В.В., магістр
Коваль К.М., бакалавр
Сенченко К.О., бакалавр
Науковий керівник д.т.н., професор Супонєв В.М.
к.т.н., доцент Рагулін В.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Одним з напрямів створення обладнання для безтраншейного прокладання підземних комунікацій є установки, які формують ґрунтову порожнину шляхом загвинчування в ґрунт гвинтопроколюючого робочого органу (ГПРО) [1, 2].

Для перевірки математичних моделей процесу, які були отримані теоретичними дослідженнями кафедри будівельних і дорожніх машин ХНАДУ [3], необхідно було розробити та створити пристрій для заміру зусиль загвинчування ГПРО в масив ґрунту.

В силу того, що вимірювання крутного моменту необхідно проводити у місці передачі оберту від вихідного валу силового приводу оберту на штангу, котра в процесі роботи не тільки обертається, але й знаходиться у поступовому та зворотному русі - передача електричних сигналів від тензометричних датчиків, які встановлені на проміжній муфті, до аналого-цифровому перетворювачу і комп’ютеру по з’єднаним дротам утруднено. Тому було вирішено розробити та виготовити спеціальний бездротовий вимірювальний комплекс, який перетворює та реєструє отримані сигнали на прямо на місці його установки, тобто на проміжній муфті (рис. 1).

Визначення крутного моменту здійснюється шляхом перетворювання зміни електричних сигналів від тензодатчиків, наклеєних на проміжній муфті по мостовій схемі у цифровому виді, згідно відомої методики.



а) б)

а – загальний вид з проміжною муфтою; б – принципіальна схема

Рисунок 1 – Електронний комплекс для вимірювання крутного моменту

Для реєстрації показників датчиків був використаний спеціально розроблений вимірювальний комплекс на базі мікроконтролера ATmega 128, який дозволяє перетворювати посилену напругу з тензомоста у цифровий сигнал, який записується на Flash SD карту з розширенням файлу *.dat. Частота опиту каналу може бути від 1 Гц до 1 кГц. Вимірювальний блок компактний і повністю автономний. Живлення здійснюється через дисплей за допомогою кнопок управління.

Після запису сигналів на Flash SD-карту вона витягується і переноситься в стаціонарний комп'ютер, де дані оброблюються в програмних продуктах, таких як Mathcad, MatLAB та ін.

Система реєструє зміни вхідної напруги в діапазоні 0…4,5 В, розбиваючи його на 4096 крапок, що відповідає 12 розрядному вихідному коду. Таким чином є можливим відслідкувати зміни напруги у розмірі 0,001 В у вказаному діапазоні.

Коротка технічна характеристика вимірювального комплексу представлена у таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічні характеристики вимірювального комплексу

Параметр	Одиниця виміру	Значення
Кількість каналів	шт.	2
Живлення	В	12
Вхідна напруга	В	0-45
Споживчий струм	мА	575
Вхідна частота	Гц	0-500

Вимірювальний комплекс був встановлений на експериментальній установці, яка представлена на рис. 2.

Невід'ємною часткою апаратури, що реєструє є програмне забезпечення, яке складається з трьох програм. За допомогою цих програм виконують: запис даних, перегляд записаних результатів і конвертацію збережених файлів з розширенням adc у файли з розширенням dat, в яких результати вимірювань представлені у виді матриці, що дозволяє обробку даних стандартними математичними засобами.

Рисунок 2 – Комплекс для вимірювання крутного моменту встановлений на експериментальному стенді

Для трансформування сигналів, які поступають від перетворювачів тиску в реальну величину, необхідно було провести градуїровку вимірювального комплексу з апаратурою, що реєструє.

Слід відмітити, що міцність перехідної муфти на скрутність була розрахована у межах пружних деформацій сталі 20, з якої вона виготовлена, для робочих навантажень у межах максимального обертового моменту установки - 375 Н·м.

Для використання замірного комплексу у якості замірного приладу необхідно було довести його до вимірювального приладу, та встановити його похибку замірів [6]. Точність заміру крутного моменту визначається надійною роботою та якісною взаємодією силової проміжної муфти з тензодатчиками та електронного блоку, який призначений для управління та запису показників датчика (представлений на рис. 3).

Заміри крутного моменту відбувається шляхом перетворювання змін електричних сигналів від тензодатчиків, наклеєних на проміжній муфті по мостовій схемі згідно [4] у цифровий вид. Для доведення замірного комплексу до рівня приладу необхідно було провести тарировку його блоку управління, яка полягала у наступному.

Для тарировки замірного комплексу, далі датчика крутного моменту, необхідно було виконати наступне.

1. По-перше, треба перевірити обладнання, яке задіяне при тарировці, на достовірність результатів, а саме динамометра. Динамометр повинен мати дійсний акт державної повірки від центру метрології.

2. Далі необхідне підготувати замірний комплекс. Для цього його необхідно закріпити у слюсарних тисках та підключити блок управління та запису показників датчику. Потім встановити попередньо підготовлений важіль у отвір муфти.

3. Підготувати трос, який буде регулювати силу, яка прикладається до важілю. Для цього один його кінець треба закріпити до важілю через динамометр, а другий пропустити крізь блок для прикладання до нього навантаження.

4. Зняти нульові показники без навантаження та запису DAN5, DAN6.

5. Провести по 3 заміру для кожного випадку прикладання сили: 2, 4, 6, 8, 10 кг та зрівняти їх з показниками на динамометрі. Час зняття замірів 30 секунд.

Таким чином, згідно з методикою було перевірено показники динамометру на достовірність та проведена тарировка датчиків замірного комплексу за допомогою контрольних тарированих ваг.

Після тарировки головною вимогою є створення графіку залежності маси від отриманих показників при тарировці.

Ці дані потребують обробки по формальному значенню приведення по контрольної вазі:

$$m = (r - r_0)/k, \tag{1}$$

де m – маса (або сила);

r – показники датчику у вигляді «сирих» чисел, які передаються Arduino;

r_0 – показники датчику, які прийняті за нуль (початок підрахунку);

k – коефіцієнт пропорційності.

Для того щоб визначити нульовий показник r_0, достатньо засікти число, яке буде видаватись при відсутності загрузки на датчик. Отриманий графік по даним першого блоку тарировки представлений в рисунку 3.

Коефіцієнт пропорційності знаходиться наступним чином. Спочатку необхідне було прикласти до датчика відому вагу, наприклад в 5 кілограм. Можна замість ваги прикласти силу з відомою кількістю Ньютонів, яка контролюється за допомогою динамометру. Цю масу (або силу) будем позначати m_k.

Потім необхідне засікти, яке значення в цей момент видає Arduino, це число позначимо як r_k .

Підставляючи дані числа у вище вказану формулу (1):

$$m_k = (r_k - r_0)/k. \tag{2}$$

Отримаємо значення:

$$k = (r_k - r_0)/m_k. \quad (3)$$

Після того отримані дані були перетворені в відому масу, яка представлена в таблиці 2.

Таблица 2 – Другий блок тарировки даних

Прикладена нагрузка, кг·м	5,2974	10,5948	15,8922	21,1896	26,487
Отримані значення	256,66	257,53	259,66	261,69	264,40

По отриманим даним побудуємо тарировочний графік, рисунок 3.

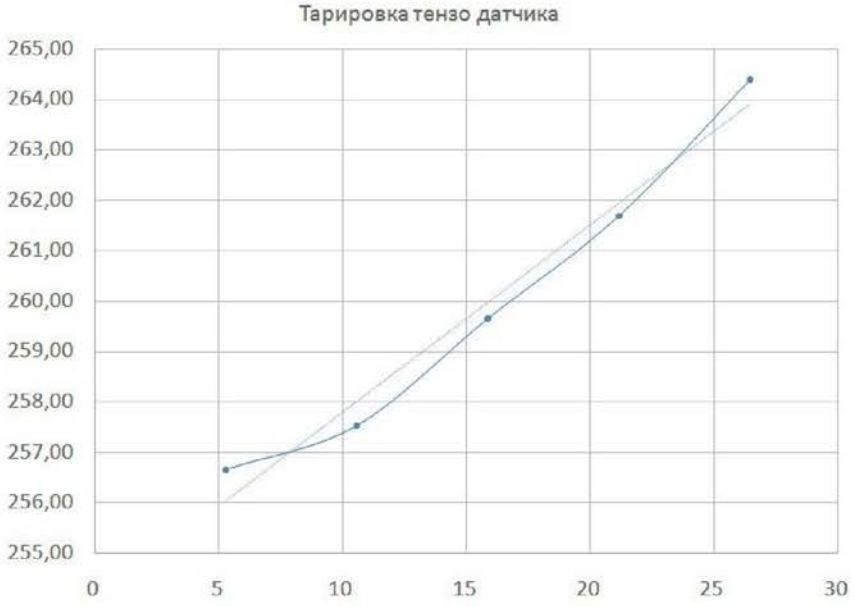


Рисунок 3 – Тарировка тензометричного датчика.

Після того, як були отримані ці значення, можна вичислити масу (силу), яка прикладається до датчика, виходячі з чисел, що видаються Arduino.

Висновки

Запропоновано пристрій для визначення крутного моменту обертового обладнання будівельних машин, який може бути використаний при дослідженні бурових гвинтопроколюючих установок.

По результатам проведеної тарировки можна зробити висновок, що тензометричний датчик адекватно реагує на прикладену до нього загрузку та відповідно регіструє їх. Таким чином замірний комплекс можна рахувати атестованим замірним приладом, який можна застосувати при подальших дослідженнях для заміру крутних моментів, які виникають на гвинтовому робочому органі.

Література

1. Патент на корисну модель UA 109838 U, МПК E21B10/44 (2006.01). Пристрій для безтраншейної прокладки інженерних комунікацій / Вівчар С.М. - Опубл. 12.09.2016. – Бюл. № 17.

2. Патент на корисну модель UA 111733 U, МПК E21B17/22 (2006.01). Установка з гвинтовим грунтопроколюючим робочим органом для безтраншейної прокладки підземних комунікацій/ Вівчар С. М. - Опубл. 25.11.2016. – Бюл. № 22.

3. Кравець С.В. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації /С.В. Кравець, О.П. Лук'янчук, О.Ю. Тимейчук // Навчальний посібник. Рівне: НВУВГП, 2011. – 240с

4. Крушельницька О.В. Методологія і організація наукових досліджень / О.В. Крушельницька // Навч. Посібник. К.: Кандор, 2003. – 192с.

КОМБІНОВАНИЙ МЕТОД СТВОРЕННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНО-СПРЯМОВАНИХ СВЕРДЛОВИН З ВАКУУМНИМ ВИДАЛЕННЯМ ЗРУЙНОВАНОГО ГРУНТУ

Костюк А.М., аспірант
Шевченко Д.Р., магістр
Вовчок С.І., магістр
Салов М.С., бакалавр
Шапьала В.С., бакалавр
Науковий керівник д.т.н., професор Супонєв В.М.
к.т.н., доцент Рагулін В.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В практиці безтраншейного прокладання інженерних комунікацій існує багато різних способів утворення комунікаційних порожнин в ґрунті: шляхом утворення свердловини в ґрунті шляхом проколу ґрунту конічноциліндричним робочим органом та радіальним витисненням його навколо, шляхом буріння та видаленням ґрунту на зовні, продавлюванням та інше. У кожної технології є своя область ефективного використання.

Одним із напрямів поліпшення технології безтраншейного прокладання підземних комунікацій з енергетичної точки зору є комбінація методів розробки ґрунту.

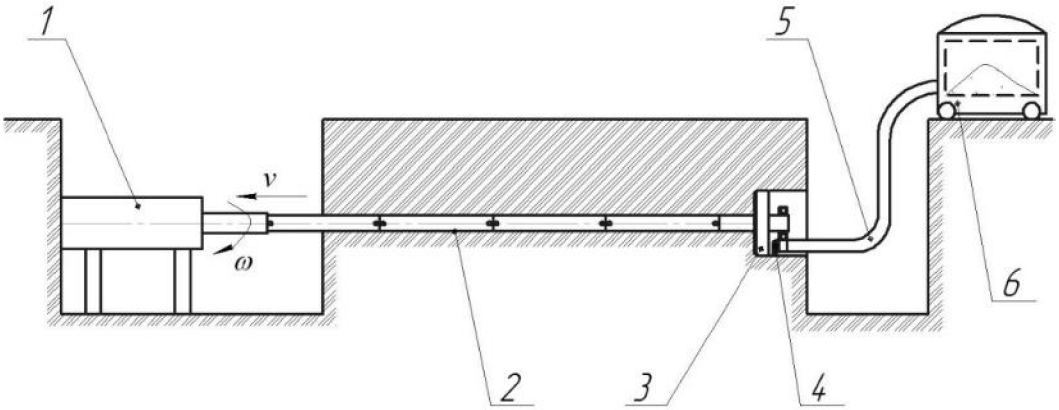
Ефективність методу прокладання лінійно-протяжних об’єктів за допомогою спеціальних машин з ножовим робочим органом для створення глибокої щілини в ґрунті розглянуто в роботах [1].

В роботі [2] були встановлені розрахункові залежності для визначення зусиль опору прокладанню комунікацій ножовим робочим органом, які показали необхідність додавати значні зусилля для подолання опору різання ґрунту.

Комбіновані методи розробки ґрунту розглядаються в наступних дослідженнях [2]. Але комбінацію методів різання ґрунту та формування свердловини шляхом її буріння не було розглянуто. Також не надається обґрунтування можливості використання пневматичного транспорту для видалення зруйнованого ґрунту із зани його різання на зовні.

Процес створення горизонтально спрямованої свердловини в ґрунті трубозаглиблювачем з буровим робочим обладнанням демонструється на рисунку 1.

З метою підвищення ефективності використання комбінованого методу розробки горизонтальних свердловин пропонується очищення свердловини пневматичним транспортом [3] рис. 1.



1- установка, 2 – штанги, 3 – бурова головка, 4 – зруйнований ґрунт, 5 патрубок, 6 – вакуумна установка

Рисунок 1 - Грунтопроколююча установка комбінованої дії з пневмотранспортним видаленням ґрунту зі свердловини:

Суть даної пропозиції полягає в тому, що лідируюча свердловина прокладається методом проколу, а подальше розширення свердловини проводиться різальним інструментом, при цьому зрізаний ґрунт витягується зі свердловини за допомогою пневмотранспорту дії, що всмоктує.

Задаючи певні значення швидкості подачі різального інструменту та його обертання, а також кількість та розмір ріжучих елементів можна задавати розміри зруйнованих частинок ґрунту. Відповідно від цих розмірів залежить вибір параметрів пневмотранспортної установки, що забезпечує ефективність очищення свердловини.

Для вибору діаметру трубопроводу, який впливає на витратні характеристики повітря і матеріалу, необхідно дотримуватися умови пропускної спроможності трубопроводу за максимальним розміром частинок, що транспортуються, за залежністю:

$$D_{тр} = k \cdot d_{м}, \tag{1}$$

де $D_{тр}$ – діаметр трубопроводу, мм;

k – коефіцієнт, який знаходиться в межах від 2 до 3;

$d_{м}$ – максимальний розмір часток, що транспортуються, мм.

Об'ємну витрату повітря визначають за формулою [2]:

$$Q_{в} = v_{в} \cdot \frac{\pi \cdot D_{тр}^{2}}{4}, \tag{2}$$

де $v_{в}$ – швидкість повітряного потоку, м/с.

При значеннях питомої ваги для дрібнокускового матеріалу $\gamma_{м} = 2,2\,т/м^{3}$ побудуємо графік його залежності від розмірів гранул (рис.2).

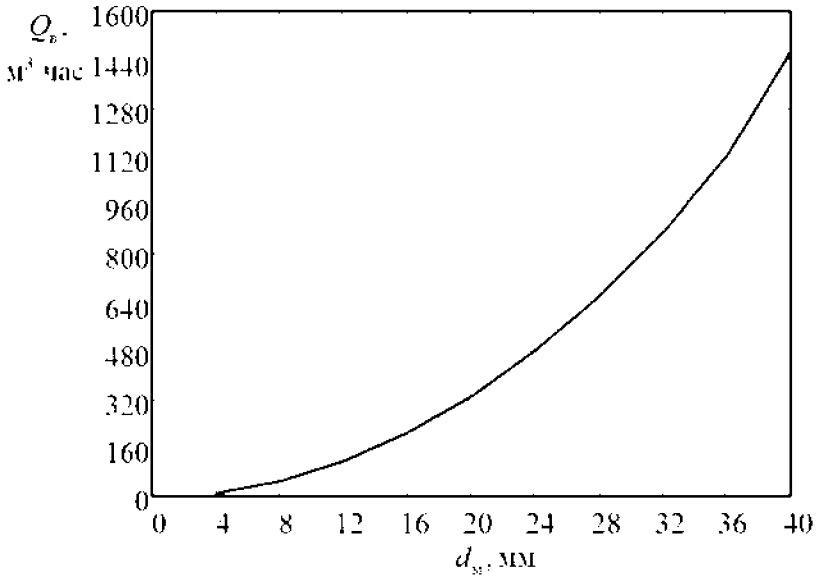


Рисунок 2 – Залежність витрати повітря від розміру матеріалу, що транспортується

З графіка видно, що збільшення розміру частинок призводить до збільшення витрати повітря за квадратичною залежністю. Так, за розміру

транспортованих частинок розміром до 20 мм витрата повітря дорівнює 320 м^3/год, а за розміру частинки 30 мм витрата повітря дорівнюватиме близько 800 м^3/год.

Висновки

У результаті проведених досліджень встановлено, що одним із способів підвищення ефективності розробки свердловин, що працюють за комбінованим методом розробки горизонтальних свердловин, може бути досягнуто за рахунок руйнування ґрунту буровою голівкою до потрібного розміру з наступним видаленням часток зі свердловини пневматичними установками та просування її у ґрунті за допомогою ножового робочого органу і гвинтового загвинчування бурової голівки в ґрунт. Так, наприклад, якщо розміри частинок будуть у межах 20 мм, то знадобиться установка з максимальною витратою повітря до 570 м^3/год. А для частинок розміром 40 мм знадобиться установка з витратою повітря до 1140 м^3/год.

Література

1. Rudnev V.K., Suponiyv V.N., Saenko N.V. at all. Soil thrust boring plant of static action with ring spacers of horizontal wells. Magazine of Civil Engineering. 2015. №2. С. 100–107.

2. S. Kravets, V. Suponyev, A. Goponov, S. Kovalevskyi, A. Koval Determination efficient operating modes and sizes of blades for multi-scrapertrench excavators. Східно-Європейський журнал передових технологій. 2020. № 4/1(16). С. 23–28.

3. Кравець С.В. Грунтозахисні та енергозберігаючі машини (Основи теорії, проектування та створення). Рівне: РДТУ, 1999. – 277с.

АНАЛІЗ ПРИЧИН ВИХОДУ З ЛАДУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН

Сіренко Р.К., студент
Науковий керівник к.т.н., доцент Щукін О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Значна доля відмов будівельних і дорожніх машин, в першу чергу, землерийно-транспортних машин (ЗТМ) викликана через вихід з ладу навісного обладнання [1]. При цьому, як свідчать дані [1, 2], до 90% відмов обумовлено швидким зносом ріжучих елементів робочих органів. Унаслідок чого відбувається збільшення сили різання на 60-200%, що в свою чергу, приводить до втрати продуктивності або до збільшення енерговитрат, а це зрештою, сприяє підвищенню собівартості розробки ґрунту [3 та ін.]. До того ж недостатній термін служби робочих органів ЗТМ обумовлює необхідність постійної заміни ріжучих елементів, що передбачає значні матеріальні витрати.

Таким чином, експлуатаційні якості ЗТМ в значній мірі визначаються довговічністю їх робочих органів. Тому актуальним завданням є аналіз і обґрунтування вибору головних чинників, які, в першу чергу, впливають на передчасну втрату працездатності ріжучих елементів ЗТМ.

В даний час виділяють велику різноманітність чинників що інтенсифікують процес зношування ріжучих елементів ЗТМ. Варто відзначити, що у дослідників немає єдиної думки, які ж саме чинники мають найбільший вплив на довговічність робочих органів. Наприклад, такі чинники як вологість, хімічна активність ґрунтів значного впливу на процес зношування не мають і ними зазвичай нехтують [4]. При цьому основоположний вплив роблять лише три чинники, до яких відносяться середній розмір частинок, опір зрушенню ґрунтів і властивості матеріалу ріжучих елементів [4]. Проте і тут думка дослідників розділилася. Автор роботи [5] вважає, що на абразивне зношування робочого органу впливають структура складових металу, розміри і твердість абразивних часток, швидкість взаємодії металу і ґрунту, тиск на абразивну

частинку і т.п. При цьому є неоднозначні суперечливі думки про вплив кута і швидкості різання на інтенсивність зношування робочого органу. Деякі дослідники вважають [4], що кут і швидкість різання істотної дії на процес зношування не мають і ними потрібно нехтувати, а інші вважають навпаки. Всупереч такому твердженню існує залежність швидкості зношування від швидкості руху самого робочого органу. В результаті досліджень [5] було встановлено, що із збільшенням швидкості руху підвищується швидкість зношування. До того ж в [5] наголошується, що на процес зношування великий вплив становлять навантаження, які виникають в процесі руху ЗТМТ. Ці навантаження непостійні і носять різний характер (статичний, динамічний і ін.)

Чинники, які впливають на процес зношування ріжучих елементів робочих органів ЗТМ, умовно можуть бути розділені на чотири групи [5]:

– фізико-механічні властивості ґрунтів, до яких відносяться питоме зчеплення, гранулометричний склад, щільність, вологість, кут внутрішнього тертя, питомий опір різанню ґрунтів, вміст кам'янистих включень різної міцності і інші;

– параметри взаємодії ріжучого інструменту з ґрунтом, а саме швидкість руху робочого органу, тиск, відстань різання і переміщення ґрунтів, а також кут різання;

– технологічні і конструктивні параметри ріжучих елементів робочих органів ЗТМ (механічні і хімічні властивості матеріалів, форми і розміри різальних елементів);

– рівень технічного обслуговування і ремонту (відновлення) робочих органів (кваліфікацію обслуговуючого персоналу і якість проведення ремонтних робіт).

Найбільш важливою і вимагаючої особливої уваги являється та обставина, що для робочих органів ЗТМ характерний такий випадок взаємодії поверхні деталі з ґрунтом, при якому ріжучі елементи розробляють щільну масу ґрунту, що злежалася. Він є полідисперсною системою глобулярного типу, що складається з наповнювача і абразивних частинок. При цьому останні, що входять до складу ґрунту, в більшості випадків мають округлу форму і різну міцність: вапняк 1500-2000 МПа, граніт 2000-8000 МПа, кварцовий пісок 8000-

10000 МПа [5]. Найбільшу міцність мають зерна кварцового піску. При цьому кварц, що входить до складу суглинків і пісків та є їх основою, має твердість 10000 МПа, що в більшості випадків перевищує твердість матеріалу, з якого виготовлені робочі органи ЗТМ. Таким чином, абразивні частки мають більшу, ніж метал твердість, що сприяє руйнуванню поверхні контактуючих ріжучих елементів з такими частинками.

Якщо детальніше розглядати ґрунт, з яким працюють ЗТМ, то можна помітити, що його неоднорідність проявляється, передусім, через виявлення різного роду кам'янистих включень невеликого розміру, що мають найчастіше гострі кромки. Такі кромки при русі ЗТМ стикаються з робочими органами, внаслідок чого, щонайменше, утворюються мікротріщини, і спостерігається інтенсивний розвиток пластичної деформації. У зв'язку з цим необхідно виділити ударно-абразивне зношування як одну з найбільш значущих причин, що зумовлюють передчасну заміну робочих органів ЗТМ. При цьому, робочий орган, рухаючись на зустріч закріпленій в ґрунті абразивній частинці, стикається з нею і відбувається утворення мікротріщин на його поверхні. Якщо локально розглядати деяку елементарну площу різального елементу, спостерігається об'єднання таких мікротріщин і зрештою відбувається відшаровування мікрооб'ємів металу з поверхні. У зв’язку з цим, критерієм, що визначає зносостійкість при ударно-абразивному зношуванні, є енергія удару абразивної частинки об зношуваний матеріал. Проте, якщо удар супроводжується ковзанням, яке в деяких випадках спостерігається при взаємодії абразивних частинок з робочим органом ЗТМ, то необхідно розглядати не тільки енергію удару, а й інші не менш важливі чинники, наприклад, кут різання та твердість матеріалу ріжучих елементів, враховувати навантаження на робочий орган ЗТМ (опір зрушенню ґрунту).

Дослідження впливу енергії удару на абразивну зносостійкість показують, що при невеликих значеннях питомої енергії удару зносостійкість збільшується пропорційно твердості. Проте, при питомих енергіях удару 1,47 Дж/см^2 і 3,73 Дж/см^2 твердість не має ніякого впливу на зносостійкість, а при питомій енергії

удару 24,52 Дж/см^2 і при значенні твердості рівної 6000 МПа зменшується з підвищенням твердості. Тому механічні властивості стали при ударі і ковзанні не можуть однозначно вплинути на її зносостійкість на усьому проміжку руйнування (в'язкого і крихкого). Таким чином, зносостійкість різальних елементів ЗТМ при ударно-абразивному зношуванні знаходиться в складнішій залежності від їх властивостей, чим при абразивній безударній дії .

До того ж важливим є вплив на процес зношування кута різання. Відомо, що із збільшенням останнього зростає інтенсивність зношування. Такий факт пояснюється тиском ґрунту на нижню грань ріжучого елементу. Грунт при взаємодії з робочим органом піддається пластичній і пружній деформації, а тиск ґрунту на нижню грань ріжучого елементу в умовах малих негативних значеннях заднього кута, що спостерігається при $\alpha \geq 22{,}5°$, визначається пружними властивостями самого ґрунту. При збільшенні швидкості різання спостерігається запізнювання відновлення пружної деформації. Це у свою чергу, призводить до зниження питомого тиску ґрунту на нижню грань ріжучого елементу, а значить і до зниження інтенсивності його зношування. У зв'язку з цим встановлено рекомендований кут різання для ЗТМ, який складає $\alpha = 30\text{-}60°$.

Таким чином, зношування ріжучих елементів ЗТМ досить складний процес, який залежить від великої кількості чинників. Слід відзначити, що на відміну від абразивного зношення, яке раніше вважалось домінуючим при роботі ріжучих елементів ЗТМ, найбільш характерним для останніх є ударно-абразивне зношення з урахуванням виділених вище чинників. Вплив одночасної дії цих чинників на процес зношування робочих органів ЗТМ вимагає подальшого ретельнішого вивчення.

Висновки

1. Для ріжучих елементів ЗТМ характерен такий процес зношування, на який значний вплив має саме енергія удару. Таким чином, необхідно розглядати ударно-абразивне зношування робочих органів з урахуванням виділених головних чинників, яке є найбільш характерним для них.

2. Найбільший вплив на процес зношування мають такі чинники як твердість і розмір абразивних часток, опір зрушенню ґрунту, кут різання, енергія удару, а також фізико-механічні властивості матеріалу ріжучих елементів (головним чином, його твердість).

Література

1. Венцель Е.С. Повышение износостойкости рабочих органов землеройно-транспортных машин : монография / Е.С. Венцель, А.В. Щукин. – Харьков, 2015. – 106 с.
2. Theoretical aspects of modern engineering : collective monograph / Shchukin O., – etc. – International Science Group. – Boston : Primedia eLaunch, 2020. – 356 p., DOI: 10.46299/ISG.2020.MONO.TECH.III
3. Improvement of scientific approaches to the development of engineering: collective monograph / Shchukin O. – etc. – International Science Group. – Boston : Primedia eLaunch, 2022. 562 p.
4. Dependence of Wear Intensity on Parameters of Tribo Units / Ye. Ventsel, O. Orel, O. Shchukin, N. Saienko, A. Kravets' // Tribology in Industry. – 2018. –Vol. 40, № 2. – P. 195–202. – DOI: 10.24874/ti.40.02.03. (Scopus)

МАШИНА ДЛЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ НАПІРНИХ ТРУБОПРОВОДІВ МВТ-10

Сиротинський О.А. , к.т.н., доцент
Онищук В. А. студент
Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

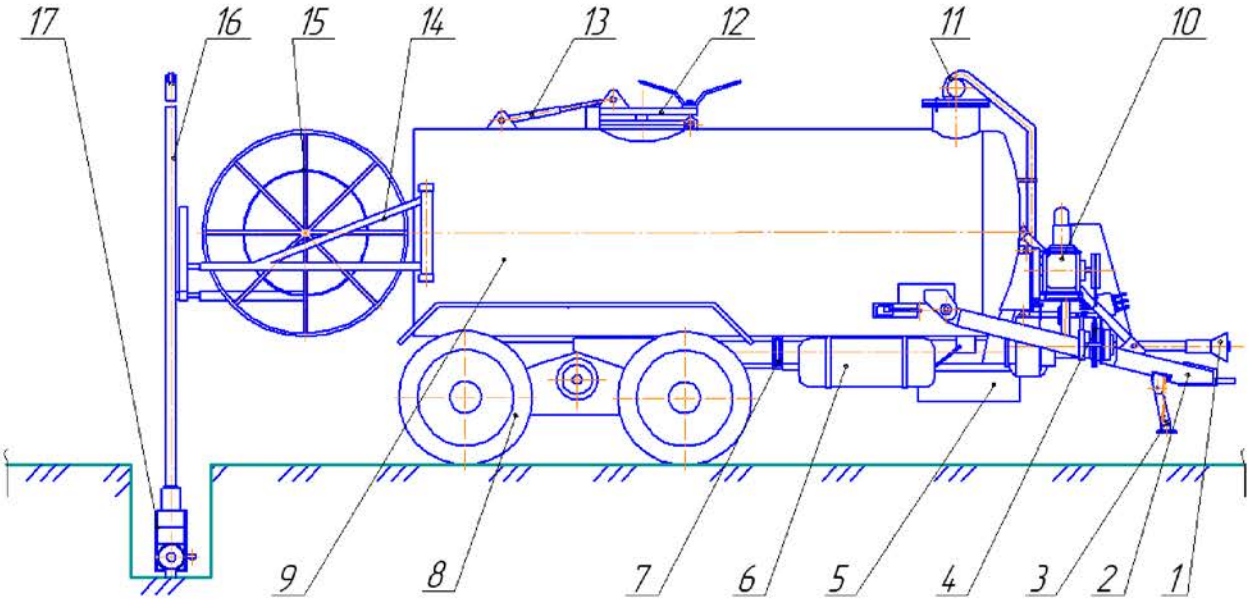
Для гідравлічних випробувань магістральних трубопроводів застосовуються спеціальні машини: наповнюючі та опресовувальні агрегати.

Наповнюючі агрегати служать для швидкого закачування води в дільницю трубопроводу, яка випробовується, **опресовувальні** – для підйому тиску в заповненому водою трубопроводі до величини, що забезпечує випробування на міцність. Існують також наповнюючо – опресовувальні агрегати, які виконують обидві операції. Істотним недоліком агрегатів, є їх низька мобільність. На великі віддалі такі агрегати можна перевозити тільки на трейлерах або залізничних платформах. Застосування автомобільної бази наповнюючих і опресовувальних агрегатів, підвищує їх мобільність, одночасно погіршує техніко-експлуатаційні та економічні показники.

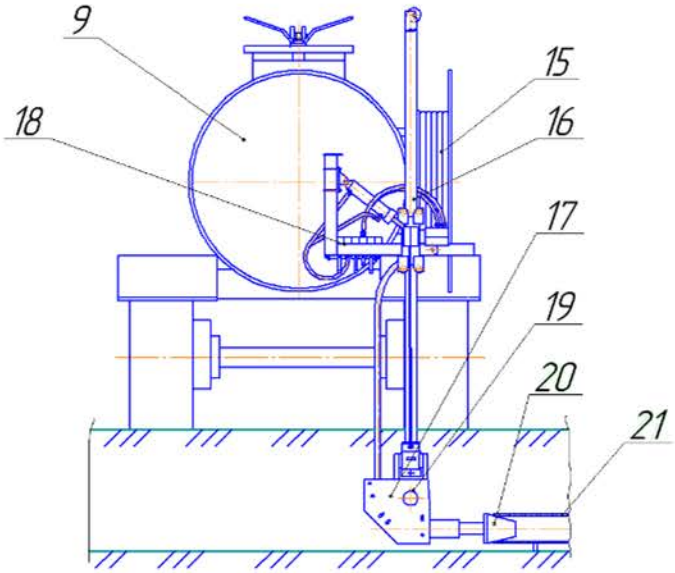
На кафедрі будівельних, дорожніх та меліоративних машин НУВГП на базі машини для промивки дренажних трубопроводів **МПД-10** [4] була розроблена машина для гідравлічного випробування напірних трубопроводів **МВТ-10** (Рис 1 - 2), яка оснащена додатковим обладнанням (маніпулятором), що дозволяє подавати пристрій для випробовування напірних трубопроводів безпосередньо до напірного трубопроводу не залежно від глибини його залягання без застосування ручної праці.

Машина МВТ-10 (рис 1, а, б) складається з валу відбору потужності 1, дишла 2, опори 3, контр-приводу 4, насосу високого тиску 5, гальмівної системи 6, гідравлічної засувки 7, ходового візка 8, цистерни 9, вакуум-компресора 10, вакуумної системи 11, кришки люка 12, що керується гідроциліндром 13, навіски 14, барабана з напірним трубопроводом 15, штанги підйому-опускання робочого органу 16, орієнтовно-подаючого пристрою 17, пульту керування 18,

гідродвигуна подачі напірного шланга 19 та насадки 20.



А)



Б)

Рис. 1. а.б. Машина для гідравлічного випробування напірних трубопроводів МВТ-10: а - вид збоку; б – вид ззаду: 1 - вал відбору потужності; 2 - дишло; 3 - опора; 4 - контр-привід; 5 - насос високого тиску; 6 - гальмівна система; 7 - гідравлічна засувка; 8 - ходовий візок; 9 - цистерна; 10 - вакуум-компресор; 11 - вакуумна система; 12 - кришка люка; 13 - гідроциліндр; 14 - навіска; 15 - барабан з напірним трубопроводом; 16 - штанга підйому-опускання робочого органу; 17 - механізму орієнтації робочого обладнання; 18 -

пульт керування;

19 - гідродвигун; 20 - насадка; 21 - трубопровід напірний

Робоче обладнання машини для гідравлічних випробовувань напірних трубопроводів (рис. 2) складається з насадки зі змінним по довжині діаметром 1, гідродвигуна механізму подачі напірного шлангу 2, канату механізму підйому-опускання штанги 3, шарніру повороту штанги 4, гідродвигуна механізму підйому-опускання штанги 5, масляних трубопроводів 6, направляючого ролика блочної системи 7, телескопічної штанги 8, направляючих роликів 9, гідроциліндра механізму повороту штанги 10, гідророзподільника 11, важелів керування гідророзподільником 12, рами 13, кронштейнів кріплення гідроциліндру 14 та, 16, гідроциліндра запірного механізму 15, гумового ущільнення 17, гумового конуса 18, ролика 19 та напірного шлангу 20.

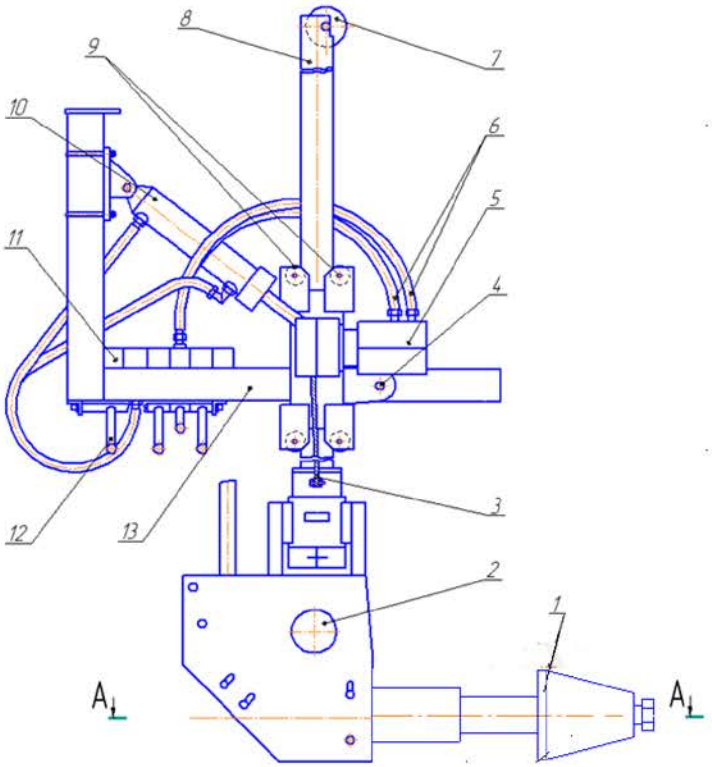


Рис. 2.а. Робоче обладнання машини для гідравлічного випробування напірних трубопроводів МВТ-10: 1 - насадка із змінним діаметром по довжині; 2 - гідродвигун подачі напірного шлангу; 3 - канат механізму підйому-опускання штанги; 4 - шарнір повороту штанги; 5 -

гідродвигун механізму підйому-опускання штанги; 6-масляні трубопроводи; 7 – направляючий ролик блочної системи;

8 – штанга телескопічна; 9 - ролик направляючий; 10-гідроциліндр механізму повороту штанги; 11 - гідророзподільник; 12 - важіль керування гідророзподільником; 13 – рама

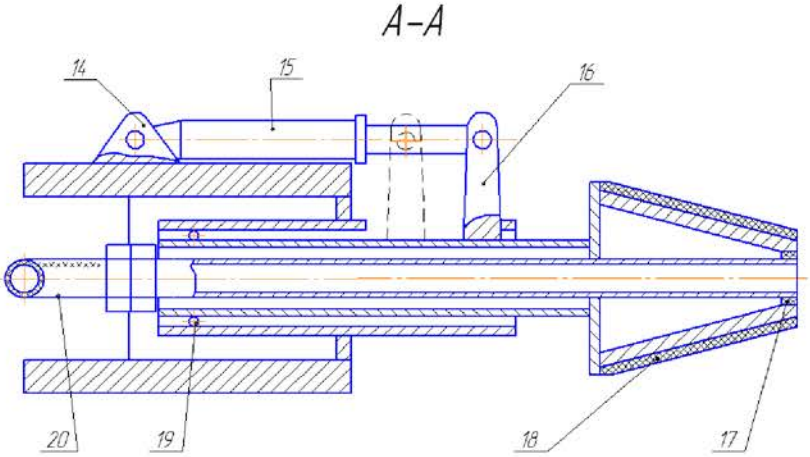


Рис. 2.б. Робочий орган машини для гідравлічного випробування напірних трубопроводів МВТ-10 (переріз А-А на рис. 2. а): 14, 16 - кронштейни кріплення гідроциліндру; 15 - гідроциліндр запірного механізму; 17- гумове ущільнення; 18-гумовий конус; 19 - ролик; 20 - напірний шланг

Машина працює наступним чином.

За допомогою вакуум-компресора 10 в цистерні 9 (рис. 1) створюється розрідження й остання заповнюється водою через водозабірний рукав (на рисунку не показаний).

Далі машина направляється до місця випробовувань.

Вона розміщується перпендикулярно до осі траншеї з напірним трубопроводом. Оператор вручну переводить барабан 15 в робоче положення (рис. 1.б). Після цього за допомогою пульта керування 18, керуючи гідроциліндром механізму повороту штанги 10 (рис. 2.а) та гідроциліндром механізму орієнтації робочого обладнання 17 (рис. 1.а, б) штанга підйому-опускання робочого органу 16 переводиться в робоче (вертикальне) положення. Далі за допомогою механізму підйому-опускання, який складається з канату механізму підйому-опускання штанги 3, гідродвигуна 5 та блочної системи 7 (рис. 2. а) штанга

опускається на необхідну глибину. Далі насадка центрується відносно поздовжньої осі напірного трубопроводу за допомогою орієнтовно-подаючого пристрою 17 (рис. 1.а). За допомогою гідроциліндру запірного механізму 15 (рис. 2.б) насадка 1 (рис. 2. а) запресовується у трубопровід.

Після виконання підготовчих операції вмикається насос високого тиску і відбувається наповнення трубопроводу рідиною.

Виконання насадки у вигляді конуса зі змінним діаметром по довжині дозволяє проводити випробовування напірних трубопроводів різноманітних типорозмірів.

При випробуваннях трубопроводів великих діаметрів машина здійснює поетапне заповнення ділянки трубопроводу, що підлягає випробуванням.

Управління робочими органами здійснюється з пульта управління при включенні гідророзподільника трактора Т-150К.

Обслуговуючий персонал – оператор та тракторист.

Ємність цистерни – 10м^3.

Отже, розроблена технологія та конструкція машини дозволяє проводити гідравлічні випробовування напірних трубопроводів різноманітних типорозмірів не залежно від місця та глибини їх залягання без застосування затрат ручної праці.

Перелік посилань

1. ДБН В.2.5-74:2013 Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування

2. Благодарна Г. І. Водопостачання та водовідведення. Конспект лекцій / Г. І. Благодарна, І. О. Гуцал. – Харків: ХНАМГ, 2009. – 101 с.

3. Кравченко В.С. Водопостачання та каналізація / В.С. Кравченко. – К.: Кондор, 2003. – 288 с.

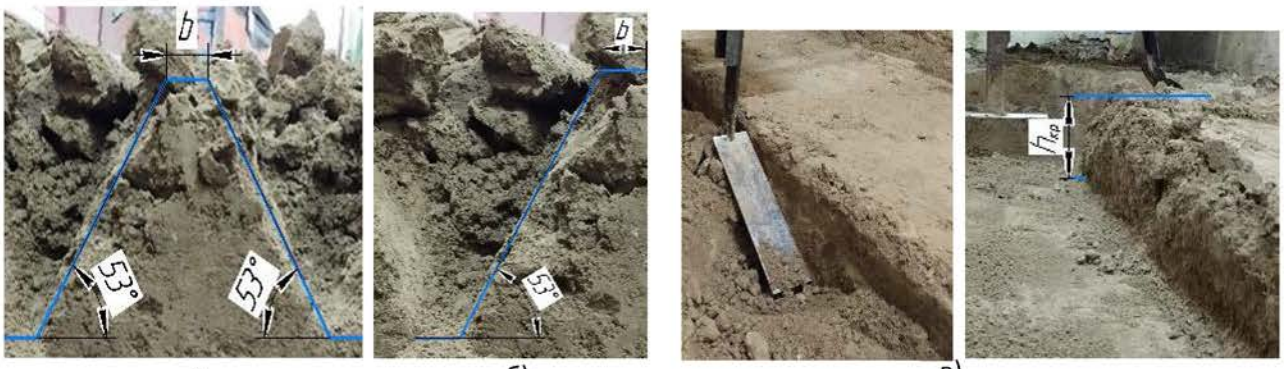
4. Обгрунтування та дослідження технологічних параметрів процесу гідродинамічного промивання дренажних трубопроводів / О. А. Сиротинський, Н. М. Прокопчук, С. Л. Форсюк [та ін.] // Вісник НУВГП. Технічні науки : зб. наук. праць. – Рівне : НУВГП, 2013. – Вип. 4(64). – С. 251-259

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ЗУСИЛЬ РІЗАННЯ ҐРУНТУ ВІДНОСНО РІЗНИХ УМОВ

Степанюк Б.І., студент
Форсюк С.Л., асистент
Лук'янчук О.П., к.т.н., доцент
Національний університет водного господарства та природокористування

У процесі роботи землерийного обладнання велика частина енергії витрачається на копання ґрунту – його різання і заповнення робочого органу або переміщення по робочому органі. Рішення проблеми зниження енергоємності процесу розробки ґрунту і створення більш ефективних робочих органів можливе на основі аналізу і лабораторних досліджень процесу, що відбувається при взаємодії робочих органів з ґрунтом [1…7].

Після аналізу теорій доцільно провести лабораторні дослідження. Лабораторні дослідження проводились на грунтовому каналі кафедри "Будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання" НУВГП. Грунтовий канал представляє собою бетоновану місткість прямокутного перерізу з розмірами 10×1,8×1,5 м, заповнену розпушеним і ущільненим твердим супіском вологістю (ω) 14%. За числом ударів щільноміра ДорНДІ ($C_{уд}$) 4-удари ґрунт 1 категорії, щільність ґрунту (ρ) 1,9-2 г/см^3, кут розвалу зони розпушення (ϒ) 53°, кут різання ($\alpha_р$) 30°, швидкість розробки ґрунту незмінна. Дослідне обладнання та умови в яких проводились досліди представлені на (рис. 1,2).



а) б) в)

Рисунок 1 - Умови які були підготовленні для: а) вільного; б) напівблокованого різання; в) асиметрично блокованого.

Для коректного проведення експерименту з визначення зусиль які виникають при різанні ґрунту та підтвердження залежності відносного зусилля ($\Delta P=(P_x/P_{блок.})*100$) (де P_x- зусилля різання різними способами; ($P_{блок.}$)- зусилля блокованого різання) від співвідношення (b/h) (b/h=0,25; 0,5; 1) в блокованих, напівблокованих, вільних, асиметричноблокованих умовах з метою дотримання докритичноглибинних умов роботи для всіх варіантів, глибину різання приймаємо рівною найменшій з сукупності критичних глибин при найменшому співвідношенні (b/h=0,25) у наявному ґрунті (h=0,1м).

Тензенометричним візком має такий загальний вигляд (рис. 3): на рамі візка установлена навісна рамна конструкція, на її лобовій пластині закріплюється експериментальний орган який через систему важелів діє на динамометр.

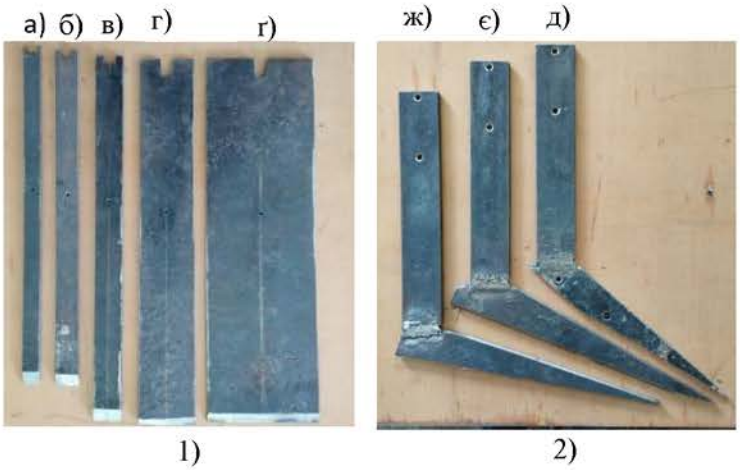


Рисунок 2 - Дослідне обладнання:
1) - дослідні змінні лемеші з шириною різання: а) b=0,02 м; б) b=0,025 м; в) b=0,05 м; г) b=0,1 м; ґ) b=0,2 м.
2) - дослідні змінні стояки з кутом нахилу (α_p):д) α_p=40 °; є) α_p=30 °; ж) α_p=20 °.

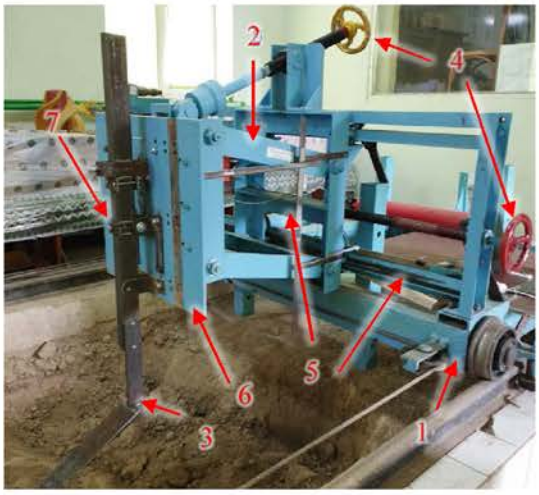


Рисунок 3 - Загальний вигляд грунтового каналу з тензенометричним візком та дослідним обладнанням:
1-рама візка; 2-навісна рама; 3-робочій орган; 4-маховики ручного пересування навісної конструкції в горизонтальному та вертикальному напрямку; 5-шкали для корегування позиції; 6-лобова пластина; 7-система важелів.

В процесі проведення експерименту з динамометра отримано цифровий масив даних, який підлягає статичному аналізу, на основі якого будуються відповідні графіки залежності (рис. 4,5).

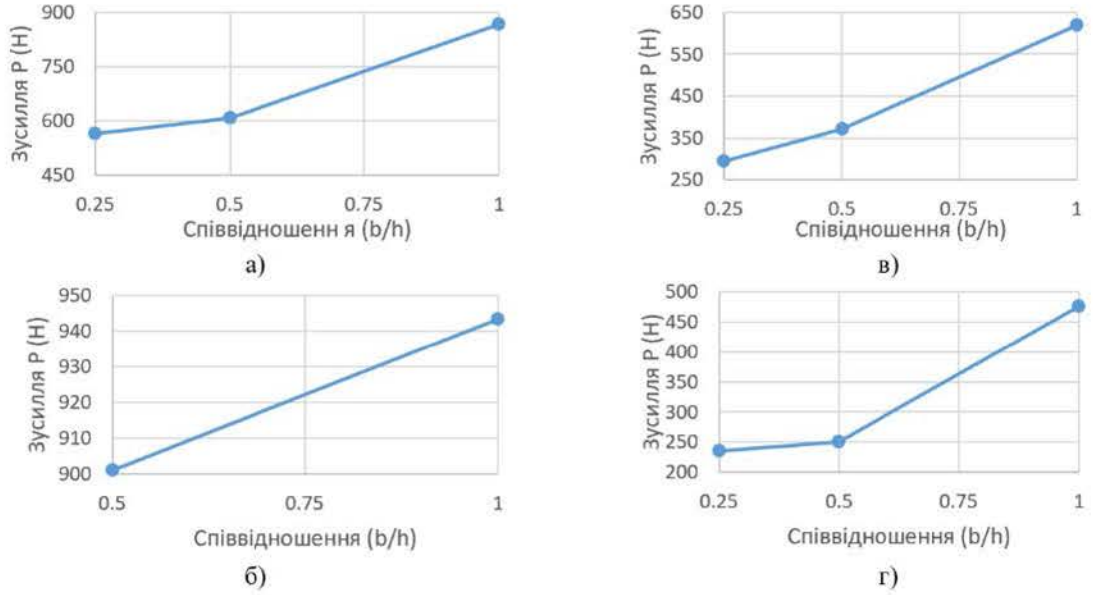


Рисунок 4 - Залежність зусилля різання ґрунторозробних органів від співвідношення ширини лемеша (b) до глибини (h) за різними способами різання:
а) блоковане; б) асиметричноблоковане; в) напівблоковане; г) вільне

До 10 секунди режим не стабільний, тому він невраховується в розрахунках. При дослідженні асиметричноблокованого різання для співвідношення b/h=0,25 ріжучій елемент працює на закритичній глибині, тому ці дані невраховуються і відсутні на графіку (рис. 4 б).

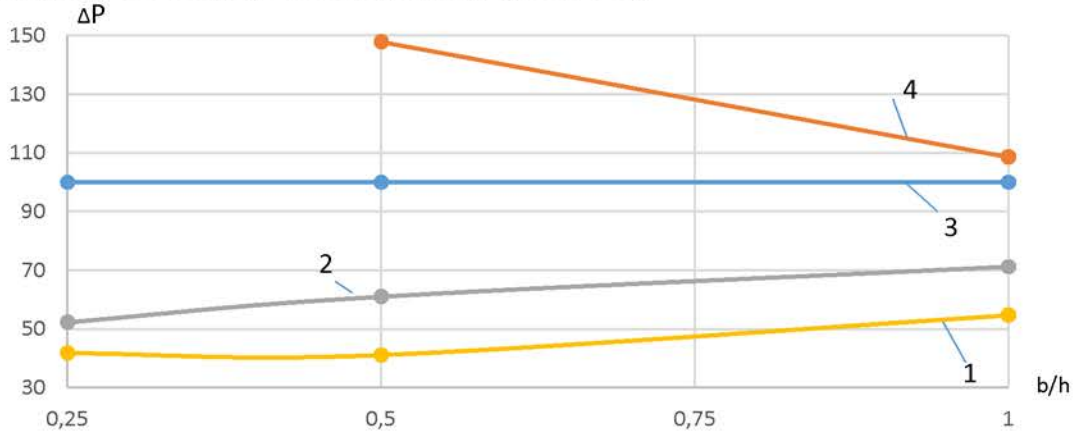


Рисунок 5 - Залежності відносного зусилля різання (ΔP) до співвідношення (b/h)різними способами різання: 1)- вільне; 2)- напівблоковане; 3)- блоковане; 4)- асиметричноблоковане.

Як видно із графіка (рис. 5), що при розпушуванні твердого супіску 1 категорії на глибину (h=0,1 м) з вологістю ґрунту (ω=14%). При співвідношенні (b/h=0,25) зусилля що виникають на загальне зусилля різання, що виникає при блокованому різані на 41,8% складається з лобового зусилля ($P_{лоб.}=P_{віл}$) і 58,2% з опору ґрунту руйнуванню в бічних розширеннях прорізу ($P_{біч.}=P_{блок.}-P_{віл}$). При співвідношенні (b/h=0,5) зусилля лобового опору ножа від загального зусилля складатиме 41,1% а при (b/h=1) загальне зусилля різання складатиме 58,9% ($P_{лоб.}$) лобового опору ножа і 45,3% з ($P_{біч.}$) опору ґрунту руйнуванню в бічних розширеннях прорізу. Можна зробити такий висновок згідно (рис. 5) при збільшенні ширини леміша вплив глибини на загальне зусилля невелюється.

Список використаних джерел

1. Критичноглибинні двоярусні розпушувачі / Кравець С.В., Скоблюк М.П., Стіньо С.В., Зоря Р.В. Рівне, 2018. 236с.
2. Машини для землерийних робіт / Хмара Л.А.. та ін. Рівне-Дніпропетровськ-Харків 2010р. 576с.
3. Кравець С. В., Супонєв В. М., Гапонов О. О. Визначення критично глибинних сил різання ґрунтів та енергоємності ланцюгово-скребкових траншейних екскаваторів. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету* : зб. наук. пр. 2021р. Харків: ХНАДУ, 2021.
   вип. 92, т. 1. 192–199с.
4. Кравець С. В. Теорія руйнування робочих середовищь. Рівне,2008р. 123с.
5. Кравець С.В. , Бундза О.З., Супонєв В.М., Гапонов О.О. Визначення довжини лемеша та сили різання ґрунту різцями (зубами) траншейних екскаваторів. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*: зб. наук. пр. 2020р. Харків: ХНАДУ, 2020
   вип.88, т.2. 78-85с.
   DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.88.2.78.
6. Кравець С.В., Нечидюк А.А., Косяк О.В. Машини для прокладання підземних комунікацій (наукові основи створення). Рівне, 2018р. 271с.
7. Лук'янчук О.П., Степанюк Б.І. Визначення співвідношення зусиль за різними видами різання ґрунту в багатоелементних робочих органах. *Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем* Четверта всеукраїнська наук.- тех. інтернет-конференція, 26-27 квіт. 2023 р. Рівне: НУВГП, 2023 с. 43-46.

РОЗРОБКА ІМІТАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЛАБОРАТОРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗНОСУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН

Демець М.В., студент
Науковий керівник к.т.н., доцент Щукін О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Під час роботи будівельних і дорожніх машин, на прикладі землерийно-транспортних машин (ЗТМ), спостерігається постійний вплив на їх робочі органи середовища, яке розробляється. Вони сприймають значні ударні навантаження та швидко зношуються, в результаті чого машина стає непрацездатною [1]. Тому виникає задача підвищити ударну в'язкість і зносостійкість ножів автогрейдера.

Існує багато різноманітних способів значно збільшити зносостійкість ріжучих елементів [2]. Однак, для того щоб оцінити вплив на знос того чи іншого способу необхідно розробити малогабаритну лабораторну установку, яка дозволить в найкоротший час провести експрес-випробування елементів ЗТМ, наприклад, ножів автогрейдера.

В основу запропонованого конструкторського рішення було поставлено завдання вдосконалення способу випробовування на знос робочих органів ЗТМ, у якому завдяки застосування спеціального фіксуючого пристрою – вилки, виникає можливість досліджувати знос реальних ріжучих елементів в абразивному середовищі та максимально наблизити умови дослідження до умов експлуатації робочих органів ЗТМ за рахунок варіювання розмірами абразивних частинок та складом робочого середовища.

Поставлена мета досягається переважно завдяки тому, що до металоконструкції запропонованої установки приєднується завантажувальний бункер, у якому на осі закріплюється вилка, що служить пристроєм для утримання фрагментів реальних робочих органів.

Зважаючи на це, нами була запроектована і виготовлена експериментальна установка (рис. 1), яка складається з електродвигуна 1, вал якого за допомогою муфти 2 сполучений з вихідним валом черв'ячного редуктора 3. Останній за допомогою муфти 4 з’єднується з тихохідним валом, на якому кріпиться вилка 6 для встановлення фрагмента ножа 7. Вилка із закріпленим на ній ножем знаходяться в завантажувальному бункері 5 та обертається в сипкому абразивному середовищі. Число обертів ножа складає 60 об/хв. Час роботи установки, як показали пошукові випробування, повинен складати не менше 50 годин в залежності від категорії ґрунту.

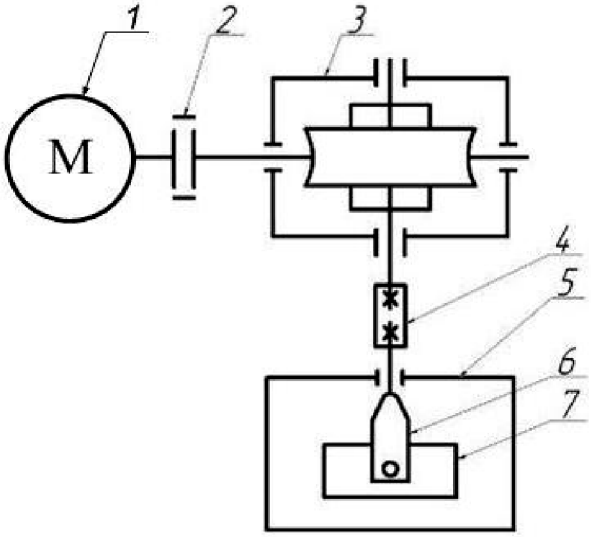


Рисунок 1. Кінематична схема експериментальної установки

Дана установка імітує реальну роботу ножа і дозволяє випробовувати його фрагмент в умовах сухого абразивного середовища з використанням широкого спектру різноманітних ґрунтів. До того ж вона дає можливість отримати рівномірний знос по всій поверхні деталі, при цьому забезпечується відсутність глибоких виривів і подряпин на її поверхні. Випробування цієї установки показало можливість використання її для подальших досліджень.

Висновки:

1. Знос ріжучих елементів ЗТМ є однією з основних причин втрати їх працездатності.

2. Розроблена експериментальна установка дозволяє дослідити знос фрагментів ріжучих елементів ЗТМ в різноманітному робочому середовищі, що дає можливість обґрунтувати будь-які заходи щодо підвищення зносостійкості їх ріжучих кромок.

Література

1. Щукін О.В. Закономірність зміни ресурсу різальних елементів автогрейдерів / О.В. Щукін, Є.С. Венцель / Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – 2016. – №73. – С. 245–249.

2. Венцель Е.С. Повышение износостойкости рабочих органов землеройно-транспортных машин : монография / Е.С. Венцель, А.В. Щукин. – Харьков, 2015. – 106 с.

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

АСПЕКТИ РОЗРАХУНКІВ КАНАТНИХ БАРАБАНІВ

Гуков О., студент
Науковий керівник д.т.н., проф.. Фідровська Н.М..
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розрахунки міцності кранових барабанів базуються на рішенні Ламе 1852 [1] року, яке отримано для навантаження товстостінної нескінченої труби, що зовсім не відповідає розмірам канатних барабанів, які можна віднести до тонкостінних оболонок, які під дією зовнішнього тиску можуть втратити не міцність, а стійкість.

Наближені розрахунки барабанів вантажопідіймальних машин часто виявляються недостатніми. Головним недоліком формул, які застосовуються для розрахунків канатних барабанів, являється недооцінка міцності циліндричної оболонки барабана, і в наслідок цього, більша металоємкість.

При контакті каната і барабана між ними виникають сили тертя, які необхідно враховувати при розрахунках як каната, так і барабана. Досить часто при цьому використовують залежність Ейлера, отриману для тертя нитки по шківу. При цьому, як правило, не обмежують область застосування цієї формули і наводять деякі моменти, які суттєво впливають на формування сил тертя між гнучким органом та поверхнею, яка огинається.

Але канат представляє собою досить складну пружну систему, яка в значній мірі відрізняється від нерозтягненої нитки. Для врахування пружних і геометричних властивостей каната і барабана вводимо поправочний коефіцієнт к [1]

$$k = \frac{E_k d_k}{E_b \sqrt{R\delta}} \tag{1}$$

де d_k - діаметр каната;

E_k, E_b - модулі пружності відповідно каната і барабана;

R - радіус барабану;

δ - товщина стінки барабану.

Тоді натягнення канату буде змінюватися за слідуючим законом

$$T = T_0 e^{-k\mu\alpha} \tag{2}$$

де T_0 -натягнення канату в точці сходу з барабана;

μ - коефіцієнт тертя:

α - кут навивки каната на барабан.

Підставляючи цю формулу в систему рівнянь Кірхгофа для елементу каната, навитого на барабан, можна отримати осьову і поперечні сили і нормальне навантаження в залежності від геометричних і пружних властивостей каната і барабана.

Напруження стиску, яке виникає в оболонці канатного барабану, визначають за формулою Ламе, яка була виведена для безкінечної товстостінної труби. Наближенність цієї формули для випадку канатних барабанів очевидна, тому що вона не враховує ні довжини барабана, ні напруження біля лобовин та ребер жорсткості. Крім цього, враховуючи змінність натягу каната в результаті його пружності та дії сил тертя, зрозуміло, що тиск на барабан не може бути постійним.

Використовуючи енергетичний метод рішення варіаційної задачі для циліндричної оболонки, розроблений С.Н.Каном, відмовившись від двох прийнятих ним гіпотез про відсутності зсуву в

серединній поверхні і розтягненні оболонки в окружному напрямку, була отримана формула для визначення прогину оболонки барабану в залежності від жорсткості закріплення країв та нерівномірності навантаження.

$$w=\left[\cos\left(\rho\sin\varphi x\right)\left(C_1e^{\rho\cos\varphi x}+C_2e^{-\rho\cos\varphi x}\right)+Ae^{-k\mu\frac{l-x}{h}}\right]\cos n\phi \tag{3}$$

де

$$C_1=\frac{2+\upsilon\left(n^2-3\right)-\frac{4\pi^2k^2\mu^2R^2}{h^2}}{J_0R}\times$$

$$\times\left[e^{-\rho}-\frac{\cos\varphi\left(1+\rho\cos2\varphi L\right)}{e^{\rho\cos\varphi L}\left(\cos\varphi L+\rho\cos2\varphi L\right)-e^{\rho\left(2-\cos\varphi L\right)}\left(\cos2\varphi L-\cos\varphi L\right)}\right]+$$

$$+\frac{4\pi^2k^2\mu^2Ae^{-k\mu\frac{L-l}{h}2\pi}}{h^2\rho\varphi^2\cos\left(\rho\sin\varphi L\right)\left[e^{\rho\cos\varphi L}\left(\cos\varphi L+\rho\cos2\varphi L\right)-e^{\rho\left(2-\cos\varphi L\right)}\left(\cos2\varphi L-\cos\varphi L\right)\right]}$$

$$C_2=\frac{\left[\frac{4\pi R^2k^2\mu^2}{h^2}-2-\upsilon\left(n^2-3\right)\right]i_m^2\left(\cos\varphi L+\rho\cos2\varphi L\right)}{J_0\,\mathrm{Re}^{-\rho\left(2-\cos\varphi L\right)}\left(\cos\varphi L+\rho\cos2\varphi L\right)}$$

В навчальних посібниках, монографіях, довідниках розрахунки на

стійкість канатних барабанів базуються на дослідженні Р.Мізеса, який розглядав гладку тонкостінну трубу, краї якої вільно обпираються. Але в цьому рішенні величина критичного тиску недооцінювалась, тому що не було враховано закріплення країв і довжина оболонки, а також тиск приймався постійним по всій довжині оболонки і мав максимальне значення.

Це приводить до безпідставного збільшення товщини стінки барабана або підсилено її кільцями або ребрами.

Умова рівності робот внутрішніх і зовнішніх сил ортотропної конструкції, яка знаходиться в стані байдужої рівноваги з радіальним переміщенням [2]

$$U = \int_0^L \Gamma dx = 0 \tag{4}$$

де потенційна енергія системи на одиницю довжини

$$\Gamma = \oint BRd\varphi \tag{5}$$

де

$$B = \frac{1}{2} m_\varphi \chi_\varphi + \frac{1}{2} m_{xdop} \chi_x + m_{x\varphi dop} \chi_{x\varphi} + \frac{\delta}{2} \sigma_{xdop} \varepsilon_x + \frac{\delta}{2} \sigma_\varphi \varepsilon_\varphi - m_{\varphi_0} \chi_\varphi$$

де $\left(-m_{\varphi_0} \chi_\varphi = -p_{kp} w\right)$ представляють собою потенціал зовнішніх сил, взятий з оборотним знаком.

Робота радіального навантаження p_{kp} на радіальні переміщення w дорівнює нулю, так як $\oint \cos n\varphi d\varphi = 0$. Але від навантаження p_{kp} в оболонці виникають кільцеві зусилля $\sigma_\varphi \delta = p_{kp} R$, які на радіальних переміщеннях w створюють кільцеві моменти згину $p_{kp} Rw$.

Ці моменти в свою чергу виконують роботу внаслідок зміни кривизни χ_φ.

Коефіцієнт $\frac{1}{2}$ пов'язаний з тим, що радіальні переміщення, які визначають кільцеві моменти $p_{kp} Rw$, змінюються поступово.

Підставляємо переміщення у вигляді, який був отриманий нами раніше

радіальні

$$w = f(x) \cos n\varphi$$

де

колові

$$f(x) = \cos(\rho \sin \phi x)\left(C_1 e^{\rho \cos \phi x} + C_2 e^{-\rho \cos \phi x}\right) + A e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi} \tag{6}$$

$$v=\frac{T_0\,\mathrm{Re}^{-k\mu\frac{l-x}{h}2\pi}}{E\delta}\left(\sin\gamma-\upsilon\cos\gamma\right)\left(\varphi-\pi\right)-\frac{f\left(x\right)\sin n\varphi}{n} \tag{7}$$

$$u=\frac{T_o\left(1-\upsilon^2\right)he^{-k\mu\frac{l-x}{h}2\pi}}{2\pi k\mu E\delta}\left[\cos\gamma-\frac{\upsilon}{1-\upsilon^2}\left(\sin\gamma-\upsilon\cos\gamma\right)\right]\left(e^{k\mu\frac{2\pi x}{h}}-1\right) \tag{8}$$

Тоді

$$\Gamma=\frac{\pi D}{2R}\left\{\left[\frac{\left(n^2-1\right)^2}{R^2}+\frac{24\left(1-\upsilon^2\right)}{\delta^2}\right]f^2\left(x\right)-2\upsilon\left(n^2-1\right)\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}f\left(x\right)\right\}+$$
$$+\frac{\pi D}{2R}\left[R^2\left(\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}\right)^2+\left(1-\upsilon\right)\frac{\left(n^2-1\right)^2}{n^2}\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2-\frac{R^2p_o}{D}e^{-k\mu\frac{l-x}{h}2\pi}f\left(x\right)\right]$$
$$+\frac{\pi R^3\delta p_o^2\left(1-\upsilon^2\right)e^{-k\mu\frac{l-x}{h}2\pi}}{2E}\left[\cos\gamma-\frac{\upsilon}{1-\upsilon^2}\left(\sin\gamma-\upsilon\cos\gamma\right)\right]^2 \tag{9}$$

Перелік посилань

1. . Фидровская Н.Н. Напряженное состояние оболочки канатных барабанов.-Хургада, Египет: Сб.трудов V111 междунар.научно-техн. конфер. «Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов», 2009.-с.35-36.
2. Фідровська Н.М., Григоров О.В. Уточнений розрахунок канатного барабана на стійкість. .-Харків:Машинобудування.-Зб. наук. праць УІПА.-№7-8.-с.32-38..

ВПЛИВ ДІАМЕТРУ КАНАТНОГО БЛОКУ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ КАНАТУ

Караван Р., аспірант
Науковий керівник д-р техн. наук, професор Фідровська Н.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Канатні блоки є невід'ємною частиною механізму підйому. Підвищення довговічністі каната являється досить актуальною задачею сучасного кранобудування.

Основною причиною зносу каната являється його перегини на блоках.

Умови роботи канату на блоці залежить від співвідношення діаметрів блока і каната. Чим більше діаметр блока, тим менше поперечне навантаження каната при згині і менше відносне переміщення дротинок і пасма, і відповідно, зменшується знос каната.

Крім параметру D /d зносостійкість каната залежить від форми ручію блока. Чим більше радіус кривизни r ручаю наближається до радіусу перетину каната, тим більш щільним стає контакт між канатом і блоком, канат отримує більшу опорну поверхню і напруження в контакті зменшуються. З другого боку, більш щільне заповнення ручаю канатом повинно приводити до збільшення зносу дротинок, так як збільшуються переміщення дротинок відносно блоку.

При профілюванні ручаю блока треба враховувати, що діаметр нового каната може відрізнятися від номінального у межах + 6%, -2 %, витягнення каната під навантаженням зменшує діаметр його на 3 -5 %. Тому за основу прийнято співвідношення $r = (0,52 - 0,53)d$.Щодо

інших параметрів профілю ручаю, то можливо прийняти $2\beta = 40° - 45°$ і значення $h/d = 1,6 - 2,0$.

Б.С.Ковальський [1] рекомендував для визначення діаметру блоку таку залежність: $D = ABC\left(d + E\frac{\delta}{a}\right)$, де А визначається за формулою $A = 0,2\sqrt[3]{N}$ (рис. 1).

Розглянемо приклад $S_{\max} = 31123H$, $d_k = 17,5 мм.$ канат ЛК-3 6х25, 4м.

Вибираємо діаметр блоку і барабану за нормативними даними $D = ed_k = 25 \cdot 175 = 437,5 мм$.

За формулою Ковальського:

$$D = ABC\left(d_k + 0,25\frac{S}{d_k}\right) = 10 \cdot 1 \cdot 1\left(17,5 + 0,25\frac{31123}{9,81 \cdot 17,5}\right) = 628 мм$$

де С при $\frac{r}{d} = \frac{10}{17,5} = 0,57$ за графіком 2 приймаємо 1. А=10 приймаємо з графіку 1. Маємо для $N = 150000$ циклів.

Як бачимо, нормативне значення діаметра блока і барабана відрізняють від рекомендованого Б.С.Ковальським на 30%.

Визначимо довговічність канату при цьому діаметрі блоку.

$$A = \frac{D}{BC\left(d_k + 0,25\frac{S}{d_k}\right)} = \frac{437,5}{1\cdot 1\cdot\left(17,5 + 0,25\frac{31123}{9,81\cdot 17,5}\right)} = 6,97$$

Цьому значенню А відповідає довговічність у 5000 циклів.

Висновок. Як бачимо з розрахунку, довговічність канату вибраного за нормативними, даними зменшується в 3 рази.

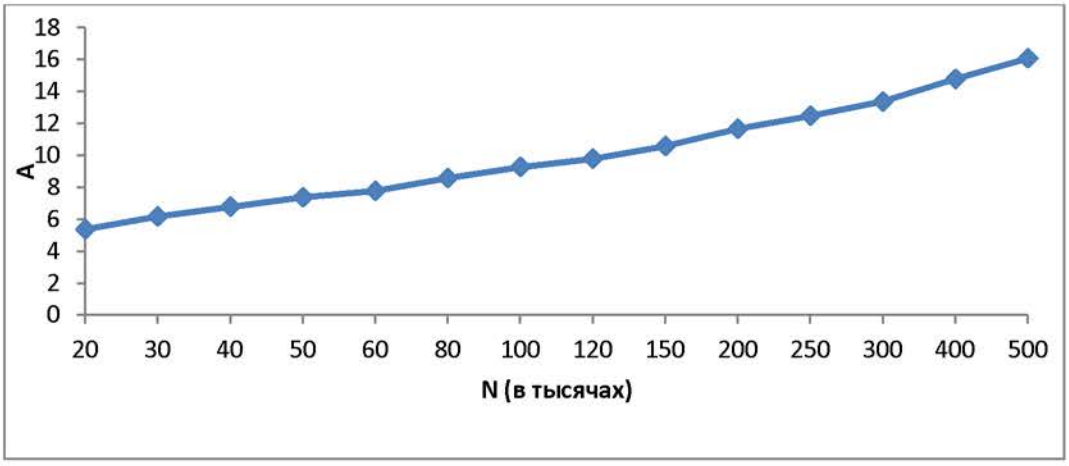


Рис. 1 – Залежність коефіцієнта А впливу перегинів канату на блоках за час роботи.

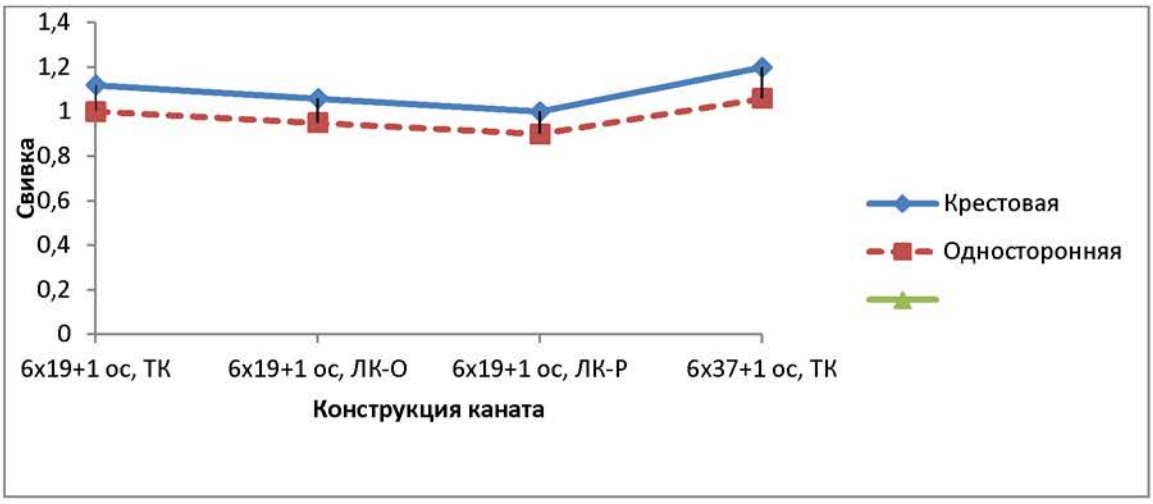


Рис.2 – Коефіцієнт В враховуючий вплив конструкції на канат

Рис 3 – Коефіцієнт С враховує вплив радіусу кривизни ручія блоку або канавки барабану.

1.Ковальский Б.С.Потери на блоках канатных полиспастов // Вестник машиностроения. 1965.- №10.- С.34-37.

2. Фідровська Н.М. Вплив канатних блоків на довговічність канатів / Н.М.Фідровська, О.С.Писарцов // - Науковий вісник будівництва №3(77). Харківський національний університет будівництва та архітектури. 2014. –С107-109.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТИСКУ, ЩО ВИНИКАЄ НА ПОВЕРХНІ ЦИЛІНДРА В РЕЗУЛЬТАТІ НАКРУЧУВАННЯ КАНАТУ ЗА ДОПОМОГОЮ ІНТЕРЛІНАЦІЇ ФУНКЦІЙ.

Лущенко А., аспірант

Науковий керівник д-р техн. наук, професор Фідровська Н.М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Теорія інтерлінації функції $f(x,y)$ дозволяє обчислювати наближені значення цієї функції у довільній точці (x,y) за допомогою слідів цієї функції $g_j(x,y)\big|_{\Gamma_j} = f(x,y)\big|_{\Gamma_j}, j=\overline{1,M}$ на деякій системі ліній $\Gamma_j, j=\overline{1,M}$.

Оператори інтерлінації знаходять широке застосування в теорії наближення функції багатьох змінних, при побудові наближених розв'язків крайових задач для диференціальних рівнянь з частинними похідними у випадку областей складної форми, при розв'язанні плоскої задачі комп'ютерної томографії , в цифровій обробці багатовимірних сигналів тощо. Характерною особливістю операторів поліноміальної, тригонометричної та сплайн – інтерліниції є їх висока точність, обумовлена тим, що оператори сплайн-інтерлінації використовують нескінчену кількість значень наближуваної функцій у точках ліній інтерлінації, у той час, як класичні оператори поліноміальної, тригонометричної та сплайн – інтерполяції використовують лише скінчену кількість окремих значень функції в точках інтерполяції. При формулюванні задачі побудови операторів інтерлінації , як правило вважається що лінії інтерлінації $\Gamma_j, j=\overline{1,M}$ задані на площині. У той же час існують задачі, у яких лінії інтерлінації розміщені у просторі. Для

таких задач відомі формули для операторів інтерлінації не можна застосувати безпосередньо. Тому актуальною є задача побудови та дослідження операторів інтерлінації функції трьох змінних $f(x,y,z)$ на системі ліній, розміщених у просторі. В роботі [1] досліджувалась інтерлінація функцій трьох змінних на системі перетин них прямих, паралельних осям координат. У данній роботі ставиться і розв'язується наступна задача : функції трьох змінних $f(x,y,z)$ задана своїм слідом на гвинтовій лінії $\Gamma : x = R\cos t, y = R\sin t, z = ht, 0 \le t \le 2\pi n$, розміщеній на поверхні циліндра радіуса R У випадку, якщо функція від трьох змінних f(x,y,z) задана в точках циліндра радіуса R, вісь якого збігається з віссю Oz, то на поверхні цього циліндра функція f(x,y,z) , буде функцією лише двох змінних (z,φ):

$$f(R\cos\varphi, R\sin\varphi, z) = F(z,\varphi)$$

Якщо ця функція від (z,φ) задана лише в точках гвинтової лінії Г: $(x=R\cos\varphi, y=R\sin\varphi, z=\frac{h\varphi}{2\pi})$, $0 \le \varphi \le T$, то найбільш простим методом відновлення цієї функції в інших точках, які не належать гвинтовій лінії, природно вважати метод, який для кожного значення $\varphi \le 2\pi$ відновлює функцію за формулами інтерлінації або апроксимації, що використовують сліди

$$F\left(\varphi, \frac{h(2\pi k+\varphi)}{2\pi}\right), k=0,1,\ldots n, \quad 0 \le \varphi \le 2\pi$$

Таким чином, наближуюча формула може мати вигляд:

$$L^n(z,\varphi) = \sum_{k=0}^{k=n} F(h(2\pi k+\varphi),\varphi) * l_k(z)$$

Де $1^k(z)$ може бути, наприклад, поліномами Лагранжа

$$1^k(z)=\prod_{i=0,i\neq k}^{i=n}\frac{z-h(\varphi+2\pi k}{h\left[2\pi(i-k)\right]},$$

або яким-небудь сплайном.

Зокрема, якщо сплайн є лінійним, тобто має перший ступінь, то

$$1^k(z)=\begin{cases} 0, \text{ якщо } h\left[\varphi+2\pi\left(k+1\right)\right]\le z\le h\left[\varphi+2\pi\left(k-1\right)\right] \\ \dfrac{z-h\left[\varphi+2\pi\left(k-1\right)\right]}{2\pi h}, \text{ якщо } h\left[\varphi+2\pi\left(k-1\right)\right]\le z\le h\left(\varphi+2\pi k\right) \\ \dfrac{z-h\left[\varphi+2\pi\left(k+1\right)\right]}{2\pi h}, \text{ якщо } h\left(\varphi+2\pi k\right)\le z\le h\left[\varphi+2\pi\left(k+1\right)\right] \end{cases}$$

Де

$$x_0=r\cos t_0$$
$$y_0=r\sin t_0$$
$$z_0=mt_0$$

$$\overrightarrow{R(f)}\left\{x=r\cos t+x_0\right\}$$
$$\left\{y=r\sin t+y_0\right\}$$
$$\left\{z=mt+z_0\right\}$$

$$!t=^{t_0}=\begin{cases} x=-\left(r\sin t_0\right)t \\ y=\left(r\cos t_0\right)t \\ z=mt \end{cases}$$

$$\vec{\tau} = (m, n, p), \quad \vec{\nu}_1 = (r\cos t, r\sin t, 0), \quad \vec{\nu}_2 = \vec{\nu}_1 * \vec{\tau}$$

$$D/ \quad u(x, y, z) = \nu|_x \frac{\partial u}{\partial x} + \nu|_y \frac{\partial u}{\partial y} + \nu|_z \frac{\partial u}{\partial z}$$

$$T \mid u(x, y, z) = \tau_x \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_y \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_z \frac{\partial u}{\partial z}$$

Розглянемо систему прямокутних координат в просторі. Кожній точці M (x,y,z) ставимо у відповідність вектор $\vec{r} = \vec{i}x + \vec{j}y + \vec{k}z$ з такими ж координатами.

Векторне параметричне рівняння $r = r(t)$ дає три координатні параметричні рівняння

$$x = x(t), \quad y = y(t), \quad z = z(t)$$

Використовуючи формули Серре – Френе отримаємо формули для кривизни та кручення

$$\varepsilon = \sqrt{r''^2} = -R(i\sin\varphi + j\cos\varphi)$$

$$\chi = \frac{[r'r''r''']}{r''^2} = -\frac{R^2\left(-\vec{i}R\sin\varphi + \vec{j}R\cos\varphi + \frac{\vec{k}h}{2\pi}\right)\left(\vec{i}\cos\varphi + \vec{j}\sin\varphi\right)\left(\vec{i}\sin\varphi - \vec{j}\cos\varphi\right)}{R^2\left(\vec{i}\cos\varphi + \vec{j}\sin\varphi\right)^2} =$$

$$= -\frac{\left(-\vec{i}R\sin\varphi + \vec{j}R\cos\varphi + \frac{\vec{k}h}{2\pi}\right)\left(\vec{i}\sin\varphi - \vec{j}\cos\varphi\right)}{\left(\vec{i}\cos\varphi + \vec{j}\sin\varphi\right)}$$

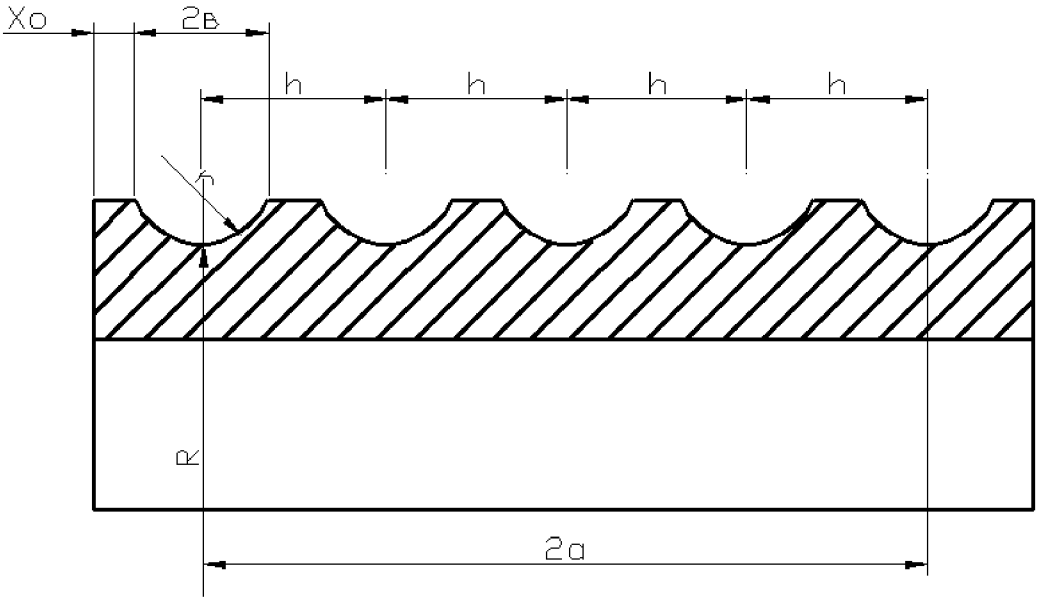


Рис.1 Поверхня профільованого барабану

Перелік посилань

1. Литвин О.М. Інтерлінація функцій та деякі її застосування О.М. Литвин.- Харків:Основа, 2002.-244 с.

2. Фідровська Н.М. Наближення функцій трьох змінних, заданих слідом на гвинтовій лінії / Н.М. Фідровська // Праці міжнародного симпозіуму «Питання оптимізації обчислень». – К.: НАН України, 2007.- С. 290.

ВПЛИВ КІЛЕЦЬ ЖОРСТКОСТІ НА НАПРУЖЕННЯ В КАНАТНОМУ БАРАБАНІ

Штода В, аспірант

Науковий керівник д-р техн. наук, професор Фідровська Н.М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Одним із основних елементів підйому, який визначає надійність роботи вантажопідіймальної машини , являється канатний барабан. Канатні барабани під дією каната, який намотується на обичайку, отримують навантаження стиску. Товщина стінки барабана визначається із розрахунків на міцність (стискуючі напруження), в окремих випадках барабан перевіряється на стійкість.

Крім напружень стиску, канатні барабани отримують ще напруження згину і кручення, але вони значно менші і, як правило, не розраховуються. Якщо при товщині обичайки, яка отримана із розрахунку на міцність, стійкість не забезпечена то вибирають один з двох шляхів: або збільшують товщину обичайки або ставлять ребра жорсткості. В першому випадку збільшується вага барабана, в другому ускладнюється технологія його виготовлення. В кранових барабанах кільце і ребра жорсткості застосовуються мало, а от в шахтних досить часто. Конструктори шахтних піднімальних машин не враховують, що ребра жорсткості викликають напруження згину в умовах достатньо великої концентрації і це приводить до появи тріщин. Про це свідчить обстеження шахтних піднімальних барабанів Донбаса і Кривбаса.

Питаннями дослідження міцності і стійкості елементів барабанів підйомних машин займались такі видатні вчені, як Б.С.Ковальський, Б.Л.Давидов, З.М.Федорова, Б.А.Морозов, Г.В.Верстаков, С.М.Зінченко та інші. Але чіткої методики розрахунку обичайки барабана, яка б враховувала всі місцеві напруження в місцях приварки кілець і ребер жорсткості, до теперішнього часу немає.

Напруження у зварних швах можна визначити по формулі [1]

$$\sigma = \frac{M_x}{W} + \frac{Q_x}{F} = \frac{6M_x}{c^2} + \frac{Q_x}{c} \qquad (1)$$

де M_x – згинальний момент в зоні шва

Q_x – поперечне навантаження

с – катет шва

Розглянемо випадок навантаження обичайки барабана в зоні кільця жорсткості (рис. 1)

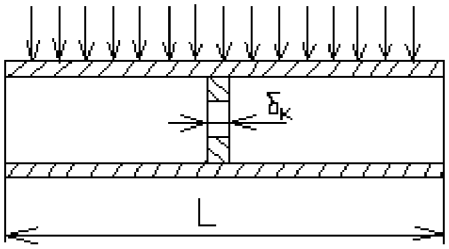


Рис. 1. Розрахункова схема

Згинальний момент визначаємо по формулі [2]

$$M_x = \frac{p_0 \Phi_2(x)}{4\beta^2} \tag{2}$$

де P_o – максимальне навантаження обичайки від дії каната

$$\Phi_2(z) = \varphi_0 e^{-\beta x} + (1-\varphi_0) e^{-\beta x} \cdot \frac{[2\beta x(\cos\beta x - \sin\beta x) + 2\sin\beta x + \cos\beta x]}{4}$$

$$\beta = \frac{1{,}285}{\sqrt{R\delta}} \tag{3}$$

де R – радіус барабана

δ – товщина обичайки барабана

φ_0 – коефіцієнт зміни навантаження

Коефіцієнт зміни навантаження враховує пружні властивості каната і барабана, він оцінюється різними авторами по-різному, найбільш часто приймається значення 0,75 – 0,9.

Із умови рівності прогину стінки біля кільця жорсткості і стискування кільця знаходимо силу Q_x [1]

$$Q_x = \frac{У_x}{\frac{1}{B} + \frac{\beta}{2K}} \tag{4}$$

$$B = \frac{E\delta_k\left(1-\frac{r^2}{R^2}\right)}{R\left[1-\nu+(1+\nu)\frac{r^2}{R^2}\right]}$$

де

де $\delta_к$ – товщина кільця,

E – модуль пружності матеріалу кільця,

r – внутрішній радіус кільця,

ν – коефіцієнт Пуассона,

де [2] $$k = \frac{E_\delta \delta}{R^2}$$

$$У_x = \frac{P_0 \Phi_1(x)}{2k}, \quad (5)$$

де

$$\Phi_1(x) = \varphi_0\left(2 - e^{-\beta x}\cos\beta x\right) + (1-\varphi_0)e^{-\beta x} \cdot \frac{\left[2\beta x(\sin\beta x - \cos\beta x) + 2\cos\beta x + \sin\beta x\right]}{4} \quad (6)$$

$$\varphi_0 = (1+\varepsilon)^{-\frac{1}{2}}$$

де $$\varepsilon = \frac{E_k}{E_b t} F_k$$

де $E_к$ – модуль пружності каната на розтягнення

$F_к$ – площа переріз каната

t – крок навивки каната

E_b -модуль пружності матеріала барабана

Підставляємо вирази (2) і (4) в рівняння (1) і отримаємо

$$\sigma = \frac{6P_o\Phi_2(x)}{4\beta^2c^2} + \frac{P_0\Phi_1(x)}{\left(\frac{2K}{B}+\beta\right)c} = \frac{P_o}{c}\left(\frac{6\Phi_2(x)}{4\beta^2c} + \frac{\Phi_1(x)}{\frac{2K}{B}+\beta}\right) \quad (7)$$

Розглянемо приклад якщо натяг каната T = 40000 Н, розміри барабана R = 250 мм, δ = 15 мм, t = 22 мм, $\delta_к$ = 12 мм, r = 200 мм, c = 7 мм, l = 500 мм, $d_к$ = 15,5, $E_к = 85 \cdot 10^3$ МПа, $F_к$ = 88,9 мм^2, $E_\delta = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа.

Навантаження P_o визначаємо за формулою

$$P_o = \frac{T}{Rt} = \frac{40000}{250 \cdot 22} = 7{,}27 \frac{H}{мм^2}$$

Напруження у зварному шві буду становити

σ = 31,035 МПа

Напруження стиску в обичайці барабана визначаємо по формулі

$$\sigma = \frac{T}{R\delta} = \frac{40000}{250 \cdot 15} = 10{,}7 МПа$$

Як бачимо, напруження у зварному шві перевищує напруження стиску від зовнішнього навантаження, це підтверджує шкідливість установки кілець та ребер жорсткості в канатних барабанах. Значна концентрація напружень в зоні зварного шва викликає появу тріщин, що приводить до зупинки піднімальної установки, яка потребує ремонту.

Перелік посилань

1. Ковальський Б.С., Кожин С.В., «Барабаны грузоподьемных машин». Харьков ХВКИУ, 1969, 164 с.
2. Ковальський Б.С., Фидровская Н.М. «Расчет нагрузок стенки канатного барабана. Подъемно транспортного оборудования. Респ. Метод научн.-техн. Сб. 1984 вып. 15 с. 14-17.

НАВАНТАЖЕННЯ В КРАНОВИХ РЕЙКАХ

Перевозник І.А, аспірант
Науковий керівник д-р техн. наук, професор Фідровська Н.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Навантаження ходових коліс викликає згин і кручення кранових рейок. В інженерній практиці обмежуються розрахунком рейок на згин в вертикальній площині та на місцевий стиск. Неповноту врахування напруженого стану компенсують зниженням допустимих напружень або відповідним збільшенням розрахункових навантажень. Міцність і зносостійкість рейок визначається напругами в місцях передачі навантаження від коліс на рейку і напругами, які виникають при згині і крученні під дією нормальних, подовжніх і поперечних навантажень.

Напружений стан рейки залежить також від метода укладки на балках і на фундаментах (на прокладках, на шпалах або з спиранням підошви по всій довжині).

Якщо рейка спирається по всій довжині на масивний фундамент (рис.2.1,а), то в перерізі рейки, який знаходиться на відстані x_1, x_2 від тиску ходових коліс P_1, P_2 момент згину визначиться за формулою

$$M = \frac{1}{4\phi}(P_1\varphi_1 + P_2\varphi_2 + ...), \qquad (1)$$

де

$$\varphi = e^{-\beta x_i}(\cos\beta x_i - \sin\beta x_i), \qquad (2)$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{kB}{4EI}},$$

де B - ширина підошви рейки,

I, E – момент інерції і момент пружності рейки.

k - модуль основи.

Тиск під підошвою рейки

$$P = \frac{\beta}{2B}(P_1\Psi_1 + P_2\Psi_2 + ...), \qquad (3)$$

де $\Psi = e^{-\beta x_i}(\cos\beta x_i + \sin\beta x_i)$.

При розрахунках приймають, що функції (2.) швидко затухають і тому можна допустити, що рейка навантажена одним колесом P_1.

Момент згину визначають за формулою

$$M = \frac{P}{4\beta}, \qquad (4)$$

а тиск

$$p = \frac{\beta P}{2B}. \qquad (5)$$

На наш погляд, це допущення являється надто грубим, воно виключає пояснення появи динамічних сил в металоконструкції мосту при русі вантажного візка.

Проведемо розрахунки. Приймаємо: $P = 250_1$ кН, $P_2 = 220$ кН, рейка марки $P-38$, $B = 114$, $I = 1222$ см^4, $W = 180$ см^3, $E = 210000$ Н/см^2; $k = 12$ Н/мм^3, $L = 20$ м.

Тоді отримаємо

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{12 \cdot 114}{21 \cdot 10^4 \cdot 1222 \cdot 10^4}} = 0{,}0034 \text{ мм}^{-1}.$$

Момент згину

$$M = \frac{250000}{4 \cdot 0{,}0034} = 18382351 \text{ Н·мм.}$$

Напруження згину в рейці

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{18382351}{18 \cdot 10^4} = 102 \text{ МПа.}$$

Тиск під підошвою рейки

$$p = \frac{0{,}0034 \cdot 250000}{2 \cdot 114} = 3{,}7 \text{ МПа.}$$

Ми проаналізували, як будуть змінюватися значення моменту згину, тиску і напружень згину при врахуванні функції φ на відстані $x = 1$ м (рис.1). Як бачимо, функції моменту згину, тиску і напружень представляють собою знакозмінні функції, які приводять до динамічних навантажень і передаються на металоконструкцію крана, викликаючи його коливання.

Для зменшення тиску під підошвою рейки він укладається на прокладки $l_n \times B_n$.

Приймаємо поправку до модуля $k\ l/t$. Тоді отримаємо

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{kB_n}{4EJ_p} \cdot \frac{l}{t}} \tag{6}$$

Тиск на основу

$$p = \frac{\beta t}{2B_n l}(P_1\Psi_1 + P_2\Psi_2 ...) \tag{7}$$

Б.М.Брауде пропонував момент згину визначати як сумарний моментів в балці на пружній основі і в балці прольотом із защемленими кінцями

$$M = \frac{P}{4\beta} + \frac{Pe}{8} = \frac{P}{4\beta}(1 + \frac{\beta e}{2}) .$$

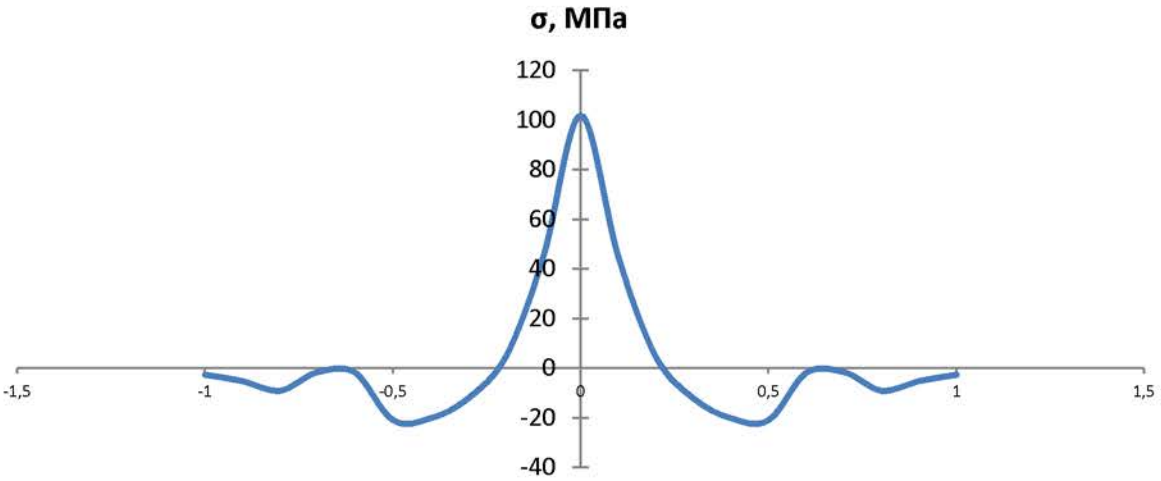


Рисунок 1. Графік напруження згину в рейці

Визначаємо тиск за формулою (7), прийнявши $l = 200$ мм і $t = 300$ мм:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{12 \cdot 114 \cdot 200}{4 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 1222 \cdot 10^4 \cdot 300}} = 0{,}00307 \text{ мм}^{-1}.$$

$$p = \frac{0{,}00307 \cdot 300 \cdot 250000}{2 \cdot 114 \cdot 200} = 4{,}9 \text{ МПа}.$$

Момент згину визначаємо за формулою

$$M = \frac{250000}{4 \cdot 0{,}00307}(1 + \frac{0{,}00307 \cdot 100}{2}) = 23483306 \text{ Н·мм}.$$

Якщо рейку встановити на полосу шириною B_n то отримаємо

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{kB_n}{EI}} \tag{8}$$

$$p = \frac{\beta}{2B_n}(P_1\Psi_1 + P_2\Psi_2).$$

Крім цього, момент інерції в цьому випадку визначається по формулі:

$$J = J_p + J_n,$$

Де J_p, J_n - моменти інерції відповідно для рейки і полоси. Порівняльні розрахунки для різних методів укладки рейкових колій на балках мосту наведені у таблиці 1.

Таблиця .1 – Порівняльні розрахунки для різних методів укладки рейкових колій на балках мосту

Вид опори	M_{max}, Н·м	σ_{max}, МПа	P_{max}, МПа
Фундамент	18380	102	3,7
Смуга	10208,5	51,77	2,1
Прокладка	20534,5	114	3,15
Шпальний шлях на баласті	10625	59,2	2,0
Шпальний шлях на бетонних шпалах	2091	5	0,038
Шпальний шлях на металевих шпалах	6210	14,75	0,33
Двотаврова балка	2083	2,05	1,07
Коробчата балка	3156	1,12	0,707

Перелік посилань

1. Фідровська Н.М. Динамічні зусилля, які виникають при проходженні ходовим колесом через рейковий стик /Н.М.Фідровська, І.А.Перевозник // Машинобудування : збірник наук. праць. /Укр. інж-пед. академ. – Харків :УІПА, 2017.- Вип. 20. – С.67-70.

НОВІ МЕТОДИ РОЗРАХУНКІВ КАНАТНИХ БАРАБАНІВ

Хурсенко С.О., аспірант
Науковий керівник д-р техн. наук, професор Фідровська Н.М
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

При проектуванні деталей машин дуже часто в розрахунках використовують завищені запаси міцності, що приводить до необґрунтованого підвищення металоємкості машини.

При навивці каната на барабан в його стінці виникають напруження стиснення, згину та кручення. Основними являються напруження стиску, які визначають по теорії напруженого стану кільця, яке навантажене рівномірно розподіленим по його зовнішній поверхні тиском.

Напруження стиску визначаємо по формулі [1]

(1)

Де -допустиме напруження, яке залежить від групи режиму роботи і матеріалу барабана.

Напруження згину в стінці барабана визначається по формулі

(2)

Де - момент згину

- максимальне натягнення канату;

- момент опору згину поперечного перерізу барабана.

Напруження від моменту кручення

(3)

Де - момент кручення

- момент опору кручення поперечного перерізу барабана

Сумарні напруження для стальних барабанів визначають за звичай по наступній формулі

(4)

Приведений метод розрахунку кранового барабана приводять в інженерних розрахунках. Але треба мати на увазі, що він являється наближеним, тому що тіло барабана приймається як труба безкінечної довжини. Крім цього, в ньому не враховуються місцеві напруження в з'єднані обичайки з торцевою стінкою та біля установлених ребер жорсткості.

Більш точний розрахунок у випадку необхідності треба проводити, розглядаючи барабан як циліндричну оболонку, яка підкоряється як напруженням стиску, так і напруження згину біля торцевих стінок та ребер жорсткості, якщо такі є.

Крім цього, треба враховувати, що стінка барабана, яка навантажена радіальним тиском від витків канату, може втратити стійкість.

При розрахунку на стійкість запас стійкості циліндричної стінки приймають з умови

(5)

Де - рекомендований запас стійкості;

=1,7для сталевих барабанів,

=2,0для чавуних барабанів,

- критичне напруження в циліндричній стінці

(6)

Де - модуль пружності матеріалу стінки барабану

- коефіцієнт, який враховує вплив деформації стінки барабана і каната.

Де - модуль пружності каната

- площа перерізу всіх дротинок каната

Критичні напруження не повинні бути більш для сталевих барабанів і більше для чавунних барабанів.

Використовуючи уточнені методи розрахунків можна значно зменшити розміри барабана.

Критичне навантаження барабана можна визначити по формулі [2]

(7)

Де D – циліндрична жорсткість оболонки

n- кількість напівхвиль

- коефіцієнт, який враховує жорсткість з'єднання лобовини з обичайкою.

(8)

Де

Де r- радіус ступиці;

- коефіцієнт Пуассона;

- товщина лобовини.

Розрахунки канатних барабанів показують, що при геометричних параметрах, які відповідають реальним барабанам, втрата стійкості обичайки має місце при n = 2…4, причому основній масі конструкцій відповідає n=3.

При цьому ми отримаємо формулу

(9)

Або

(10)

Призначая ми отримаємо рівняння, яке пов'язує параметри та . Наприклад, для барабанів з сталі 20, яка має межу текучості МПа приймаємо МПа, тоді при МПа отримаємо

Перелік посилань

2. . Фідровська Н.М. Канатні барабани / Н.Н.Фідровська .- Монографія.- Харків, «НІМІ». -2012.-195с.

АНАЛІЗ РОБОТИ КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Будяк М.., аспірант
Науковий керівник д-р техн. наук, професор Фідровська Н.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Нормально замкнені автоматичні гальма отримали широке застосування в наслідок своєї простоти і надійності. Вони встановлюються на механізмах підйому, пересування, повороту і підйому стріли. Питаннями дослідження колодкових гальм займалися багато вчених:,А.І.Вольченко [1], В.Ф.Гайдамака [2], Х.Дресінг [3], Ф.Курт [4] і інш. В цих роботах були розглянуто і вирішено багато проблем, пов'язаних з проектуванням і експлуатацією гальмових пристроїв. Але експлуатація мостових кранів показує велике число недоліків ефективності роботи гальмових пристроїв. Особливі проблеми виникають в роботі механізмі пересування мостового крану, що пояснюється великими динамічними зусиллями при роботі механізму пересування з роздільним приводом.

Постановка проблеми. Параметрична надійність гальма характеризує якість його функціювання, яке диктується його безпекою і ефективністю роботи. Характер зміни гальмівного моменту визначається характером зміни тиску на поверхні тертя. Крім тертя на характер зростання гальмівного моменту впливає коефіцієнт тертя за рахунок зміни питомого тиску, швидкості та температури.

Дослідження показують, що в процесі гальмування під тиском колодок гальмівний шків деформується і приймають еліптичну форму . Таку ж форму приймають і колодки. Після вимикання гальма шків приймає попередню форму, а в гальмах зберігається остатні деформації і тому його форма вже відрізняється від дуги кола.

При наступному гальмуванні площа дотику колодок та гальмівного шківа вже не буде суцільною. Все це буде приводити до підгоряння колодок, що спостерігається на практиці.

Викладення основного матеріалу. Для розрахунку міцності колодки використовують систему рівнянь рівноваги елементу колодки , прийняту з допущеннями, що подовжні волокна кривого брусу колодки не спричиняють при згині тиск один на одне і між кривим брусом і основою зберігається суцільний безперервний контакт.

$$\begin{cases} \dfrac{dN}{d\varphi} + Q - fR_b p(\varphi) = 0 \\ \dfrac{dQ}{d\varphi} - N + R_b p(\varphi) = 0 \\ \dfrac{dM}{d\varphi} - QR + h_a R_b p(\varphi) = 0 \end{cases} \tag{1}$$

де

$$N = \frac{EF}{R}\left(\frac{du}{d\varphi} - w\right)$$

$$M = \frac{ES}{R}\left(\frac{du}{d\varphi} + \frac{d^2w}{d\varphi^2}\right)$$

$$v = \frac{1}{R}\left(u + \frac{dw}{d\varphi}\right)$$

де w – переміщення точок нейтральної поверхні в напрямку осі x;

u – переміщення точок нейтральної осі в напрямку дотичної;

v- кут повороту елементу.

Переміщення точок нейтральної поверхні ободу в напрямку осі x, яка проходить через середину гальмової колодки можна вирахувати за формулою

$$w = -\frac{R^3}{EI}\int_{-\varphi_1}^{\varphi_1} P(\varphi)\left(\frac{1}{\pi} - \frac{\varphi\sin\varphi}{4} - \frac{\cos\varphi}{4}\right)d\varphi \quad . \quad (2)$$

Якщо прийняти закон змінення сили $P(\varphi)$ у вигляді

$$P(\varphi) = P_0\cos\varphi \quad (3)$$

тоді отримаєм

$$w = -\frac{P_0R^3}{EI}\left(\frac{2}{\pi}\sin\varphi_1 - \varphi_1 - \frac{5}{4}\sin 2\varphi_1\right) \quad (4)$$

Висновки. Отримано функцію прогину гальмівного ободу дозволяє вирішувати задачі міцності і стійкості елементів колодкових гальм.

Перелік посилань

Вольченко А.И. Тормозные устройства / А.И.Вольченко, З.А.Сочавский, И.Ф.Низол, С.И.Михаловский // - Луганск: Луганский рабочий, 1993. – 287с.

1. Гайдамака В.Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении / В.Ф.Гайдамака // - Харьков: Вища школа, 1088 -140с.
2. Dresing H. Dynamik der Mechanismen /H.Dresing, J.Vilfson // Berlin : VEB Deutscher verlag der Wissenschaften, 1989. – 370s.
3. Kurth F. Unstatigforderer / F.Kurth, Q.Pajer // - Berlin, VEB, Tehnik, Bd. 2, 1977/ - 335s.

ЗАСТОСУВАННЯ І ОГЛЯД ГРЕЙФЕРНИХ МЕХАНІЗМІВ

Орлов Я.С., студент
Науковий керівник доц.. О. І. Іваненко
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Одним із засобів вирішення питань комплексної механізації і автоматизації вантажно-розвантажувальних і складських робіт з сипучими матеріалами в усіх галузях народного господарства є грейферні механізми. Вони широко застосовуються при перевантаженні насипних вантажів в морських і річкових портах, при їх переробці на металургійних підприємствах і будівництві. В цілому, як в Україні так і за кордоном грейферними механізмами оброблюються мільярди тон насипних матеріалів.

Тому питання вдосконалення конструкції грейферних механізмів, підвищення їх продуктивності і надійності мають важливе народо-господарче значення.

Грейферні захоплювальні пристрої застосовуються для транспортування різноманітних сипучих матеріалів: піску, вугілля, руди, щебню, цементу. Існують спеціальні грейфери для транспортування соломистих, стружкоподібних, штучних матеріалів.

Грейфер – це великий залізний черпак, причеплений до вантажопідйомного крану, що призначений для захоплювання чи зачерпування і вивантаження краном матеріалу — піску, землі, гірських порід, металобрухту тощо. Грейфери також є робочим органом механічних і гідравлічних екскаваторів і застосовуються при розробці ґрунтів нижче і вище рівня його стоянки, а також деяких інших видів робіт: риття глибоких котлованів, очищення ставків і каналів. Щелепи грейфера для сипучих матеріалів утворюють при змиканні замкнений ківш, а для лісоматеріалів мають вигляд кігтів.

– Грейфер-ківш призначений переважно для зачерпування та завантаження грудкових і сипучих матеріалів.

– Грейфер-захва́т застосовується при улаштуванні проходів в завалах (див. ІМР-2, ІМР-3), розбиранні навалених стовбурів дерев, бетонних конструкцій, металобрухту.

– Грейфери використовується, зокрема, при проходженні стволів (у гірничій справі), проведенні похилих виробок, породонавантажувальних роботах.

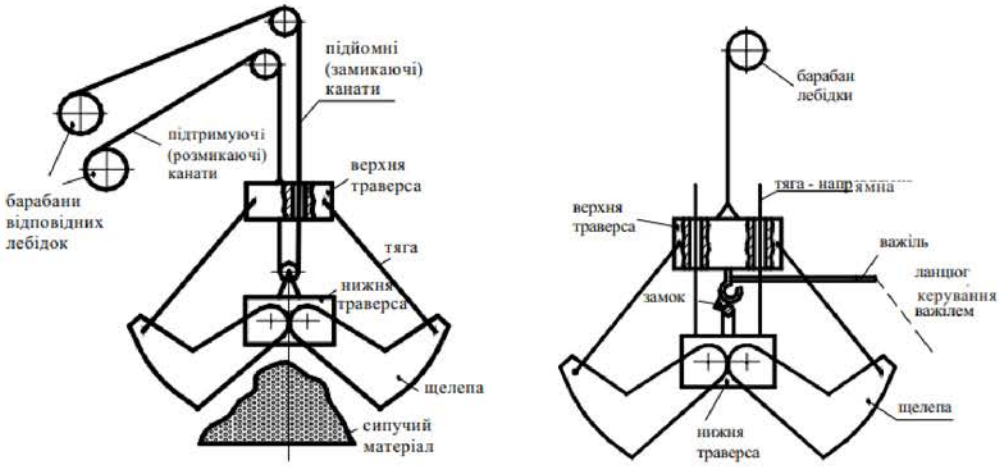


Рисунок 1 – Грейфер:
а) двоканатний; б) одноканатний

Одноканатний грейфер може навішуватися на гак будь-якого (не підготованого спеціально) крана за допомогою троса, який проходить через отвір в головці грейфера, огинає блок, розташований на важелі, і другим кінцем троса закріплюється на голівці грейфера, утворюючи поліспаст. Важіль шарнірно пов'язаний з правою щелепою за допомогою осі. При опусканні (фактично, скиданні у вільному падінні) грейфера в розкритому стані на матеріал із подальшим ослаблення каната важіль повертається на осі і крюком зачіпляється за палець нижньої траверси. При підійманні крюка канат стягує нижню траверсу з голівкою, внаслідок чого відбувається зближення щелеп і

загрібання матеріалу всередину ковша. Випорожнення одноканатного грейфера відбувається при розщепленні гака з нижньої траверзою, що здійснюється важелем і допоміжним тросом або ослабленням підйомного каната після установки грейфера на штабель.

Переваги:

– Простота конструкції.

– Швидкий монтаж на будь-яку кранову установку.

– Можна навішувати на будь-який кран.

Недоліки

– При падінні грейфера для завантаження відбувається удар щелепами об матеріал. Якщо матеріал досить щільний, відбувається деформування щелеп і вихід пристрою з ладу.

– Неможливість захоплення вантажу рухом в горизонтальній площині.

– Обмеження щодо висоти підйому, оскільки близько 2,5 метри тросу вибирається за рахунок роботи поліспаста.

– Розщеплення замка для розвантажування має виконувати помічник вручну або використовується двобарабанний крановий привід.

Двоканатнийй двощелепний грейфер має щелепи, шарнірно з'єднані з корпусом нижньої блокової обойми, і чотири жорстких тяги, які з'єднують щелепи з корпусом верхньої блокової обойми або головки. До голівки грейфера прикріплений підтримуючий канат (канатний поліспаст) вантажопідйомної лебідки. Канат обводиться по блокам нижньої та верхньої обойм, утворюючи замикальний поліспаст, і приєднується до другого барабану лебідки [1].

При ослабленні замикаючого каната і утримання грейфера висячим підтримуючим канатом щелепи грейфера під впливом власної ваги розкриваються і в такому стані опускаються на захоплюваний матеріал. Натягом замикаючого каната щелепи грейфера зближуються і захоплюють вантаж. Після повного замикання щелеп обидва канати, що навиваються на

барабани одночасно і з однаковою швидкістю, піднімають закритий грейфер з захопленим вантажем.

У системах гнучким підвісом грейферів на канатах, зважаючи на відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між механізмом крана і грейфером, впровадження щелеп в зачерпуваний матеріал і подалі заповнення грейфера в процесі зімкнення щелеп здійснюється під дією ваги грейфера. Тому правильний вибір маси грейфера має важливе значення. При недостатній масі щелепи грейфера зімкнутися з невеликим заповненням ковша і, навпаки, при зайвій масі відбудеться надмірне заповнення ковша грейфера. Переповнення ківша грейфера матеріалом перешкоджатиме зімкненню щелеп зважаючи на великі опори стискуванню при спрессовиванні матеріалу ковша і може привести до перевантаження грейфера і лебідки, а також до даремної роботи по зачерпуванню матеріалу, який висипатиметься через борти щелеп при їх зімкненні [2].

Зважаючи на те, що опір сипких матеріалів у багато разів быльше опору зрушенняшарів, незначне переповнювання ковша веде до різкого зростання опору при зімкненні щелеп.

Методи визначення необхідної власної маси грейфера проводят на основі даних, які відображають досвід експлуатації працюючих грейферів, і аналітичних даних, в яких в тому або іншому ступені враховують вплив різних чинників на процес зачерпування.

Аналітичні методи дозволяють вирішувати цю задачу, виходячи з фізичної процесу зачерпування матеріалів внедряючимконтуром (щелепою).

Статистичні методи визначення маси грейфера не дають можливості вести проектування грейферів на основі раціонального вибору основних параметрів (маси, геометричних розмірів, силових) для інтенсифікації процесу зачерпування. Труднощі аналітичного визначення необхідної мінімальної

власної маси привели до того, що для грейферів загальнопромислового призначення маса грейфера також приведена у вигляді емпіричних коэффициентів, які зв'язують , рід матеріалу і умови ведення процессу зачерпування.

Відомі наступні методи вибору власної маси грейфера $m_{ГР}$ по масі зачерпуваного матеріалу: по основній масі грейфера; по методу Робіна; за типом грейфера; по вибору маси экскаваційних грейферів; по методу розрахункових коефіцієнтів.

Впливу власної маси грейфера на зачерпуючу здібність, присвячені роботи М. Н. Берлова, С. Л. Маку, Л. І. Малєєва, Б.П. Рум'янцева, О. В. Карського і ін. Раніше цей вплив був досліджений в роботах Пфаля і Німана і ін. [3-6].

Пфаль експериментально вивчав вплив маси одноканатних грейферів, призначених для зачерпування вугілля. Масу грейфера змінювали збільшенням або зменшенням маси знімних вантажів від 200 до 400 кг

На підставі цих дослідів Пфаль встановив, що іззбільшенням маси грейфера і зменшенням розмірів шматків матеріалу кількість захоплюваючого вугілля зростає. Проте Пфаль не встановив закономірності у цьому питанні і недостатньо обгрунтований висновок про доцільність збільшення власної маси грейфера майже у всіх випадках.

При дослідженнях радянськими ученими було встановлено, що кількість зачерпуваного матеріалу дійсно залежить від власної маси грейфера, проте маса зачерпуваного матеріалу зростає непропорційно масі вантажів, що збільшують масу грейфера. Крім того, було встановлено вплив розташування мас грейферана зачерпувальну здібність.

ВИСНОВКИ

1. Маса грейфера в значній мірі визначає зусилля у замикаючому канаті і траєкторію руху щелепи в насипному вантажі та витрати енергії при зачерпуванні. При проектуванні грейфера необхідно конструктивними методами домагатися зменшення цього зусилля протягом процесу зачерпування.

Список літератури

1. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. Учебник. – М.: Машиностроение; 1967. – 216 с.
2. Каракулин Г.Г. Методика расчета оптимальных параметров канатных грейферов. Труды Горьк. ин-та водн. тра-та, Вып. 177 - 1977. –. Ч.1. с. 3-99.
3. Малеев Л.И. К выводу расчетной зависимости для зачерпывающей способности грейфера / Конструирование и производство транспорт. машин. г. Харьков, Вып. 13 – 1981. С. 55-59.
4. Румянцев Б.П., Шевченко Н.А., Макеев В.П. Некоторые вопросы теоретического исследования грейферных механизмов. Респ. межвед. Научно-техн. сборик. – Харьков, 1974. – Вып. 6, с. 87-93.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАСИ ГРЕЙФЕРА НА ЙОГО ЗАЧЕРПУВАЛЬНУ ЗДІБНІСТЬ

Страшко В.С., студент

Науковий керівник к.т.н., доц., Іваненко О.І., , Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Вантажопідйомні і транспортуючі машини є невід'ємною частиною сучасного виробництва, оскільки з їх допомогою здійснюється механізація основних технологічних процесів і допоміжних робіт. У поточних і автоматизованих лініях роль підйомно-транспортних машин кількісно зросла, і вони стали частиною технологічного обладнання, а їх вплив на техніко-економічні показники підприємства стало досить істотним.

Мостові крани є одним з найбільш поширених засобів механізації різних виробництв, вантажно-розвантажувальних і складських робіт. Переміщаючись по шляхах, розташованих над землею, вони не займають корисної площі цеху або складу, забезпечуючи в той же час обслуговування практично будь-якого його місця. Вони застосовуються в усіх галузях промисловості і призначені для переміщення вантажів у виробничих вузлах, складах і т.д.

Одним із засобів вирішення питань комплексної механізації і автоматизації вантажно-розвантажувальних і складських робіт з сипучими матеріалами в усіх галузях народного господарства є грейферні механізми. Вони широко застосовуються при перевантаженні насипних вантажів в морських і річкових портах, при їх переробці на металургійних підприємствах і будівництві. В цілому, як в Україні так і за кордоном грейферними механізмами оброблюються мільярди тон насипних матеріалів.

Питання вдосконалення конструкції грейферних механізмів, підвищення їх продуктивності і надійності мають важливе народо-господарче значення.

Статистичні методи визначення маси грейфера не дають можливості вести проектування грейферів на основі раціонального вибору основних

параметрів (маси, геометричних розмірів, силових) для інтенсифікації процесу зачерпування. Труднощі аналітичного визначення необхідної мінімальної власної маси привели до того, що для грейферів загальнопромислового призначення маса грейфера також приведена у вигляді емпіричних коэффициентів, які зв'язують , рід матеріалу і умови ведення процессу зачерпування.

Відомі наступні методи вибору власної маси грейфера $m_{ГР}$ по масі зачерпуваного матеріалу: по основній масі грейфера; по методу Робіна; за типом грейфера; по вибору маси экскаваційних грейферів; по методу розрахункових коефіцієнтів.

Впливу власної маси грейфера на зачерпуючу здібність, присвячені роботи М. Н. Берлова, С. Л. Маку, Л. І. Малєєва, О. В. Карського і ін. Раніше цей вплив був досліджений в роботах Пфаля і Німана і ін. [1-4].

Були проведені досліди з грейфером, масу якого змінювали шляхом навішування на головку або траверсу вантажів різної маси визначали відношення m м/с. Вплив маси головки і траверси грейфера на його зачерпувальну здатність, показаний на рис. 1. Досліди показали, що збільшення маси головки доцільніше, ніж збільшення маси траверси: наприклад, зростання власної маси грейфера на 33% завдяки збільшенню маси головки (крива 2) приводить до збільшення маси зачерпуваного матеріалу на 26 3%- Зростання власної маси грейфера також на 33% шляхом збільшення маси траверси (крива 1) приводить до зростання маси зачерпуваного матеріалу лише на 18%. Проте власна маса грейфера збільшується швидше, ніж маса зачерпуваного матеріалу. Крім того, були проведені досліди по зменшенню маси грейфера. Встановлено, що зменшення власної маси грейфера (крива 1) веде до зменшення кількості зачерпуваного матеріалу, причому значення цього зменшення залежить від маси головки (крива 2) або траверси (крива 3).

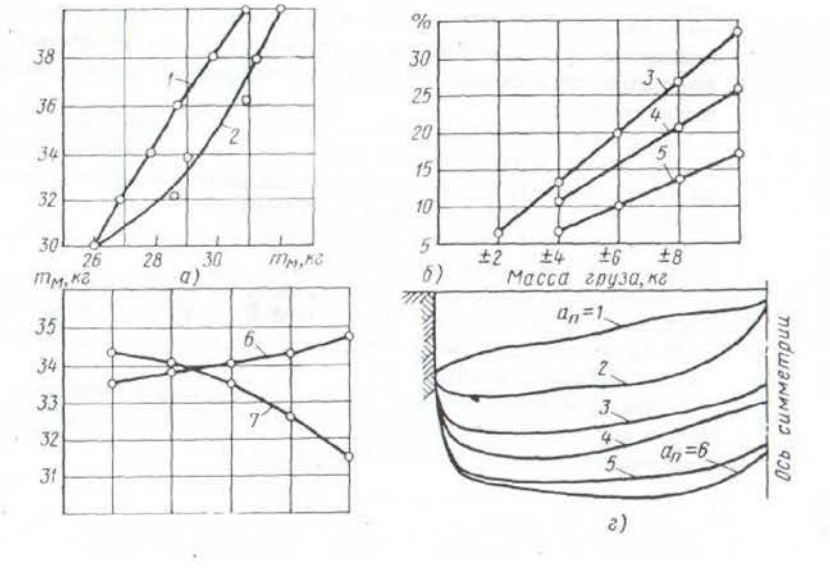


Рисунок 1 ¬ Вплив маси грейфера на зачерпувальну здатність:

а - вплив збільшення маси траверси і головки на зачерпувальну здатність; б - вплив маси грейфера на зачерпувальну здатність [по осі ординат показано збільшення маси (у %) до її первинного об'єму]; у - вплив зміни маси головки і траверси зачерпувальну здатність; г - вплив кратності поліспасту на криві зачерпування; 1 - збільшення маси траверси; 2 - збільшення маси головки; 3 - зміна маси грейфера; 4 - зміна маси матеріалу, який зачерується, при збільшенні маси головки; 5 - зміна маси матеріалу, який зачерується, при збільшенні маси траверси; 6 - зміна зачерпувальної здатності, що зачерпує, при зменшенні маси траверси і збільшенні маси головки; 7 - зміна зачерпувальної здатності, при зменшенні маси головки і збільшенні маси траверси.

Переміщення вантажів однакової маси з траверси на головку (крива 1) приводить до збільшення mм, переміщення вантажів однакової маси з головки на траверсу приводить до зменшення mм (крива 2). Дослідами встановлено що у всіх випадках доцільніше збільшувати масу (або щелеп). Доцільність збільшення маси , а не траверси підтверджена також дослідами на працюючих грейферах і аналітичними розрахунками.

До теперішнього часу широко застосовували збільшення маси грейферів шляхом навішування на траверсу додаткових вантажів різної маси. Проте

такий метод має бути визнаний неправильним, оскільки при його використанні погіршується зачерпувальна здатність, і збільшуються енерговитрати. Масу траверси повинно встановлювати, лише з умови забезпечення розмаху щелеп порожнього грейфера. Дослідним шляхом встановлено, що за наявності підшипників кочення в блоках поліспасту мінімальна маса траверси повинна складати (0,14...0,15) $m_{гр}$, а за наявності підшипників ковзання (0,16...0,18) $m_{гр}$ (тут $m_{гр}$ — маса грейфера) [9].

Була проведена серія дослідів, яка дозволила встановити вплив кратності поліспасту, зачерпувальну здатність грейфера незмінноі маси. В міру збільшення кратності поліспасту і, отже, більшого виграшу в силі, опір стискуванню матеріалу, охопленого челюстями долається меншим зусиллям в замикаючому канаті. Залежність між загальною масою грейфера, масою його окремих частині кратністю поліспасту може бути врахована аналітично. Ця задача є аналітичною, яка дозволяє використовувати для отримання розрахунків комп'ютерної техніки.

ВИСНОВКИ

2. Вагові параметри грейфера визначають зусилля в замикаючому канаті і зачерпуючу здатність грейфера.

3. Вибір раціональних параметрів елементів грейферу при проектуванні дозволяє зменшити енергоємність процесу зачерпування з 5,5 кНм до 4,9 кНм (11.8 %)

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

5. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. Учебник. – М.: Машиностроение; 1967. – 216 с.

6. Каракулин Г.Г. Методика расчета оптимальных параметров канатных грейферов. Труды Горьк. ин-та водн. тра-та, Вып. 177 - 1977. –. Ч.1. с. 3-99.

7. Малеев Л.И. К выводу расчетной зависимости для зачерпывающей способности грейфера / Конструирование и производство транспорт. машин. г. Харьков, Вып. 13 – 1981. С. 55-59.

8. Румянцев Б.П., Шевченко Н.А., Макеев В.П. Некоторые вопросы теоретического исследования грейферных механизмов. Респ. межвед. Научно-техн. сборик. – Харьков, 1974. – Вып. 6, с. 87-93.

9. Фролков Ю.В. Моделирование работы грейфера в эксплуатационных условиях. / Проблемы, технологии, механизация и автоматизации погрузочных работ на морском транспорте. В/О Мортехинформреклама. – М: 1984. с. 3-11.

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСА ГАЛЬМУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ

Борисов В.С., аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Вудвуд О.М.
Національний університет «Одеська політехніка»

Гальмування механізмів вантажопідйомних кранів найчастіше здійснюється введенням великих сил тертя між обертовими шківами, дисками та нерухомими елементами (колодками, стрічками, дисками). Кінетична енергія рухомих мас крана або його елементів при гальмуванні перетворюється на теплову, нагріваючи гальмо. У зв’язку з тим, що процес гальмування відбувається за рахунок сил тертя, фрикційні гальма мають суттєві недоліки:

- при регулюванні на розрахунковий гальмівний момент, здійснюється занадто «різке» гальмування, що призводить до сплеску динамічних навантажень в елементах вантажопідйомного крана;

- відбувається знос поверхонь тертя фрикційних накладок і, як наслідок, виникає необхідність заміни колодок або дисків;
- при перетворенні кінетичної енергії в процесі гальмування в теплову порушується стабільність гальмівного моменту і, відповідно, знижується безпека роботи крана.

Цих недоліків можна уникнути застосуванням у вантажопідйомних кранах гідродинамічних гальм, в яких використовується опір рідини обертанню лопаті ротора, розміщеного у заповненому цією рідиною статорі з нерухомими лопатями [1]. Таке гальмо дозволяє змінювати гальмівний момент у широких межах, що не може забезпечити фрикційне механічно гальмо.

До переваг гідродинамічних гальм можна віднести:

- відсутність механічного тертя, що призводить до мінімального зносу і суттєвого підвищення довговічності гальм;
- зниження ударів, вібрації і динамічних зусиль, які діють на механізм при використанні механічних гальм;
- просте регулювання уповільнення і дуже малий час збільшення гальмівного моменту.

Гальмівний момент, потужність і швидкість гальмування залежать від рівня заповнення робочої порожнини.

Потужність гальмування можна визначити за формулою [2]

$$N = kn^3\rho D^5, \tag{1}$$

де k – коефіцієнт, який залежить від конструктивних особливостей гальм і об’єму його робочих частин (приймають, використовуючи данні існуючих конструкцій); n – частота обертання ротора; ρ – щільність робочої рідини; D – активний діаметр гальма, який визначається по рівню заповнення внутрішньої полості рідиною.

Керування гальмуванням в гідродинамічних гальмах здійснюється шляхом регулювання кількості робочої рідини, яка подається до гальма: чим більше робочої рідини подається, тим сильніше гальмується ротор. Від правильного регулювання залежить ефективність гальмування обертового моменту.

Аналіз процесу гальмування за допомогою гідродинамічних гальм показує, що повністю відмовитись від фрикційних гальм не вдається, оскільки потрібно не тільки забезпечити зниження швидкості машини під час зупинки, а й утримувати її в нерухому стані при вимкненому двигуні, наприклад, при дії на кран вітрового навантаження. Тому такі пристрої використовуються частіше як гальма-уповільнювачі [3].

Запропонована нова конструкція пружинно-гідравлічного гальма (рис.1), яка при гальмуванні крана гасить кінетичну енергію крана перетворюючи її в потенційну енергію стиснутої пружини. Пружина *4* застосовується як пружний елемент, що створює гальмівну силу для зупинки крана.

Керуюча гідроапаратура *5* забезпечує закон зміни сили гідравлічного опору. При сумісній роботі пружини постійної жорсткості та змінного гідравлічного опору досягаються «м'яка» динамічна характеристика (плавне безступінчасте гальмування зі змінною гальмівною силою).

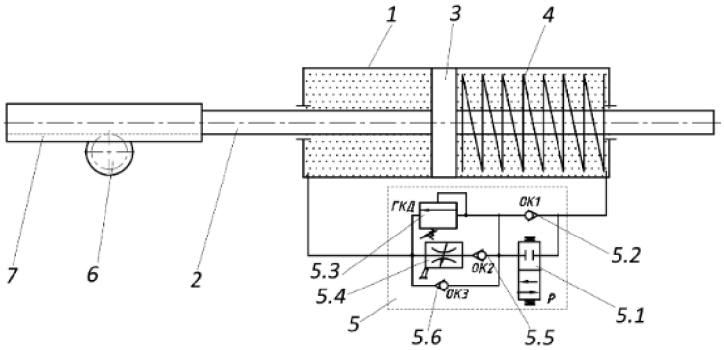


Рисунок 4. – Пружинно-гідравлічне гальмо

На рис.2 представлено графіки гальмівної сили і швидкості при спрацюванні гальма за плавним збільшення гальмівної сили [4]. Для порівняння представлено характер зміни швидкості і гальмівної сили при гальмуванні колодковим гальмом.

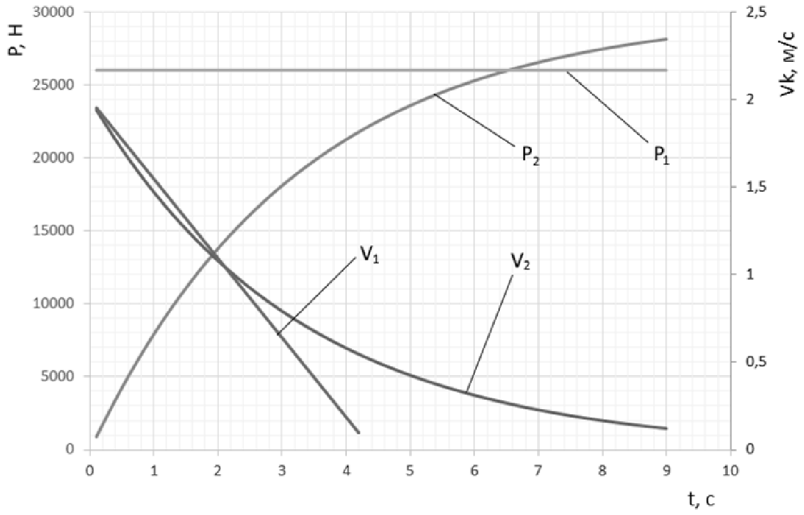


Рисунок 2 – Графіки залежності зниження швидкості крана V_k і збільшення гальмівної сили P_r від часу гальмування при використанні: *1* – колодкового гальма з миттєвим збільшенням гальмівної сили, *2* – пружинно-гідравлічного гальма з плавним збільшення гальмівної сили.

Аналіз представлених графіків показує, що динамічне навантаження при плавному збільшенню гальмівної сили в 1,46 рази менше, ніж миттєвому збільшенню.

Коефіцієнт динамічності при гальмуванні:

- для миттєвого збільшення гальмівної сили – 1,86;
- для плавного збільшення гальмівної сили – 1,27.

Запропонована конструкція пружинно-гідравлічного гальма дозволяє усунити недоліки фрикційних гальм, реалізує плавне збільшення гальмівної сили, суттєво підвищує ефективність гальмування крана.

Проведений аналіз показує, що гальмування механізмів вантажопідйомних кранів можна забезпечити за рахунок:

- сили механічного тертя;
- сили гідравлічного опору;
- потенційної енергії стиснутої пружини;
- сумісної роботи пружини і змінного гідравлічного опору.

Практика використання різних типів гальм, підтверджує, що кожний тип гальма може бути ефективним для гальмування відповідного класу машин. Фрикційні гальма найефективніше працюють при малих швидкостях, де інші гальма можуть бути менш ефективними. Гідравлічні гальма використовуються для допоміжного гальмування транспортних засобів: автомобілів, вантажівок, землеройно-транспортних машин.

Для кожного з типів гальм звичайно можуть бути відповідно свої окремі шляхи удосконалення.

Перелік посилань

1. Карсский О.В. Гидродинамический тормоз / О.В. Карсский, В.В. Бугаенко – СНУ ім. В. Даля, 2011
2. Тормозные устройства: справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, В.Н. Новожилов; под. общ. ред. М.П. Александрова – Машиностроение, 1985. – 312 с.
3. Гулидов, Р.С. Гидродинамический тормоз-замедлитель / Р.С. Гулидов, М.И. Жилевич // Материалы 14-й Международный научно-технической конференции. – Минск : БНТУ , 2016. – Т. 2. – С. 83.
4. Вудвуд А.Н. Способ повышения эффективности торможения механизма передвижения мостового крана / А.Н. Вудвуд // Підйомно-транспортна техніка. – 2018. - № 1. – С. 76-81.

ДОСЛІДЖЕННЯ БАШТОВИХ КРАНІВ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Савельев А.В., студент
Науковий керівник к.т.н., доцент Михайлов Є.П.
Національний університет «Одеська політехніка»

Існує велика кількість програмних рішень для промислових систем, які дозволяють створювати моделювання з подальшою можливістю дослідження цих систем. Серед них можна виділити віртуальну платформу для експериментів із роботами V-REP (CoppeliaSim), яка має великі функціональні можливості з моделювання роботів різного типу, а також іншого підьомно-транспортного обладнання [1,2]. Так у YouTube [2-4] наведений приклад моделювання баштового крану на основі платформи V-REP PRO EDU [3-5].

Розглянемо послідовність створення моделі та можливості її застосування для дослідження переміщення вантажу, застосовуючи платформу V-REP PRO EDU.

Оскільки баштовий кран має досить великі розміри, то спочатку здійснюється збільшення розміру підлоги (Floor), на якій створюється модель крану.

Після цього були встановлені основні елементи крану, а саме, опорну частину, башту, стрілу, противагу та візок, для яких були використані кубоподібні елементи Cuboid, з відповідними параметрами, після чого отримали елементи баштового крану. На підлозі під візком був встановлений вантаж у вигляді циліндру. Результат створення елементів баштового крану наведений на рис. 1.

За допомогою інструменту Scene Object Properties (Властивості об'єкта сцени) здійснено зміну кольору окремих елементів.

Для закріплення опори та башти в інструменті Scene Object Properties відключена функція Body is dynamic

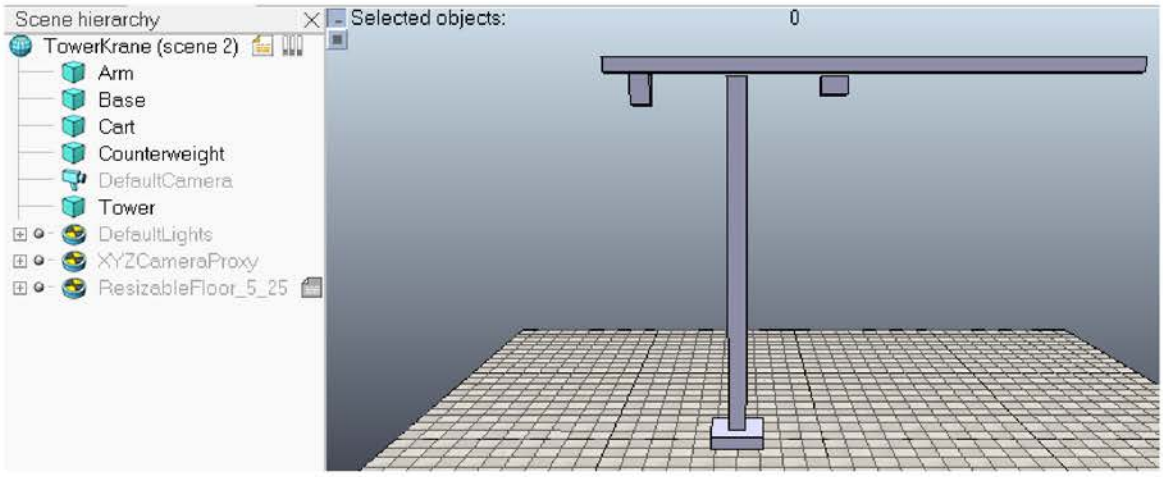


Рисунок 1 – Результат створення елементів баштового крану

Для приєднання противаги до стріли був використаний елемент Force_sensor.

Механізм повороту стріли був створений за допомогою суглобу обертального руху Revolute з відповідними параметрами, після чого був встановлений між баштою та стрілою.

Механізм переміщення візка був створений на основі суглобу поступального руху Prismatic з відповідними параметрами.

За допомогою інструментів Object/Item Translation/Position та Object/Item Rotation/Orientation цей суглоб був встановлений біля візка.

Для механізму підйому вантажу також був використовуваний суглоб поступального руху Prismatic.

Після приєднання елементів один до одного була отримана модель баштового крану, що наведена на рис. 2.

Для суглобів є можливість здійснювати позиційне керування. На рис. 3 наведене виконання позиційного керування для суглобу поступального переміщення. Аналогічно здійснюється позиційне керування для суглобів обертального руху.

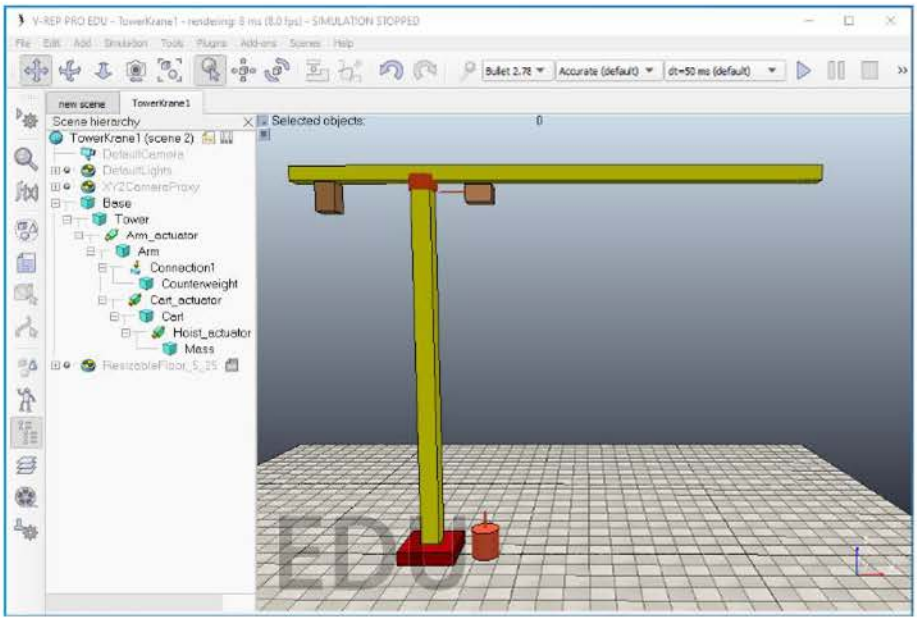


Рисунок 2 – Модель баштового крану

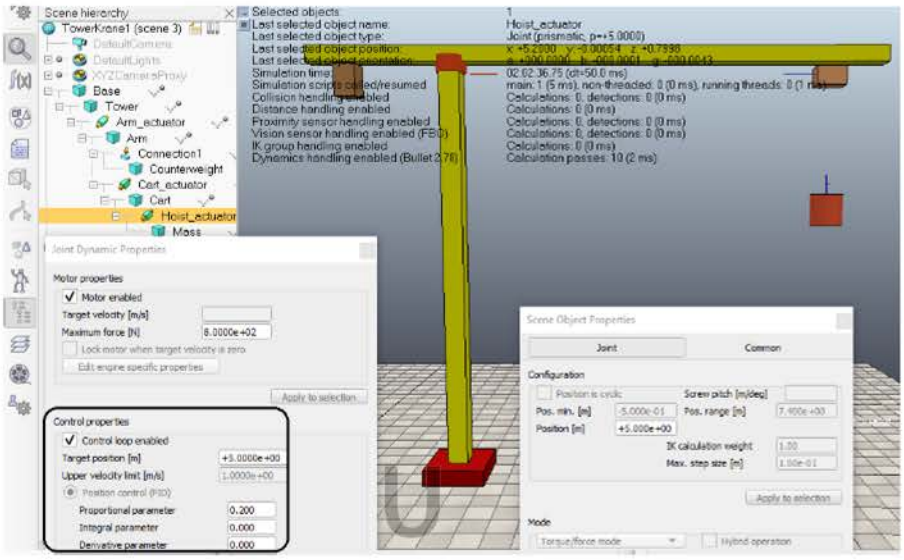


Рисунок 3 – Позиційне керування суглобу поступального переміщення

Під час виконання симуляції є можливість змінювати окремі параметри, що дає можливість виконувати послідовні переміщення.

Наведена модель баштового крану призначена для використання під час дистанційного проведення лабораторних та практичних занять з дисципліни «Комп'ютерне конструювання елементів машин».

Перелік посилань

1. Михайлов, Є. П. Комп'ютерне конструювання елементів машин : навч. посіб. для здобувачів бакалаврів : спеціальність 131 - Прикладна механіка, освітні програми: Мехатроніка та промислові роботи, Інженерія логістичних систем ; спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, освітня програма Підйомно-транспортні, дорожні, меліоративні машини і обладнання / уклад. Є. П. Михайлов. - Одеса : Нац. ун-т "Одес. політехніка", 2023. - 233 с.
2. Інтернет ресурс. CoppeliaSim User Manual. URL: https://www.coppeliarobotics.com/helpFiles/ (дата звернення 09.10.2023).
3. Інтернет ресурс. V-REP Beginners Tutorial: Modeling, Joints, GUI | Part 1/3 URL: https://www.youtube.com/watch?v=YcfARpQVKhU&ab_channel=sam (дата звернення 09.10.2023).
4. Інтернет ресурс. V-REP Beginners Tutorial: Modeling, Joints, GUI | Part 2/3 URL: https://www.youtube.com/watch?v=i0a7K0zAOX0&ab_channel=sam (дата звернення 09.10.2023).
5. Інтернет ресурс. V-REP Beginners Tutorial: Modeling, Joints, GUI | Part 3/3 URL: https://www.youtube.com/watch?v=vRi2Up0yfyk&ab_channel=sam (дата звернення 09.10.2023).

ОСОБЛИВОСТІ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА З ПРОМІЖНИМ ПРИВОДОМ

Гайдай Д.О., здобувач освіти,
магістр
Науковий керівник к.т.н., доц. Лінгур В.М.
Національний університет «Одеська політехніка»

Конвеєрні лінії передусім вугільних шахт характеризуються значною довжиною: довжина конвеєрних ліній може бути від 3 км до 30 км. На магістральних конвеєрних лініях передбачається установлення послідовно декілька стрічкових конвеєрів. Це в значній мірі веде до суттєвого збільшення капітальних і експлуатаційних витрат. Тому доцільно використовувати багатоприводні стрічкові конвеєри, що дозволяє зменшити навантаження на конвеєрну стрічку і підвищити її довговічність.

Основна властивість багатоприводного стрічкового конвеєра – розділення вздовж траси конвеєра приводного зусилля і розподілення загальної необхідної потужності привода на декілька окремих приводів для забезпечення безперевантажувального транспортування вантажу на велику відстань.

Можливо два варіанта конструкції багатоприводного конвеєра. У першому варіанті конвеєр має барабанний привід на головному барабані і декілька проміжних прямолінійних приводів, розміщених вздовж траси конвеєра (рис. 1а). У другому варіанті (рис. 1б) головний і хвостовий барабани не мають приводних механізмів і конвеєр приводиться до руху тільки від необхідної кількості прямолінійних проміжних приводів, розміщених вздовж траси конвеєра [1].

Використання багаприводних стрічкових конвеєрів з проміжними приводами дозволяє застосувати конвеєрні стрічки меншої міцності, меншої маси і меншої вартості, яка для звичайних конвеєрів складає біля 70 %

загальної вартості. Це суттєво зменшує капітальні витрати на придбання конвеєра і експериментальні витрати при заміні зношеної стрічки.

Дослідженню і обґрунтуванню раціональних параметрів проміжних лінійних приводів стрічкових конвеєрів присвячено багато наукових робіт, наприклад кандидатська дисертація, яку виконала Труфанова І.С. [2]. Але у цих дослідженнях не враховано таке явище, як прослизання стрічки проміжного приводу відносно стрічки конвеєра. Це прослизання зменшує довговічність стрічки конвеєра. Тому необхідно виявити прослизання і за рахунок відповідного впливу на швидкість переміщення стрічки проміжного приводу усунути прослизання.

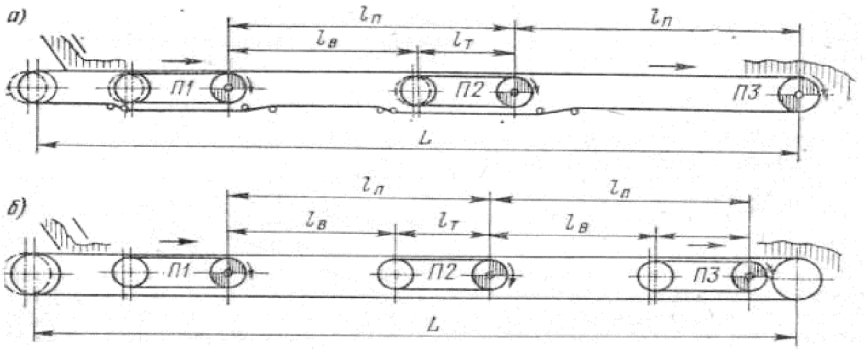


Рис. 1. Багатоприводний стрічковий конвеєр:
а – з головним і прямолінійними проміжними приводами;
б - з прямолінійними проміжними приводами

Використано метод моніторингу прослизання сполучених стрічок конвеєра і проміжного приводу [3]. Схема реалізації методу передана на рис. 2.

Для виявлення прослизання стрічки проміжного конвеєра на торцеві поверхні його стрічки і стрічки основного конвеєра пропонується заздалегідь наносити маркери (наприклад, у вигляді чорних чи кольорових прямокутників), відстань між ними визначається в залежності від швидкості руху конвеєра. Повздовж конвеєру монтуються дві цифрові камери (елементи спеціалізованої системи технічного зору), поле зору кожної з яких перекриває

загально товщину обох стрічок. Пропонується періодично реєструвати цифрові зображення зон маркерів стрічок кожною з камер, визначити відстань між маркерами та порівнювати їх. На основі цього порівняння приймається рішення про наявність чи відсутність прослизання.

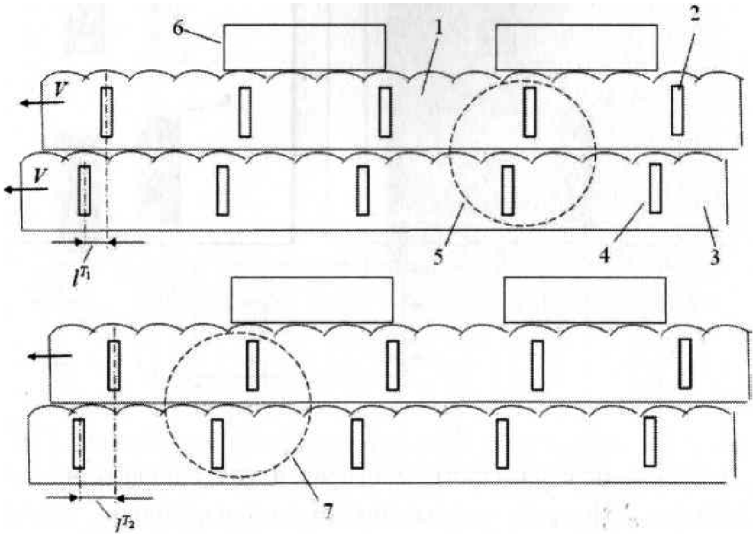


Рис. 2. Схематичне представлення моделей двох контактуючих стрічок конвеєру (у двох положеннях), на торцеві поверхні яких нанесено маркери. 1 - перша стрічка конвеєру; 2 - один з маркерів на її торцевій поверхні;
3 - друга стрічка конвеєру; 4 - один з маркерів на її торцевій поверхні;
5 - поле зору першої цифрової камери; 6 - одна з деталей на конвеєрі;
7 - поле зору другої цифрової камери.

Оскільки реєстрація зображень маркерів буде виконуватись у промислових умовах, перед обробкою необхідно виконувати операції покращення їх якості, зокрема - операції фільтрації, контрастування та інші [4].

Розпізнавання появи прослизання, тобто зменшення однієї з стрічок, показує визначення комплексу первинних параметрів на наборах контурів маркерів [5].

Використано спеціальний програмний комплекс обробки зображень. Він створений для вирішення завдань моніторингу елементів сучасних металорізальних верстатів з числовим програмним керуванням та інших завдань[6].

Отримане значення зміщення стрічки проміжного приводу відносно стрічки конвеєра передається у систему керування проміжним приводом для корегування швидкості переміщення стрічки проміжного приводу.

Перелік посилань.

1. Конвейеры: Справочник / Р.А. Волков, А.Н. Гнутов, В.К. Дьячков и др. Под общ. ред. Ю.А. Пертена // Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1984. 367г., с ил.

2. Труфанова И.С. Обоснование рациональных параметров промежуточных линейных приводов с прижимными элементами для ленточных конвейеров. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, Сант-Петербург – 2014.

3. Семенюк В.Ф., Дерев'янченко О.П., Вудвуд О.М., Лінгур В.М. Розробка методу моніторингу прослизання сполучених стрічок складного конвеєру / Підйомно – транспортна техніка, Одеса, 2020. Вип. 1. С 111-121.

4. Методы компьютерной обработки изображений / Под ред. В.А. Сойфера –

2-е изд. – М.: Физмат лит. 2003-784 с.

5. Яне Б. Цифровая обработка изображений. – М.: Трансфера. 2007 - 583 с.

6. Деревянченко А.Г., Криницын Д.А. Интеллектуальная система диагностирования отказы и прогнозирования ресурса инструмента / А.Г. Деревянченко, Д.А. Криницын // Одесса: Астропринт. 2012 – 203 с.

ТРИБОЛОГІЯ ТА КОНТРОЛЬ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

АКТУАЛЬНІСТЬ ТА НАПРЯМКИ ДОДАТКОВОГО ВІДЦЕНТРОВОГО ОЧИЩЕННЯ ОЛИВ СИЛОВИХ ТА ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТІВ КОЛІЙНИХ МАШИН

Подянов С.О., студент

Гончарук Р.І., студент

Науковий керівник д.т.н., професор Воронін С.В.

Український державний університет залізничного транспорту

В процесі експлуатації будівельних та колійних машин відбувається поступове погіршення властивостей мастильних матеріалів – моторних та гідравлічних олив, внаслідок деструкції молекул, забруднення і старіння [1]. Відомо, що присутність механічних домішок та води, навіть в незначних кількостях, погіршує якість олив і призводить до таких небажаних процесів, як окислення, корозія металевих поверхонь, підвищений абразивний знос і, як наслідок, збільшення зносу деталей [1].

При виконанні позапланових доливань або планових замін оливи, в процесі зношування деталей в системах накопичуються частинки механічних домішок. При порушенні герметичності ущільнень двигунів в працюючу оливу з системи охолодження або з оточуючого середовища надходить вода, яка погіршує змащувальні властивості оливи, що викликає підвищений механічний знос сполучень поверхонь тертя і призводить до корозії окремих деталей [2]. Згідно діючої по Укрзалізниці інструкції, гранично припустимий вміст води в моторних оливах складає 0,06 %, гідравлічних оливах знаходиться на рівні слідів, тобто не більше 0,03%, а наявність механічних домішок в

більшості олив не допускається, при цьому для деяких моторних олив допускається на рівні не більше 0,05 % [3].

З іншого боку, дослідженнями, проведеними на кафедрі машинобудування та технічного сервісу машин УкрДУЗТ, встановлено, що в гідравлічних системах колійних машин забрудненість олив перевищує встановлені норми. Тому виникає необхідність виконати заміну олив або запровадити в межах майстерень додаткове очищення олив від механічних домішок та води.

Найпоширеніший і простий варіант це видалення твердих частинок або мікрокрапель води в відцентровому полі, який вимагає значно менших витрат часу на очищування, ніж при використанні відстоювання або термовакуування. Осадження під дією відцентрової сили застосовується для поділу пилу, суспензій і емульсій. В цьому випадку гетерогенна система – «олива + домішки» вводиться в поле дії відцентрових сил, яке можна створити двома способами: гетерогенна система обертається в нерухомому апараті - циклонний процес; гетерогенна система поміщається в обертовий апарат - центрифугування [2].

Сутність процесу очищення палив і олив у відцентровому полі полягає у впливі на частинки або мікрокраплі води відцентрової сили, вектор якої спрямований по радіусу від осі обертання посудини, в якому відбувається центрифугування, а її величина дорівнює:

$$G_ц = \frac{1}{6} \cdot \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \rho_в \cdot v_p^2}{r}, \qquad (1)$$

де v_p – окружна швидкість частинки (краплі), м/с;

r – радіус обертання, м;

$\rho_в$ – щільність або густина частинки, кг/м^3;

d – діаметр частинки, м.

На практиці для очищення олив доцільно застосовувати центрифуги з активним приводом. Для видалення механічних домішок найбільш ефективними є центрифуги з щілинними вставками в роторі, наприклад, за типом установки УМЦ-901. Для видалення крапель води ефективними є відцентрові сепаратори тарілчастого типу, наприклад, УОР-301У або установки зарубіжних фірм Alfa Laval, Stark, HI-SEA, Fuyi або інші, залежно від обсягів та ступеня забрудненості олив.

Перелік посилань

1. Анисимов И.Г., Бадыштова К.М., Бнатов С.А. и др. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник / Под ред. В.М. Школьникова. Изд. 2-е перераб. и доп. М.: Издательский центр «Техинформ», 1999. – 596 с.

2. Сафонюк И. Ю. Анализ существующих методов очистки нефтепродуктов от воды // Сборник научных трудов УкрДАЗТ. – 2014. – Вып. 148.– Ч. 1. – С. 121-127.

3. ЦТ-0060 «Інструкція з використання мастильних матеріалів на тяговому рухомому складі залізниць України». Затверджена та введена в дію наказом Укрзалізниці №110-Ц від 12.04.2003 р.

ДОСЛІДЖЕННЯ СХЕМИ МАСЛООЧИЩУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ЕКСКАВАТОРА З ЕЖЕКТОРНИМ ЖИВЛЕННЯМ НАСОСІВ

Орлов Я. С.., студент
Науковий керівник к.т.н., доцент Пімонов І.Г..
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Устрій системи фільтрування робочої рідини в гідроприводі залежить від цілого ряду чинників: розміру установки, чутливості окремих видів гідравлічного устаткування до забруднень, необхідного ступеня експлуатаційної надійності, виду робочої рідини і, нарешті, від умов експлуатації.

Для гідравлічних приводів невеликих розмірів (з насосом, що має подачу 35 л/хв), що працюють періодично при тиску, що не перевищує 63—100 кгс/см^2, досить встановити один фільтр на лінії всмоктування. В більшості випадків можна обмежитися сітчастим фільтром з розміром осередку 100—200 мкм, який дозволяє запобігти попаданню в гідросистему забруднень, небезпечних для нормальної роботи гідроприводу. Для гідравлічних приводів середніх розмірів (з насосом, що має подачу 200 л/хв), що працюють при тиску до 200 кгс/см^2 (20 МПа), і при довших трубопроводах, окрім фільтрів на лінії всмоктування, необхідно встановлювати ще фільтр на лінії зливу. Для крупних гідравлічних приводів з ємкістю резервуару понад 1000—2000 л (крупні преси, прокатні стани і т. д.) необхідно передбачати ще незалежну систему фільтрування робочої рідини. У цих випадках доцільно також встановлювати спеціальні баки-відстійники, в які зливають масло з гідросистеми. Баки-відстійники повинні мати достатні розміри, оскільки інакше забруднення не встигнуть осісти і знов потраплять в систему. Фільтрування рідин слід проводити регулярно через певні проміжки часу. У кожній гідросистемі слід передбачити також заливні і повітряні фільтри.

Необхідно ретельно підходити до вибору фільтру на всмоктуванні, оскільки величина вакууму на всмоктуванні насоса не повинна перевищувати певної величини протягом всього періоду експлуатації насоса. Якщо розрідження на всмоктуванні перевищує допустиму величину, необхідно збільшити діаметр всмоктуючого трубопроводу і понизити витрату робочої рідини через фільтр за рахунок зменшення подачі насоса (у регульованому насосі максимальну подачу обмежують за допомогою механізму регулювання, в нерегульованому — зменшенням частоти обертання або застосуванням насоса з меншою подачею); встановити елемент, що фільтрує, з більшою пропускною спроможністю; зменшити висоту всмоктування насоса; встановити фільтр більшої пропускної спроможності або збільшити кількість фільтрів.

Передчасний вихід з ладу насосів наступає унаслідок кавітації, яка в більшості випадків є результатом неправильного вибору всмоктуючого фільтру. При застосуванні дорогих насосів високого тиску і великої подачі доцільно застосовувати дешеві підпиточні насоси (зазвичай відцентрові), які подають масло через фільтр безпосередньо у всмоктуючу лінію основного насоса. При цьому окрім гарантованого підпору на всмоктуванні можна забезпечити тонше фільтрування масла, що поступає в основний насос. Фільтри, встановлені на всмоктуванні, відрізняються високою ефективністю. Численними дослідженнями, проведеними Вніїгидропріводом, а також зарубіжними фірмами (наприклад, фірмою Розайн), доведено, що установка всмоктуючих фільтрів з тонкістю фільтрування 74 мкм по своїй ефективності еквівалентна установці фільтрів на лінії нагнітання з тонкістю фільтрування 25 мкм. Встановлювати на лінії всмоктування фільтри з тонкістю фільтрування менше 74 мкм недоцільно.

У автоматизованих гідравлічних приводах, що мають складний цикл роботи і дорогі системи регулювання, необхідно передбачати установку фільтрів тонкого очищення в лініях, що знаходяться під тиском робочій рідині.

Установка фільтрів тонкого очищення високого тиску необхідна для захисту чутливої розподільної і контрольно-регулюючої гідроапаратури.

Найбільш поширеним способом фільтрування робочої рідини в гідросистемах є установка фільтрів на зливних лініях. На рис. 1 показані можливі місця установки різних типів фільтрів, проте у кожному конкретному випадку потрібний індивідуальний підхід до найбільш раціонального вибору місця установки фільтрів робочої рідини.

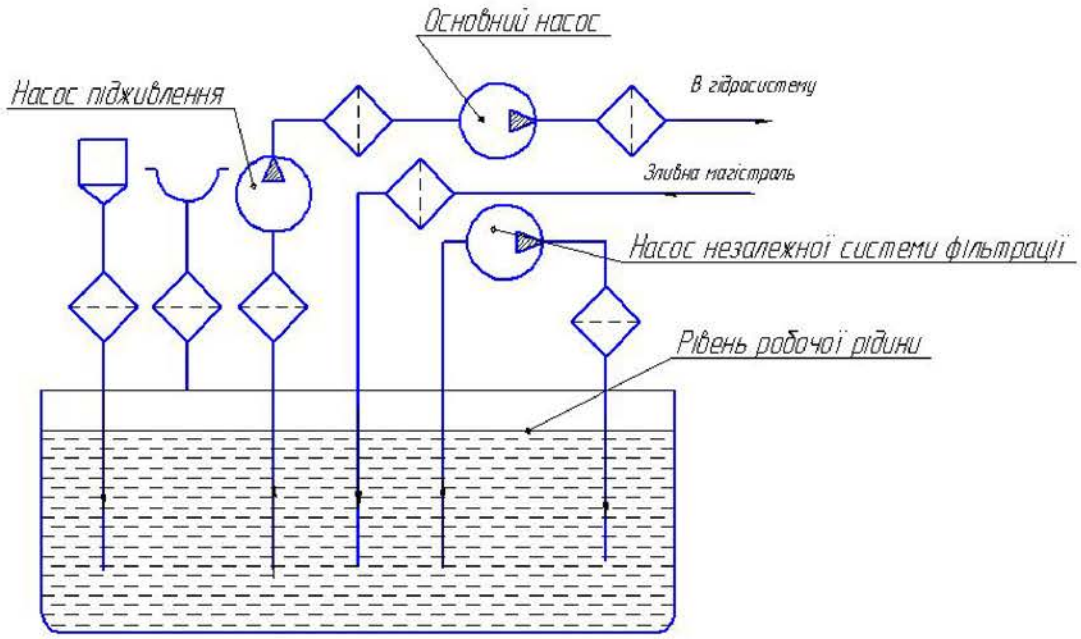


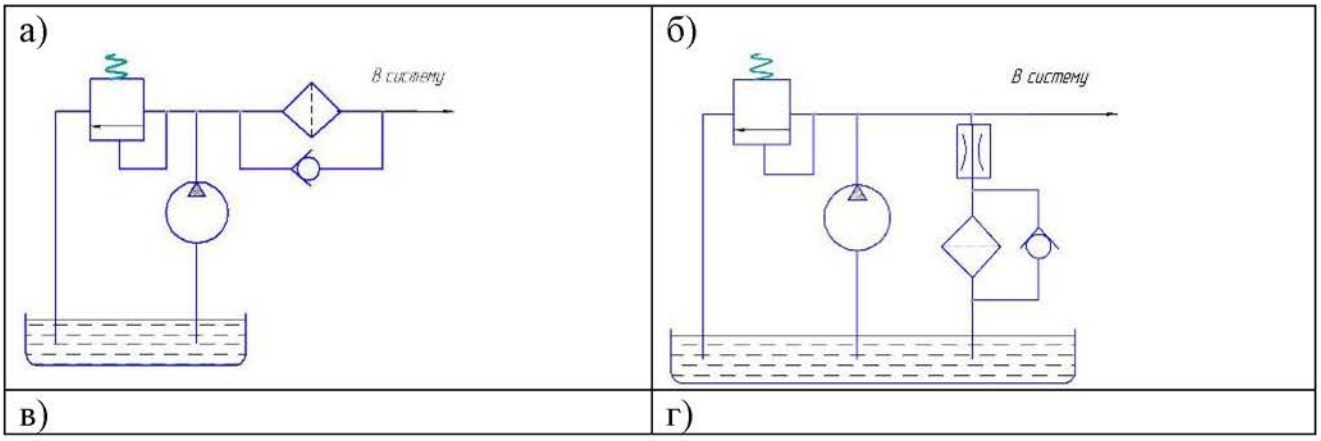
Рисунок 1 - Варіанти установки фільтрів в гідроприводах

При створенні гідроприводів слід враховувати, що фільтрувальні системи в сучасному гідроприводі повинні забезпечувати постійне фільтрування робочої рідини з тонкістю не більше 25 мкм, а в окремих випадках — 2—5 мкм (електрогідравлічні стежачі системи управління). Тільки в цьому випадку може бути забезпечена довговічна і надійна робота гідравлічних систем різного призначення.

Окрім фільтру на заливній горловині маслобака і повітряного фільтру в гідросистемі обов'язково повинно бути ще не менше одного фільтру.

Фільтри в гідравлічних системах можуть проводити фільтрування повного потоку рідини або його частини. У першому випадку фільтри включаються в гідросистему послідовно, в другому - паралельно. Є також велике число комбінованих схем включення фільтрів, наприклад, коли фільтри попереднього очищення включаються послідовно, а фільтри тонкого очищення — паралельно н ін.

На рис. 2 приведені типові схеми включення фільтрів в гідравлічних системах. На рис. 2, а показана схема для повнопотокового фільтрування. Паралельно фільтру підключений перепускний клапан, який оберігає фільтр від руйнування при забрудненні. Перепускний клапан може бути змонтований безпосередньо у фільтрі або як самостійний вузол в гідросистемі. На рис. 2, б показана схема включення фільтру для часткового фільтрування потоку робочої рідини. Від лінії нагнітання частина потоку рідини через дросель підводиться до фільтру і, пройшовши через нього, зливається в бак. Для оберігання фільтру встановлений перепускний клапан.



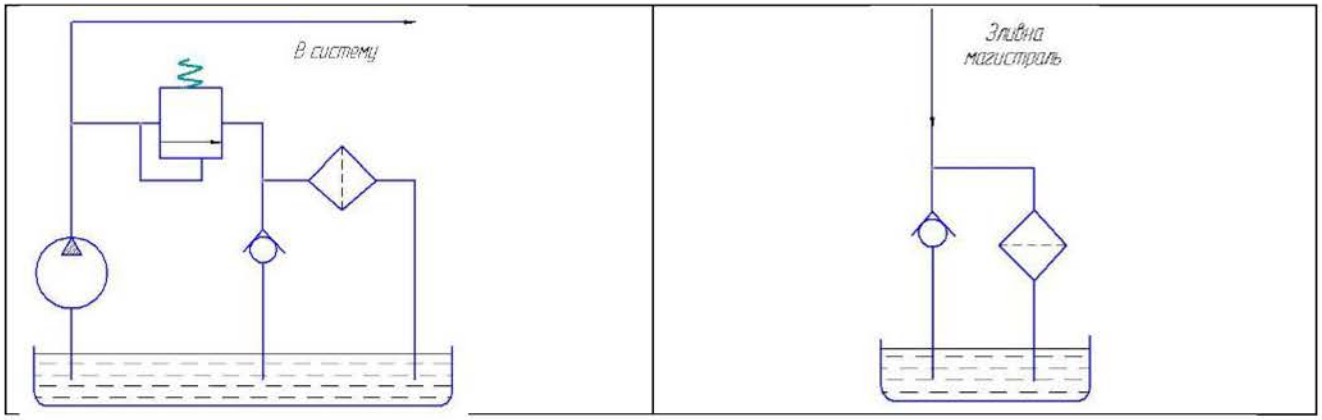


Рисунок 2 - Типові схеми включення фільтрів в гідропривод

На рис. 2, в фільтр встановлений на зливі із запобіжного клапана системи і забезпечує часткове фільтрування потоку робочої рідини. Схема фільтрування робочої рідини на сливі (рис. 2, г) забезпечує фільтрування всього потоку робочої рідини, що поступає в бак із зливної магістралі. Для оберігання фільтру передбачений перепускний клапан.

Тонкість фільтрування робочої рідини в гідропрводах залежно від виду фільтрів приведена нижче.

Тонкість фільтрування (мкм) фільтрами:

заливними . . . . . 100—200

повітряними . . . . . 5—40

всмоктуючими . . . . . 63—200

низького тиску . . . . . 25—63

високого тиску . . . . . 5—63

зливними . . . . . 25—100

Рекомендуються наступні значення допустимого перепаду тиску (р) на фільтрі: для фільтрів високого тиску з перепускним клапаном р = 1,05 ... 1,4 кгс/см^2; для фільтрів високого тиску без перепускного клапана р = 1,05…1,8 кгс/см^2; для зливних фільтрів р= 0,35…0,70 кгс/см^2. При застосуванні металокераміки і інших аналогічних матеріалів ці значення можуть бути

підвищені, але вони не повинні перевищувати 6 кгс/см^2. Максимальний робочий тиск для корпусів фільтрів високого тиску не повинен перевищувати величини, визначуваної по формулі

$$P_{max} = \frac{f p_{руйн}}{n},$$

де p_{max} — максимальний робочий тиск для корпусу фільтру, кгс/см^2;

$p_{руйн}$ — руйнівний тиск для корпусу фільтру, кгс/см^2;

f — якісний коефіцієнт (f=1 — для корпусів без застосування зварки і відливань; f= 0,8 — для корпусів із застосуванням зварки або нечавунних відливань; f = 0,7 — для корпусів з чавунних відливань);

n — коефіцієнт безпеки (п = 4 — для тиску 0 - 20 кгс/см^2; п = 3,5 — для тиску 20—63 кгс/см^2; п = 3 — для тиску >63 кгс/см^2).

При розрахунку необхідного розміру фільтру слід враховувати насамперед перепад тиску p, витрату Q, в'язкість робочої рідини v. Ці дані приведені в каталогах і проспектах на фільтри, що випускаються, але вони, як правило, відрізняються від робочих характеристик фільтру, необхідних для конкретної гідросистеми. Позначимо робочі характеристики фільтру p’, Q’ і v’ Тоді зв'язок між даними по каталогу і дійсними робочими характеристиками фільтру можна визначити приблизно по формулах:

$$\Delta ð' = \Delta p \frac{Q'}{Q}\left(\frac{\frac{v'}{v} + \sqrt{\frac{v'}{v}}}{2}\right); \qquad (1)$$

$$Q' = \frac{2Q\Delta p'}{\Delta p\left(\frac{v'}{v} + \sqrt{\frac{v'}{v}}\right)}; \qquad (2)$$

$$Q = \frac{\Delta p}{\Delta p'} Q' \left(\frac{\frac{v'}{v} + \sqrt{\frac{v'}{v}}}{2} \right). \qquad (3)$$

При виборі всмоктуючого фільтру необхідно визначати максимально допустимий перепад у всмоктуючій лінії насоса

$$\Delta p_{max} = p_и - \Delta p - \Delta p_1 \pm \frac{\gamma h}{10}, \qquad (4)$$

де p_{max} — максимально допустимий перепад тиску у всмоктуючій лінії (тиск налаштування перепускного клапана фільтру), кгс/см$^{2;}$

$p_и$ — максимально допустиме розрідження всмоктування насоса, кгс/см^2;

Δp — втрата тиску у всмоктуючому трубопроводі по всій довжині прямих ділянок, кгс/см$^{2;}$

Δp_1 — втрата тиску у всмоктуючому трубопроводі, визначувана місцевими опорами (вигини труби, косинці, зворотні клапани, втрати на вході і виході і т. п.), кгс/см$^{2;}$

γ — щільність рідини;

h — висота стовпа рідини на всмоктуванні, м.

Висота стовпа рідини на всмоктуванні визначається залежно від місця розташування насоса відносно маслобака (рис. 3).

При розташуванні насоса на маслобаці (рис. 3, а) формула (4) має вигляд

$$\Delta p_{max} = p_и - \Delta p - \Delta p_1 - \frac{\gamma h}{10} \quad . \qquad (5)$$

При розташуванні насоса усередині маслобака (рис. 3, б) формула (.4) набере вигляду

$$\Delta p_{max} = p_и - \Delta p - \Delta p_1 \quad (6)$$

При розташуванні насоса під маслобаком (рис. 3, в) формулу (4) запишемо у вигляді

$$\Delta p_{max} = p_и - \Delta p - \Delta p_1 + \frac{\gamma h}{10} \quad (7)$$

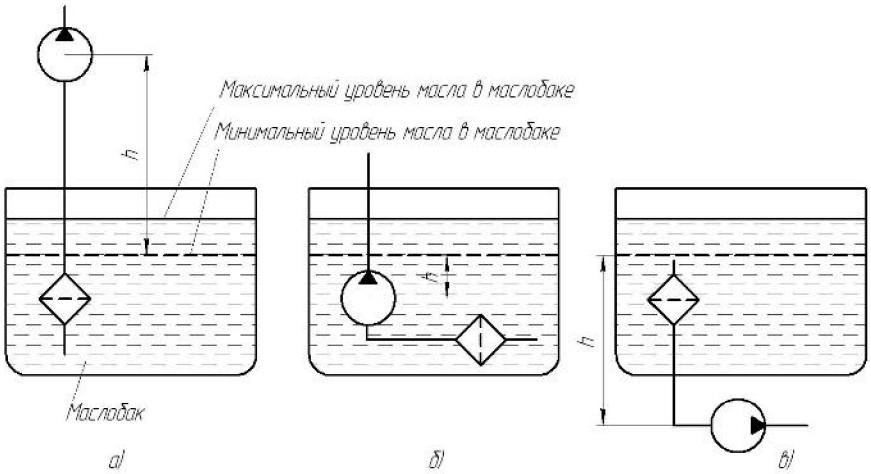


Рисунок 2.8 - Різні положення насосів відносно маслобаків

На максимальний тиск р слід настроювати перепускний клапан фільтру. Для практичних розрахунків величину знижують на 20%.

Перепад тиску р прямо пропорційний в'язкості, щільності рідини, довжині труби, витраті і назад пропорційний внутрішньому діаметру труби в 4-му ступені при ламинарном потоці робочої рідини. Чим менше швидкість руху рідини у всмоктуючому трубопроводі, тим більше сприятливі умови для роботи всмоктуючого фільтру. Для всмоктуючих трубопроводів можна набувати орієнтовного значення швидкості робочої рідини, рівного 1,2 м/с при в'язкості робочої рідини 32 сСт.

При визначенні втрати тиску на ділянках місцевих опорів (Δp_1) їх зазвичай замінюють еквівалентною довжиною прямого трубопроводу. Еквівалентну довжину прямого трубопроводу знаходять по формулі

$$l_э = K\frac{Q}{50v}, \quad (8)$$

де $l_э$ — еквівалентна довжина трубопроводу, м;

Q — витрата, см^3/с;

v — кінематична в'язкість, сСт;

К — коефіцієнт.

Значення коефіцієнта К залежно від виду місцевих опорів на всмоктуючому трубопроводі приведені нижче:

Вид місцевого опору:

вигин труби під кутом 90°. 1,2

вигин труби під кутом 45°. 0,42

кутове з'єднання труб (косинець) 2,2

зворотний клапан. 16,5

трійник. 1,8

замочний вентиль повністю відкритий 0,19

замочний вентиль відкритий на 3/4. . . . . 1.15

замочний вентиль відкритий на 1/2 5,6

замочний вентиль відкритий на 1/4 24

втрати на вході. 0,5

втрати на виході. 1,0

При користуванні формулою (8) слід мати на увазі, що вона дійсна тільки для ламинарного руху робочої рідини при швидкості 1,2 м/с.

На основі аналізу перспективних напрямків вдосконалення гідроприводу екскаватора розроблена наступна поліпшена його схема (рис. 4). Гідропривід складається з двох насосів 311.224 (Н1 і Н2, з регуляторами потужності), які подають робочу рідину в гідравлічну систему екскаватора. На зливній магістралі гідроприводу розташований подільник потоку ПП, на одній гільці якого встановлено магістральний магнітний фільтр Ф1, на другій

фільтр тонкої очистки Ф2, на третій гільці встановлюється гідроциклонний блок (Ф5, Ф6, Ф7) з відцентровим очищувачем Ф3. Очищена гідроциклонами робоча рідина прямує до ежекторів Е1 та Е2, які подають робочу рідину безпосередньо на вхід насосу , поліпшуючи їх живлення і, як наслідок, - технічну характеристику.

Застосування подільника потоку ПП дає можливість використати для очистки робочої рідини комбіновану маслоочищувальну систему, в складі якої використовуються:

- сучасні магістральні фільтри з невеликою втратою тиску для основного потоку робочої рідини;
- гідроциклонні і відцентрові фільтри тонкої очистки для меншої частки робочої рідини, що дає можливість не витрачати додаткової потужності на роботу цих пристроїв.

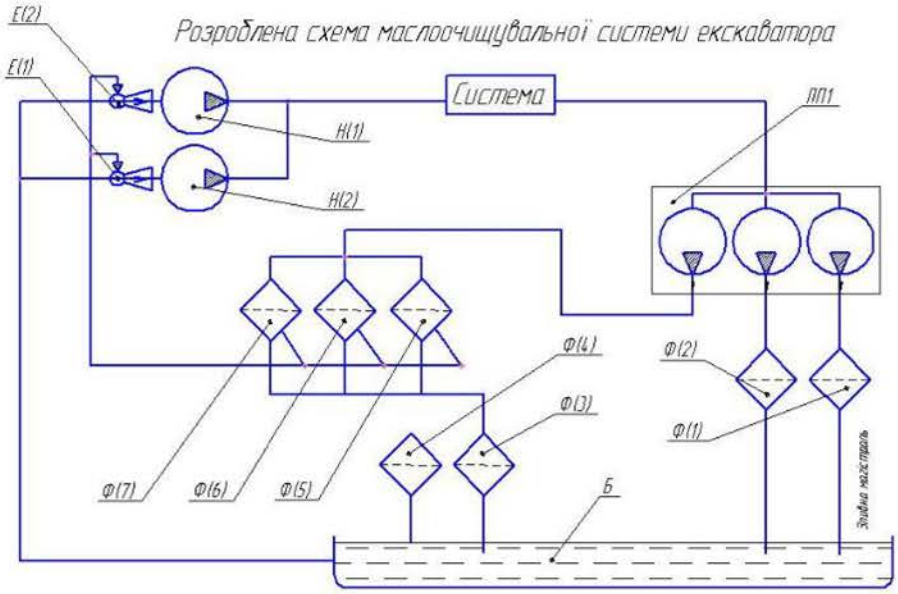


Рисунок 3 – Загальна структура гідроприводу

Аналіз отриманих результатів показує, що така комбінована система очистки робочої рідини суттєво зменшує витрати матеріалу на фільтрування.

Подільник потоку в цій схемі використовується як джерело гідравлічної потужності для ежектора, який установлюється на вході в насос екскаватора і поліпшує його технічну характеристику.

Ці переваги розробленого гідроприводу екскаватора необхідно втілити в конкретні конструкції його складових і розташувати на екскаваторі.

Литература

1. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан, З. Я. Лурье, І. А Чекмасова – Киев: НТУУ «КПИ» ВПИ ВПК «Политехника», 2006. – 216 с.

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

3. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко: за ред. В. Б. Самородова.; НТУ «ХПІ», Харків : ФОП Панов А. М., 2020, 524 с.

ВСТАНОВЛЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ МІЖ ПАРАМЕТРАМИ ГІДРОПРИВОДУ ПРИ РОЗРОБЛЕНИХ ТА СТАНДАРТНИХ РЕЖИМАХ ДІАГНОСТУВАННЯ

Єфименко А. О., аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Пімонов І.Г..
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Технічна діагностика дозволяє підвищити ефективність роботи будівельних машин за рахунок підтримки їх експлуатаційної продуктивності на високому рівні, скорочення витрат на технічне обслуговування та ремонт.

Ефективність діагностики, значною мірою, залежить від витрат на її здійснення.

Зменшення цих витрат проводиться шляхом розробки та удосконалення методів і засобів діагностики будівельних машин, включаючи їх гідропривід, на який припадає на частку 20…80% усіх відмов та значна частина експлуатаційних витрат.

У цьому дослідженні визначається вплив частоти обертання аксіальнопоршневих насосів (гідромоторів) на їхні функціональні параметри. Дослідження проведено на прикладі насоса 210 (АПН-210), широко поширеного на будівельних машинах.

Відносні зміни внутрішніх перетікань насосів визначаються.

$$k = \frac{Q_{(ni)}}{Q_н} \tag{1}$$

де $Q_{(ni)}, Q_i$ - відповідно витоки в загальмованому аксіально-поршневому насосі (гідромоторі) і за номінальної частоти. Чим вищий коефіцієнт подачі, тобто чим менші зазори в гідроагрегаті (рис. 1), тим більший вплив частоти обертання на витоки. Гідромотори з коефіцієнтом

подачі 0,95 залежно від частоти обертання змінюють свої витоки в 1,75 рази, а з коефіцієнтом подачі 0,6, - в 1,16 рази, що вносить істотну методичну похибку діагностування.

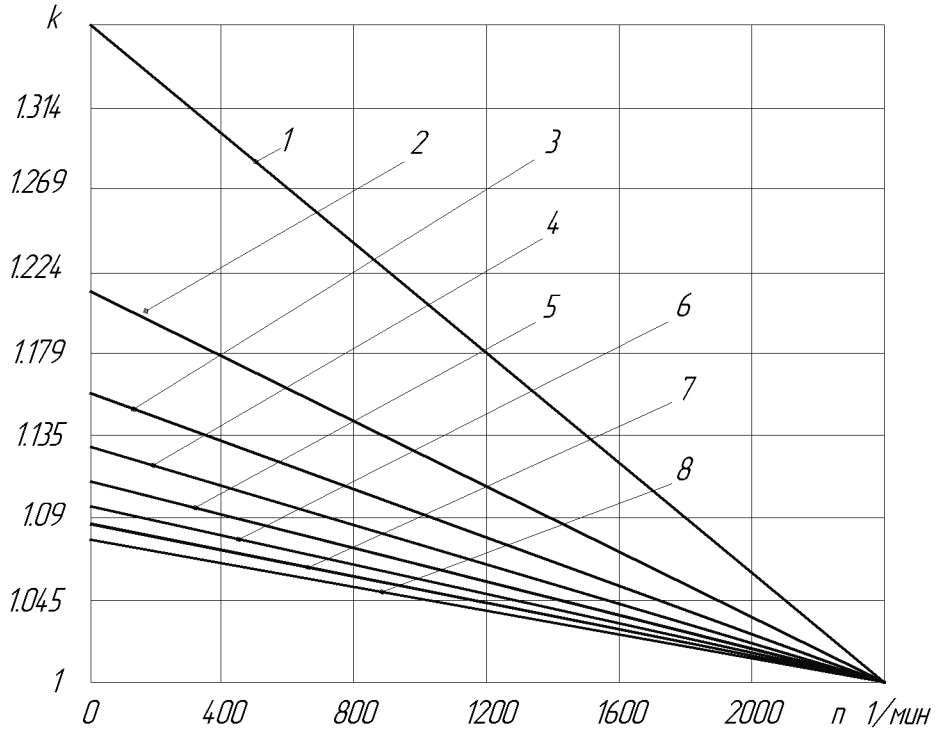


Рисунок 1 - Вплив частоти обертання шестеренних насосів на відносну зміну внутрішніх перетікань: 1 - $\eta = 0,95$; 2 - $\eta = 0,90$; 3 - $\eta = 0,85$;

4- $\eta = 0,80$; 5- $\eta = 0,75$; 6- $\eta = 0,70$; 7- $\eta = 0,65$; 8- ; 8- $\eta = 0,60$

Значення витоків у гідромоторі Q_i , за регламентованої частоти його обертання, відрізняється від витоків у загальмованому гідромоторі Q_0 , що вимірюються під час діагностування, на величину $Q_{дн}$.

Отримаємо аналітичну залежність, що дає змогу знайти нормоване значення діагностичного параметра, відповідне до виміряного за спеціальних режимів діагностування

$$Q_н = Q_0 - Q_{дн} \tag{2}$$

де Q_0 - визначене (виміряне) за спеціальних режимів діагностування значення внутрішніх витоків у насосі (гідромоторі);

Q_i - значення внутрішніх витоків у насосі (гідромоторі) за стандарнних (нормативних) режимів його діагностування;

$Q_{äi}$ - відмінність виміряних показань від нормованих.

Для практичного застосування цієї формули, використовуючи метод найменших квадратів і апроксимуючи залежність поліномом другого ступеня, виражаємо $Q_{äi}$, що нам не відоме, через Q_0 , що вимірюється в процесі діагностування.

$$Q_{дн} = -4,7 \cdot 10^{-6} \cdot Q_0^{\,2} + 0,1267 Q_0 + 583,36 \qquad (3)$$

Похибка апроксимації залежністю (3) не перевищує 0,98%.

Тоді технічний стан гідронасоса (гідромотора) визначається за формулою

$$\eta = 1 - \frac{Q_i}{nV_0} = 1 - \frac{Q_0 - 4,7 \cdot 10^{-6} \cdot Q_0^{\,2} + 0,1267 Q_0 + 583}{nV_0} \qquad (4)$$

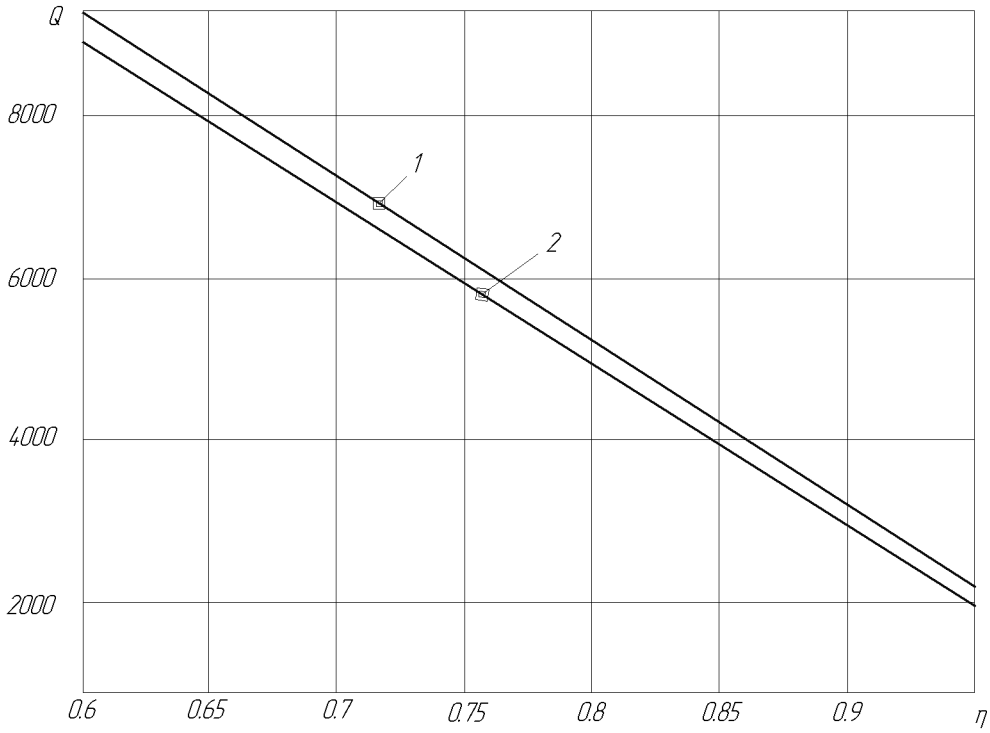


Рисунок 1. - Значення регламентованих внутрішніх перетікань (1) і одержуваних під час діагностування (2)

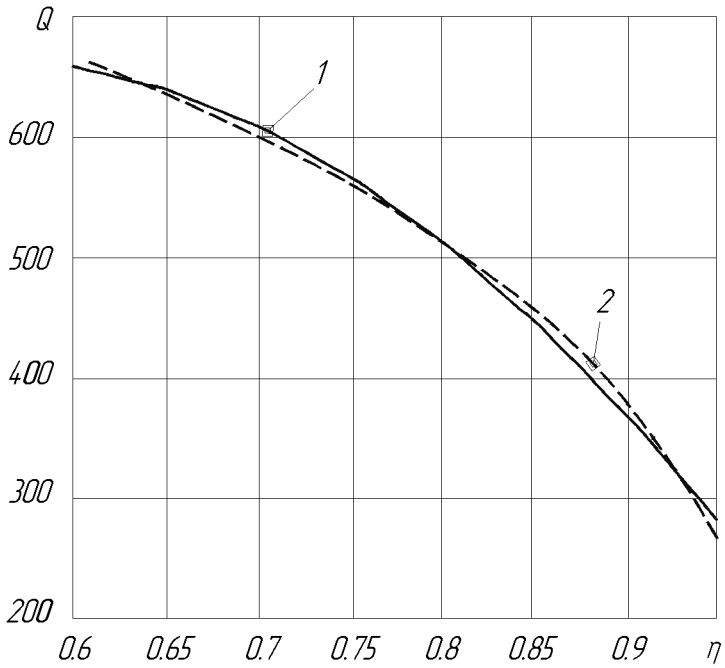


Рисунок 2. Дійсні значення коригувального параметра (1) і апроксимація його значення поліномом другого ступеня (2)

Рівність (4) виконується з похибкою менше ніж 0.5% (рис.1 і 2), що лежить у межах похибки засобів вимірювань, які застосовують під час діагностування.

Висновки

1. Розроблена математична залежність пов'язує структурні та діагностичні параметри аксіально-поршневого насоса і визначає значення його функціональних параметрів (коефіцієнта корисної дії, продуктивності, внутрішніх перетікань) з достатньою для практичних цілей точністю. Це дає змогу реалізувати всі переваги методу бортового діагностування вимірюванням визначального параметра в одній точці гідроприводу, під час діагностування аксіально-поршневих насосів (гідромоторів).

2. Отримані залежності дають змогу: зменшити методичну похибку діагностування з 75...16% до 0.5%, підвищити якість діагностування вимірюванням визначального параметра в одній точці, реалізувати переваги цього методу та підвищити надійність гідроприводу мобільної машини.

Литература

1. Аврунін Г. А. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко: за ред. В. Б. Самородова.; НТУ «ХПІ», Харків : ФОП Панов А. М., 2020, 524 с.

2. Пімонов І.Г. Підвищення ефективності експлуатації будівельних машин удосконаленням бортового діагностування їх гідроприводів. // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, збірник наукових праць. - Харків: РІО ХНАДУ. - 2004. - вип. 27. - С. 187 - 192.

3. Розрахунок параметрів гідромотора та динаміки об‘ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини, Кириченко І. Г., Самородов В. Б., Мороз І.І. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. – Х.: – НТУ «ХПІ». – 2021. – № 2. – С. 48-57. (Web of Science)

АТМОСФЕРНА КОРОЗІЯ МЕТАЛЕВИХ ФРИКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГАЛЬМ

Скачко С. Аспірант, Вольченко О. І., Вольченко Д. О.
Доктор технічних наук, професор кафедри будівельних і дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету
Доктор технічних наук, професор кафедри видобування нафти і газа, Івано-Франківського національного технічного університета нафти і газу

Атмосферна корозія металів є найпоширенішим видом корозії. Приблизно 80% металевих конструкцій експлуатуються в атмосферних умовах: машини та різне металеве обладнання промислових підприємств, сільськогосподарські машини, сталеві мости, каркаси та металеві покрівлі будівель, різні види транспорту з різними типами металевих фрикційних елементів та ін.

Основним фактором, що визначає метод і темп корозії, є ступінь зволоження робочих полірованих поверхонь при електротермомеханічному терті. За ступенем зволоження поверхні, що корродує, розрізняють такі типи атмосферної корозії металів: мокру, вологу і суху. Зупинимося кожному типі атмосферної корозії окремо з урахуванням те, що може бути статична і динамічна, і, у нерухомих і рухомих спряженнях.

При мокрій корозії на поверхні металу спостерігається видима плівка вологи. Атмосферна корозія цього типу має місце за відносної вологості повітря близько 100%, коли виникає крапельна конденсація вологи на поверхні металу, а також при безпосередньому попаданні вологи на метал (дощ, обливання конструкції водою тощо). При вологій корозії існує наявність на поверхні металу найтоншої, невидимої плівки вологи, яка утворюється в результаті капілярної, адсорбційної або хімічної конденсації при відносній вологості повітря нижче 100%.

При сухій корозії спостерігається повна відсутність плівки вологи на поверхні металу [1].

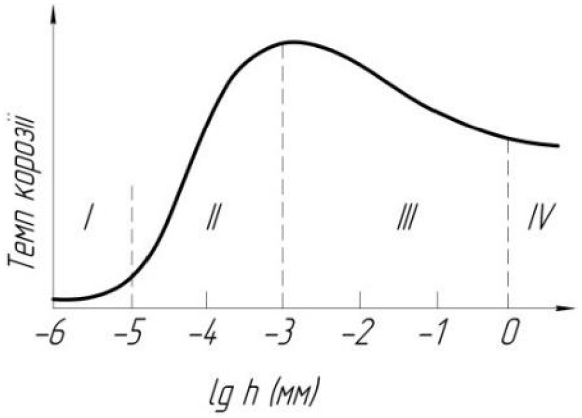


Рис. 1. Характер залежності темпу атмосферної корозії металу від товщини шару вологи *h* поверхні металу: *I* – область сухої атмосферної корозії (*h* = 10 – 100 А); *II* – сфера атмосферної корозії (*h* = 100 – 1000 А); *III* – область мокрої

атмосферної корозії (h = 1 мкм – 1 мм); *IV* - корозія при повному зануренні в електроліт (h > 1 мкм)

Номер	Вплив різних видів деполяризації на корозію	
1	**киснева** оцінюється: термодинамічною можливістю; катодним процесом; перенапруженням іонізації кисню;	дифузією кисню; одночасною іонізацією та дифузією кисню; захист металів від корозії в нейтральних електролітах
2	**озоно-киснева** оцінюється: озон є анізотропною модифікацією кисню; газ синього кольору з різким запахом t = 111,9 °; сильний окислювач, утворюється з O_2 при електричному розряді на	мікровиступах металевих фрикційних елементів при електротермомеханічному терті [2] за рахунок сумарних генерованих електричних струмів і корозійних струмів, які виникають
3	**воднева** оцінюється: термодинамічною можливістю; катодним процесом; перенапругою водню; концентраційною поляризацією; особливостями корозійного про-	цесу; захистом металів від корозії у розчинах кислот
4	**киснево-воднева** деполяризація оцінюється паралельною тривалістю, в значній мірі не залежною однієї від одної стадіями, пов'я-	заними тільки загальним потенціалом, що встановлюється на кородуючому металі.

Локалізація «внутрішнього» водню в приповерхневому шарі металевої поверхні тертя внаслідок її нерівномірного прогріву викликають мікровибух гримучого газу (суміш двох частин водню та однієї частини кисню).

Рис. 2. Корозійні процеси з різними видами деполяризації

Поділ це умовний, оскільки у реальних умовах можливі взаємні перетворення одного типу корозії на інший. На рис. 1 наведена залежність темпу атмосферної корозії металів від товщини шару вологи на поверхні металу, що корродує. Темп корозії визначається як відношення масового зношування металу до тривалості процесу і є усередненою величиною.

За методом перебігу процесу атмосферна корозія поділяється на електрохімічну (мокру та вологу атмосферну корозію) та хімічну (суху).

Механізм сухої атмосферної корозії металів аналогічний до хімічного процесу утворення та зростання на металах плівок продуктів корозії. Процес сухої атмосферної корозії металів спочатку протікає швидко, але з великим уповільненням у часі так, що через деякий час, кілька або десятків хвилин встановлюється практично постійна і дуже незначний темп, що обумовлено

невисокими температурами атмосферного повітря. Так утворюються на металах у кисні або сухому повітрі тонкі окисні плівки, і поверхня металів тьмяніє. Якщо в повітрі містяться інші гази, наприклад сірчисті сполуки, захисні властивості плівки продуктів корозії, які утворилися, можуть знизитися, а темп корозії у зв'язку з цим в незначній мірі зростає. Однак, як правило, суха атмосферна корозія не призводить до суттєвого корозійного руйнування металевих фрикційних елементів.

Мокра атмосферна корозія металів за своїми властивостями наближається до електрохімічної корозії при частковому зануренні металу в електроліт при деструкції робочої поверхні полімерної накладки, відрізняючись від неї меншою ускладненістю дифузії кисню тонкими шарами електроліту і наявністю енергійно самоперемішування електроліту. Цей вид атмосферної корозії металів триває, за даними І. Л. Розенфельда, з переважним катодним контролем за основної ролі дифузії кисню.

На рис. 2 наведено компоненти повітря, які сприяють корозійним процесам за рахунок деполяризації металевих фрикційних елементів.

Висновки. Таким чином, інтенсифікують корроційні процеси металевих фрикційних елементів як стан атмосфеоного повітря, а й його компоненти.

Литертатура

1. Трибологія: тертя, знос, змащування / А. Х. Джанахмедов, Д. О. Вольченко, М. О. Вольченко та ін. // Баку: «Апостроф-А», 2019. – 640 с.

2. Корозія металів та сплавів з озонно-кисневою поляризацією: монографія / Г. О. Татарченко, І. М. Шаповалова, К. В. Черкач. – Сєвєродонецьк: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2015. - 190 с.

ПОВЕДІНКА РОБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПАР ТРЕННЯ ПРИ ФРЕТТИНГ-КОРОЗІЙНОМУ ЗНОШУВАННІ

Семенний Є. Асپрант, Скрипник В. С., Журавльов Д. Ю.
Доктор технічних наук, професор,
заступник директора з навчальної роботи
Надвірнянського спеціалізованого коледжу
Національного транспортного університету,
м. Надвірна, Івано-Франківська обл.
Кандидат технічних наук,
доцент кафедри технічної механіки,
інженерної та комп'ютерної графіки,
Івано-Франківського національного
технічного університету нафти та газу

Особливостями швидкозмінних процесів, що мають місце як на поверхневих, так і приповерхневих шарах пар тертя гальма, є виняткове розмаїття можливих форм їхнього прояву та наявності взаємозв'язку між ними. Так, зусилля, що прикладаються до металевого елемента у фрикційному вузлі (один фізичний процес) породжують цілий ланцюжок електротермомеханічних процесів, явищ і ефектів (виникнення імпульсних нормальних і дотичних сил, перерозподіл імпульсних нормальних навантажень, перехід від статичного до імпульсного динамічного моменту, генерування на поверхнях мікровиступів електричних і теплових струмів з подальшим їх акумулюванням і розсіюванням в навколишнє середовище, виникнення поверхневих і об'ємних температурних градієнтів, і як наслідок, встановлення температурних границь, що впливають на змінні термічної деформації і напруження елемента). Все це сприяє зародженню та розвитку сітки мікротріщин на робочій поверхні металевого фрикційного елемента гальма, у становленні яких істотну роль відіграють фреттинг-корозія та водневий вплив, що є причиною руйнування робочих поверхонь металевих елементів.

Першопричиною корозії фрикційного металевого елемента є термодинамічна нестійкість металів у різних середовищах за зовнішніх умов. Термодинаміка дає вичерпні відомості про можливість або неможливість мимовільного перебігу корозійного процесу за певних умов.

Fretting (фреттинг) – англійський термін, який означає підточування, руйнування. Фреттинг - корозія - тип зношування, який зустрічається між щільно посадженими поверхнями, які піддаються впливу циклічного відносного руху надзвичайно маленької амплітуди. Зазвичай стирання супроводжується корозією, особливо мікровиступів металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв за умов впливу корозійного середовища (води, вологого повітря). При деструкції поверхневих шарів полімерних накладок при температурах рівної та вище допустимої, корозія стає електрохімічним

процесом. Спочатку розглянемо електричні струми, що виникають при електротермомеханічному терті у поєднанні пар гальмівних пристроїв.

Ступінь розупорядкування структури металів металевих фрикційних елементів гальм при фреттниг-корозії та роль хімічного та електричного факто-

Таблиця 1

Етапи поведінки робочих поверхонь пар тертя при фреттинг-корозійному зношуванні

Етапи	Процеси у зоні контакту	Причини, що викликають процес
1	Інтенсивне виділення водню в зоні тертя з вологи та неметалевого матеріалу пари тертя	Електротермомеханічне тертя викликало трибохімічну реакцію
2	Десорбція вологи з поверхні металевого фрикційного елемента	Тертя підвищило поверхнево-об'ємну температуру
3	Адсорбція водню поверхнею металевого фрикційного елемента	Тертя створило умови для адсорбції
4	Виникнення короткозамкнутого багатоелектродного елемента є гальванічної системою	Наявність мікровиступів металевого елемента, заповнених між собою рідиною
5	Формування подвійних електричних шарів у парах тертя	Для виникнення градієнта електричного струму
6	Катодна і анодна поляризація з одночасною водневою деполяризацією ділянок поверхонь зі змінними густинами сумар-ного електричного струму, включаючи корозійний	Електротермомеханічне тертя викликало трибоелектрохімічні наслідки
7	Полярність кожного компонента металевого елемента в багатоелектродній системі визначається різницею потенціалів: позитивний знак відповідає металам-катодам, а негативний - металам-анодам	Наявність у металевому фрикційному елементі багатокомпо-нентного складу
8	Електричні струми прошивають мікровиступи металевих елементів, піддаючи розпушенню поверхневих шарів, прилеглих до зони контакту, і як наслідок, їх корозійному зносу.	Природа зношування при фреттинг-корозійній та водневій дії на пари тертя однакова, але при різних режимах їх навантаження

рів можуть істотно змінюватися зі зміною експлуатаційних параметрів їх пар тертя від навантаження: кількості циклів випробування, амплітуди ковзання, частоти коливань мікровиступів та імпульсної зміни характеру контак тних взаємодій та супроводжуючих процесів. Передбачається, що інтенсивність зносу в умовах фреттинг-корозії при зазначеному вище навантаженні буде пов'язана зі ступенем розпушування поверхневих шарів, прилеглих до зони контакту. Встановлено, що з підвищенням ступеня розпушування та структурної неоднорідності зменшується вільна енергія системи та полегшується перехід металевого фрикційного елемента в іонний стан при перебігу процесу корозії. Крім того, посилює іонний стан металу водневе його зношування. Інакше кажучи, поверхневий шар металу перетворюється на менш стійкий термодинамічний стан. Етапи поведінки робочих поверхонь пар тертя при фреттинг-корозійному зношуванні наведено у табл. 1.

Таким чином встановлено невідоме явище фреттинг-корозії як багатоелектродної гальванічної системи в діапазоні поверхневих температур рівної і вище допустимої для матеріалів полімерної накладки при їх деструкції в парах тертя гальм і коливаннях з низькою амплітудною частотою в початковій стадії гальмування під дією на мікронерівностях імпульсних питомих навантажень, які заключаються у тому, що при електротермомеханічному терті відбувається виникнення короткозамкнутого багатоелектродного елемента, що представляє гальванічну систему, завдяки якій формуються подвійні електричні шари, що викликають катодну та анодну поляризацію з одночасною водневою деполяризацією ділянок поверхонь зі змінними густинами сумарного електричного струму, властивого тертю, а також полярність кожного компонента металевого фрикційного елемента в багатоелектродній системі визначається знаком цієї різниці: позитивний знак відповідає металам - катодам, а негативний - металам-анодам і при цьому струми прошивають його мікровиступи, піддаючи розпушенню поверхні шарів, прилеглих до зони контакту, і як наслідок, їх зносу. Крім того, наведені етапи поведінки робочих поверхонь пар тертя при фреттинг-корозійному зношуванні.

Список літератури

1. Електротермомеханічна фрикційна взаємодія в парах тертя при крекінг-процесі (частина I) / А. Х. Джанахмедов, А. І. Вольченко, Д. А. Вольченко, В. Я. Попович, А. С. Євченко // Вісник Азербайджанської інженерної академії, Баку, №3 (12), 2020. - С. 12 - 31.

2. Електротермомеханічна фрикційна взаємодія в парах тертя при крекінг-процесі (частина II) / А. Х. Джанахмедов, А. І. Вольченко, В. С. Скрипник, А. С. Євченко, В. Н. Вольченко // Вісник Азербайджанської інженерної академії, Баку, №4 (12), 2020. - С. 19 - 26.

3. Фрикційна взаємодія в електричних та теплових полях металополімерних пар тертя / А. Х. Джанахмедов, О. І. Вольченко, Е. С. Пірвердієв [та ін.] // Вісник Азербайджанської інженерної академії. – Баку. - 2014. - №6 (2) - С. 30 - 54.

МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ РОЗРАХУНКУ ВТРАТ ГІДРАВЛІЧНОЇ РІДИНИ ВНАСЛІДОК ПРОТІКАННЯ ЧЕРЕЗ НЕЩІЛЬНІСТЬ

Шалапай В.В., аспірант
Національний лісотехнічний університет України

Зпрацюваня ущільнюючих елементів гідросистеми призводить до прогресуючого перетікання робочої рідини гідроприводу в неробочу порожнину гідромашини. Даний процес візуально ніяк не виявляється, однак спричиняє непродуктивну втрату потужності гідравлічного приводу, що в свою чергу призводить до надмірних витрат паливо-мастильних матеріалів.

Основним завданням цієї роботи, є опис математичних моделей розрахунку періодичності заміни ущільнень. Експлуатаційні умови механізмів та технічне обслуговування залежать від основ прогнозування терміну використання ущільнень. Тому особливо актуальною є задача розрахунку періодичності заміни ущільнень гідроприводу маніпулятора самозавантажувача лісової машини, що дасть змогу адекватно відображати складні взаємозв'язки між підсистемами гідроприводів різної фізичної природи.

1. Перша задача.

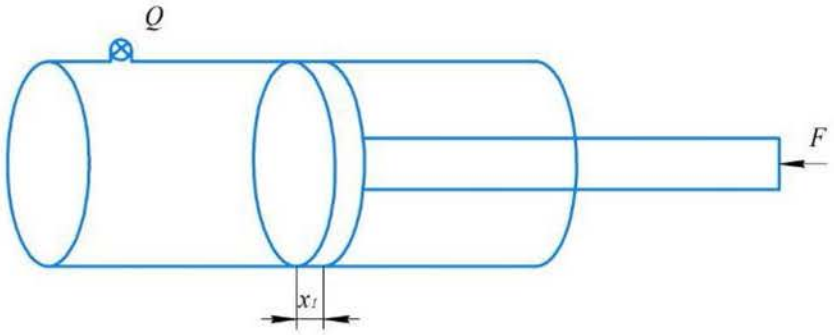


Рисунок 1 – Схема навантаження гідроциліндра зовнішньою силою

За ідеального випадку рівноваги поршня під дією сили F, витікання рідини з напірного патрубка відсутнє. В даному випадку повна потенційна енергія деформації.

$$E_{деф} = E_{П} - A_{зовн.сил} \tag{1}$$

В довільний момент, на величину x відносно початкового положення, зміщується поршень. Тоді в заданий момент часу потенційна енергія стисненої рідини $E_П$:

$$E_П = \int_V \frac{\delta \cdot \varepsilon}{2} dv = \frac{1}{2}\int_V \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}} \cdot \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4} E_{пр}} dv = \frac{1}{2}\frac{\Delta l^2}{L} E_{пр} \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

(2)

Використаємо рівняння витікання рідини через плоску щілину та відповідно до лінійного закону зміни тиску спростимо його. Тоді енергія деформації у розглядуваному процесі:

$$E_{деф} = \frac{1}{2}\frac{\Delta x^2}{x} E_{пр} \frac{\pi D^2}{4} - F\Delta x \tag{3}$$

В положенні рівноваги $E_{деф} \to \min, E_{деф}$ - функціонал функції Δx, де $\Delta x = f(F)$

Виконаємо операцію варіювання виразу за зміною наперед невідомої величини Δx:

$$\delta E_{деф} = \frac{\delta E_{деф}}{\delta(\Delta x)} \cdot \delta(\Delta x) = \left[\frac{1}{2} \cdot 2 \cdot \frac{\delta x}{x} \cdot E_{пр} \frac{\pi D^2}{4} - F\right]\delta \Rightarrow \frac{\Delta x}{x} \cdot E_{пр} \frac{\pi D^2}{4} - F = 0 \Rightarrow F = \delta \frac{\pi D^2}{4}$$

(4)

Для задачі, запишемо величину просідання Δx:

$$\Delta x_1 = \frac{FL}{E_{пр} \frac{\pi D^2}{4}} \tag{5}$$

2. Друга задача

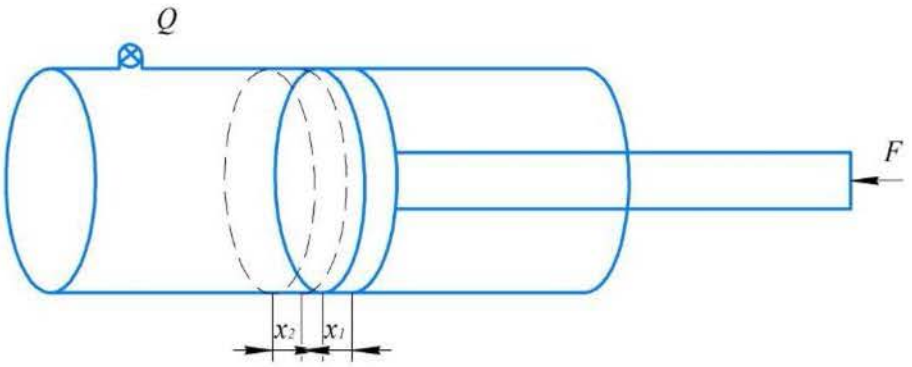


Рисунок 2 – Схема навантаження гідроциліндра зовнішньою силою

Порівнюючи діаметр поршня та товщину нещільності, бачимо що вона є нікчемно малою, тому використаємо рівняння витікання рідини через плоску щілину та відповідно до лінійного закону зміни тиску спростимо його. Тоді приріст ексергії ΔE_x у розглядуваному процесі:

$$\Delta E_x = -\frac{p \cdot \pi \cdot D^2}{2 \cdot E \cdot 4} \Delta x + F \Delta x \tag{6}$$

Витрата рідини ΔQ:

$$\Delta Q = \frac{\pi D H^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} = \frac{\pi D p}{12\mu l} H^3 \tag{7}$$

Деформація ущільнень силами тертя:

$$E_{тер} = k_{тер} T_{тер} \cdot \Delta x = k_{тер} \cdot p \cdot \pi D l \cdot \Delta x \tag{8}$$

Додавши анергію потоку рідини, яка просочується через щілину, до енергетичних чинників даного процесу:

$$E_{пот} = \int_{\Omega}^{\cdot} \rho g \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v}{2g} + z\right) d\Omega = \int_{\Omega}^{\cdot} (p + \rho g z) d\Omega + \frac{\pi D^3 \rho l}{32H} \cdot v_{\Delta Q}^2 \tag{9}$$

Підсумувавши вище виведені формули, запишемо рівняння загального балансу енергії та аксергії[1]:

$$E_x - An = \Big[-\frac{2F^2}{\pi D^2 E} \Delta x + F \Delta x - \frac{3}{8} \pi \frac{D^3}{H^3} \mu l \frac{\Delta x^2}{\Delta t} - 12 \cdot 16\mu \frac{\pi H l}{D} \frac{\Delta x^2}{\Delta t} - x k \tau \Delta x - k_{тер} \cdot p \cdot \pi D l \cdot \Delta x - \frac{\pi D^3 \rho l}{32H} \left(\frac{\Delta x}{\Delta t}\right)^2\Big] \tag{10}$$

Виконаємо операцію варіювання виразу $E_x - Aw$ за зміною наперед невідомої величини Δx:

Тоді

$$\delta(E_x - An) = \Big[-\frac{2F^2}{\pi D^2 E} + F - \frac{3}{8} \pi \frac{D^3}{H^3} \mu l \frac{\Delta x}{\Delta t} - 12 \cdot 32\mu \cdot \frac{\pi H l}{D} \frac{\Delta x}{\Delta t} - x k \tau - k_{тер} \cdot p \cdot \pi D l - \frac{\pi D^3 \rho l}{16H} \frac{\Delta x}{\Delta t^2}\Big] \delta(\Delta x) \leq 0 \tag{11}$$

У випадку, коли такими чинниками трансформації енергії знехтувати, окрім втрати рідини, то отримаємо вираз:

$$\Delta x \geq \frac{F}{\frac{3}{4}\pi\frac{D^3}{H^3}\mu l}\Delta t \qquad (12)$$

Вираз (12) доцільно використовувати для визначення граничної велечини просідання поршня.

Перелік посилань

1. Ya. Salo; V. Dumich; O. Machuga; Yu. Lusta; V. Shalapai. Technical and technological aspects of development and testing of new machinery and technologies for agriculture of Ukraine. 2023., DOI: 10.31473/2305-5987-2022-2-31(45)-2

ІНШІ ДОСЛІДЖЕННЯ

ЯК ШТУЧНИЙ ІНТЕЛЕКТ ЗМІНИТЬ АВТОТРАНСПОРТНІ ВАНТАЖОПЕРЕВЕЗЕННЯ

Чорнобай Е.І., студент
асистент Карпішен Б.С.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків

Технологія штучного інтелекту (ШІ) існує з 1950-х років, але сьогодні набуває все більшої популярності завдяки технологічному прогресу. Вона дозволяє комп'ютерним програмам навчатися та імітувати людську поведінку і має здатність імітувати такі характеристики, як здатність міркувати, розуміти сенс і вчитися на власному досвіді. Як результат він може розумно виконувати завдання без вказання прямих інструкцій.

Сьогодні вважається, що ШІ знижує кількість людських помилок і його можна побачити всюди навколо нас. Якщо користуватись такими системами, як Siri або Alexa, то були кроки до використання цієї технології. На даний момент використовується в багатьох сферах та галузях, включаючи рекламу, охорону здоров'я, роздрібну торгівлю та електронну комерцію, фінансування, виробництво, вантажоперевезення та транспорт [1].

У США кілька великих компаній розгорнули автономні вантажівки для перевезення вантажів, що принесло країні численні переваги, включно з надзвичайно важливою – зменшення впливу вантажного транспорту на навколишнє середовище та оптимізацію доставки та переміщення вантажів, що зменшує затори на дорогах і допомагає при грошових втратах.

Штучний інтелект змінив не лише роботу бек-офісу, а й життя на дорозі. При згадці цього терміну ШІ люди зазвичай думають про автономні вантажівки, також відомі як автономні саморухливі вантажівки. Хоча такі

компанії, як Tesla і Uber, лідирують у розробці автомобілів, що самі рухаються, ШІ присутній на дорогах вже сьогодні.

Всі можуть погодитися з тим, що життя на дорозі стало простіше і безпечніше завдяки системам ADAS. Сьогодні ці системи передової допомоги водію, які призначені полегшити керування автомобілем і підвищити безпеку на дорозі. Ця система використовує сучасні технології, такі як датчики, камери, лідари та радіочастотні модулі, для надання водієві інформації та втручання в керування автомобілем у важких або небезпечних ситуаціях[2]. ADAS оснащує транспортні засоби поєднанням сенсорних технологій і алгоритмів обробки штучного інтелекту, щоб відчувати навколишнє середовище навколо автомобіля, обробляти його, а потім або надавати інформацію водієві, або вживати заходів.

ШІ вже почав змінювати світову економіку і, ймовірно, продовжить це робити. За оцінками аналітиків, розвиток штучного інтелекту може збільшити світову економіку приблизно на 13 трильйонів доларів США до 2030 року. Це включає транспортний сектор, де ШІ, як очікується, спричинить додаткові зриви. Згідно з оцінками світових дослідницьких компаній, у 2017 році світовий ринок технологій штучного інтелекту, пов’язаних із транспортом, досяг 1,2–1,4 мільярда доларів.

Він може зрости до 3,1–3,5 мільярда доларів США до 2023 року, зареєструвавши зведений річний темп зростання (CAGR) від 12 до 14,5 відсотків протягом 2017–2023 років. Швидке зростання цього ринку зумовлене багатьма перевагами. Штучний інтелект може забезпечити транспорт, зокрема підвищення ефективності, безпеки водія та зниження витрат. У 2017 році найбільша частка припадає на Північну Америку на світовому ринку перевезень ШІ – 44 відсотки [3].

Технології штучного інтелекту роблять логістичну галузь більш автоматизованою та орієнтованою на користувача.

Коли штучний інтелект поєднується із аналізом великих даних, Інтернетом речей та машинним навчанням, можна розробити ефективні рішення. Ось деякі переваги використання ШІ у транспорті:

- Відстеження транспортних засобів
- Ефективне використання ємності сховища
- Скорочення експлуатаційних витрат
- Оптимізація маршруту для логістики
- Зниження дорожньо-транспортних пригод
- Підвищення стійкості
- Скорочення часу в дорозі

Обчислювальна складність алгоритмів ШІ. Алгоритм — це набір правил, спрямованих на вирішення певної проблеми. Розробка та аналіз алгоритмів є важливою частиною технологій ШІ. Він вимагає, щоб бути ефективним з точки зору меншого часу, необхідного для обробки алгоритму для великої кількості вхідних даних.

У транспорті це включає такі проблеми, як маршрутизація транспортних засобів та оптимальне планування для водіїв та учасників дорожнього руху. Складність обчислень обмежує методи ШІ, оскільки більшість алгоритмів класифікуються як NP-проблема та NP-повна задача. У глибокому навчанні багато прихованих рівнів побудовано в архітектурі мережі. Отже, складність залежить від того, коли великі дані містять шум і спотворення, з яких важко витягнути функції.

У транспорті дані можна збирати з багатьох джерел, починаючи від датчиків на дорозі, підключених пристроїв, платних пунктів, GPS до хмарних додатків тощо.

Збір та аналіз даних з різних джерел відкривають нові можливості для вдосконалення транспортної інфраструктури та управління транспортним

потоком. Сучасні технології дозволяють використовувати великі обсяги даних (Big Data) та застосовувати аналітичні методи, включаючи машинне навчання та штучний інтелект, для вивчення взаємозв'язків та розробки ефективних стратегій управління рухом.

Важливим аспектом є розробка алгоритмів, які можуть працювати в реальному часі та приймати рішення на основі поточних даних про рух та інші важливі параметри. Це включає у себе не лише оптимальний вибір маршруту для конкретного транспортного засобу, але й прогнозування змін у руховому потоці та адаптацію стратегій управління в реальному часі.

Ці джерела зберігають великі дані про різні функції транспорту. Прикладами таких характеристик є транспортний потік, швидкість, наповненість і поведінка мандрівників. Отже, це ускладнює процес обчислення для вирішення конкретної проблеми [4]. Ось декілька головних джерел:

- Датчики на дорозі та інфраструктура;
- Системи глобального позиціонування (GPS) в транспортних засобах;
- Інформація, яка збирається на платних ділянках доріг;
- Хмарні додатки, що збирають дані про рух та маршрути в реальному часі;
- Системи відеоспостереження на дорогах;
- Додатки для смартфонів та веб-платформи, які збирають дані про рух, подорожі;
- Дані від автовиробників.

Наведемо декілька прикладів як нейронні мережі змінюють автотранспортні вантажоперевезення і транспортний потік в цілому.

Розроблена глибока нейронна мережа для прогнозування потоку трафіку до 60 хвилин. Дані про транспортні потоки були зібрані з автострад по всій Каліфорнії. Був використаний неконтрольований стек автокодерів під назвою SAE model, і навчено за допомогою жадібного покрокового алгоритму. Він виділяє важливі характеристики потоку трафіку, оскільки кожен вихід надходить у мережу як вхід. Потім для прогнозування стабільності маршруту застосовується контрольований рівень логістичної регресії.

Модель продемонструвала чудову продуктивність для нелінійної кореляції просторових і часових даних трафіку, порівняно з іншими методами машинного навчання, такими як опорна векторна машина(SVM) і багаторівнева нейрона мережа і нейронна мережа зворотного розповсюдження. У той час як було запропоновано використати неконтрольовану мережу глибоких переконань (DBN), навчену за допомогою жадібного пошарового алгоритму для вивчення важливих функцій із шаблону потоку. Для прогнозування застосовано контрольований рівень регресії. Однак пропонувалось багатозадачний регресійний рівень із методом групування ваги, щоб об’єднати кілька завдань разом і навчити модель. У подальшому це показало підвищення точності моделі. Крім того, розробили модель глибокого навчання з використанням польових даних, зібраних у Каліфорнії, для фіксації довгострокового прогнозу потоку транспорту. Модель була успішною у вилученні просторових характеристик потоку трафіку за допомогою гурткової нейронної мережі та характеристик тимчасового потоку трафіку з повторюваної нейронної мережі [5].

Також можна привести приклад математичної моделі та алгоритму рішення багатоіндексної задачі з використанням ШІ.

Транспортна проблема - це проблема вирішення маршруту транспортування товару між місцем виробництва товару та місцем, де він потрібен, і безпечної доставки товару до місця попиту. У традиційних

транспортних задачах усі попит і пропозиція, пов'язані з транспортуванням, і транспортні витрати є вже визначеними величинами.

Наприклад, обсяг продукції на місці виробництва продукту дорівнює U, місце виробництва — i, кількість продукції, необхідна місці попиту, — G, а місце попиту — j. Коли кількість місць попиту перевищує кількість місць виробництва, то планування транспортних витрат T і кількості M перевезеної продукції виглядає наступним чином:

$$T = M * g. \tag{1}$$

Тут g — ціна одиниці перевезення товару. Потім генетичний алгоритм використовується для розрахунку вантажу кількома маршрутами, а потім маршрут транспортування обирається шляхом порівняння вантажу. Якщо є лише одне місце виробництва X, але є два місця попиту, існує два транспортні маршрути Y1 та Y2, а кількість товарів, необхідна для місць попиту Y1 та Y2, становить G1 та G2 відповідно. Тоді є дві транспортні схеми. Перший — відправити всі товари з двох місць попиту з місця виробництва, а потім транспортувати їх між двома місцями попиту. Другий – транспортувати товар до двох місць попиту. Кінцевою метою транспортної проблеми є зменшення вантажу; тоді шлях першої схеми перевезень розраховується наступним чином:

$$\begin{aligned} &T_1 = G_1 * g + G_2 * g, \\ &T_2 = M * g + (M - G_1) * g, \\ &M < U. \end{aligned} \tag{2}$$

Таким чином, якщо T1< T2 , буде обрано маршрут транспортування варіанту 1, а якщо T1>T2 , то для перевезення товару буде обрано маршрут транспортування варіанту 2. Крім того, з розвитком сучасного суспільства транспортні проблеми є складними, тому нам потрібно поєднати технологію штучного інтелекту та створити математичні моделі та алгоритми для більш

ефективного вирішення багато індексних транспортних проблем. У той же час він також може забезпечити якість предметів у процесі транспортування, так що витрати на транспортування можуть бути мінімізовані. Звичайно, під час транспортування виникнуть круті схили та повороти, що збільшить ризик транспортування. Таким чином, планування транспортного маршруту також має враховувати транспортний ризик. Формула розрахунку транспортного ризику виглядає наступним чином:

$$\text{Risk} = \frac{n+t}{L} * 100\%. \tag{3}$$

Тут n означає кількість крутих схилів, які зустрічаються на транспортному маршруті, тоді як t представляє кількість кривих на транспортному маршруті, а L означає загальну довжину транспортного маршруту. Тому багато індексно транспортна задача повинна не тільки мінімізувати фрахт, але й зменшити фактор ризику, щоб забезпечити найменшу втрату вартості товару під час транспортування [6].

Висновки. Оскільки вантажоперевезення є важливою частиною логістики та транспортної індустрії, людям цікаво дізнатися, що майбутнє ШІ та машинного навчання означає для них. У міру того, як все більше вантажних компаній впроваджуватимуть нові методи роботи, ШІ продовжуватиме впливати як на водіїв, так і на власників самоскидів.

Він продовжить впроваджувати інновації у те, як далекобійники орієнтуються на дорозі, як вони керують робочим процесом та регулюють операції. Незважаючи на те, що ШІ розвивається, він не може зробити все. Людське втручання, як і раніше, необхідне і, як і раніше, знаходиться на вершині ланцюга. У той час як багато представників автотранспортної галузі приймають ШІ, в інших він викликає побоювання.

Перелік посилань

1. Konieczna I. Artificial intelligence in transport – will chat GPT replace the forwarding department [Електронний ресурс] / Iwona Konieczna // Prilo. – 2023. – Режим доступу до ресурсу: https://prilo.com/artificial-intelligence-in-transport-will-chat-gpt-replace-the-forwarding-department/.

2. Карпішен Б. С. АНАЛІЗ РОЗРОБКИ І ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ADAS В АВТОМОБІЛІ / Карпішен.Б.С. // Комп'ютерні технології і мехатроніка. Збірник наукових праць за матеріалами III міжнародної науково-методичної конференції. – Харків, ХНАДУ, 2022.. – 2022. – №3. – С. 29–33.

3. Conde, Maria Lopez, and Ian Twinn. "How Artificial Intelligence Is Making Transport Safer, Cleaner, More Reliable and Efficient in Emerging Markets." (2019): n. pag. Web.

4. Badalian V. AI has a finger on the pulse of the transport industry [Електронний ресурс] / Vartan Badalian // GreenBiz Group. – 2023. – Режим доступу до ресурсу: https://www.greenbiz.com/article/ai-has-finger-pulse-transport-industry.

5. W. Huang, G. Song, H. Hong and K. Xie, "Deep Architecture for Traffic Flow Prediction: Deep Belief Networks With Multitask Learning," in IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, vol. 15, no. 5, pp. 2191-2201, Oct. 2014, doi: 10.1109/TITS.2014.2311123.

6. Junfang Cao, "Mathematical Model and Algorithm of Multi-Index Transportation Problem in the Background of Artificial Intelligence", Journal of Advanced Transportation, vol. 2022, Article ID 3664105, 11 pages, 2022. https://doi.org/10.1155/2022/3664105

ПРИНЦИП СУПЕРПОЗИЦІЇ СИЛ, ЯК МЕТОД РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ЗАДАЧ НЕСТАЦІОНАРНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛІСОВИХ МАШИН З РОБОЧИМ СЕРЕДОВИЩЕМ

Луста Ю. Р. аспірант
Національний лісотехнічний університет України

Робота у лісі характеризується нелінійним рухом, асиметричним розташуванням робочих органів та нестаціонарною взаємодією під час виконання технічних операцій. Сукупність даних факторів призводить до небезпеки втрати стійкості чи перекидання лісової машини. Доцільно розділити вплив на складові та знайти їх сумарний вплив. Цей підхід можна використати застосувавши принцип суперпозиції сил(1).

$$\sum F = \sum \mathrm{F}_i^{\mathrm{G}} + \sum \mathrm{F}_i^{A}, \tag{1}$$

де $\sum \mathrm{F}_i^{G}$ – сума сил від ваги елементів машини у транспортному положенні, $\sum \mathrm{F}_i^{A}$ – сума сил від асиметричного навантаження.

Однією із задач, яка постає під час дослідження роботи лісових машин є задача знаходження моменту втрати стійкості у повздовжньому напрямку – перекидання. Умовою втрати стійкості є втрата контакту з опорною поверхнею одного з коліс, тобто сила нормальних реакцій є рівною нулю (2).

$$R_n = R_n^G + R_n^A = 0, \tag{2}$$

де R_n – сумарна реакція на найменш навантаженому колесі, R_n^G – реакція від ваги елементів машини в транспортному положенні, R_n^A – реакція від асиметричного навантаження.

Для математичної моделі харвестеру, що зображений на рисунку 1 величину нормальних реакцій в транспортному положенні можна визначити з

умови розподілу ваги між осями машини [1] – реакції під двигуном $R_d^G \approx 0.2R_n^G$ та під візком $R_v^G \approx 0.3R_n^G$.

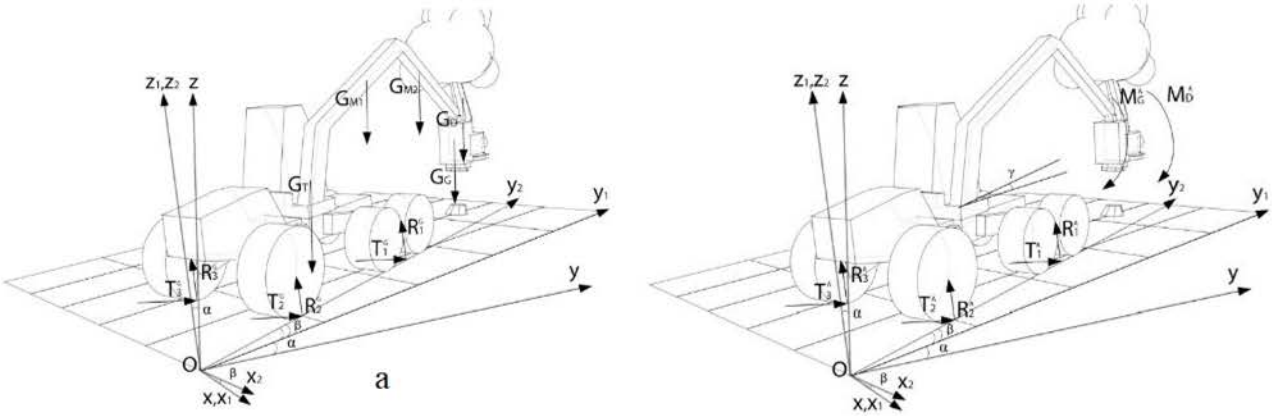


Рисунок 1 – (а): сили від ваги елементів харвестера; (б): сили від асиметричного навантаження; модель харвестера, що виконує роботу на ухилі під кутом α та повернутий відносно висхідної лінії y_1Oy_2 на кут β.

Для знаходження реакції від асиметричного навантаження використається система рівнянь (3).

$$\begin{cases} R_1^A + R_2^A + R_3^A + R_4^A = 0; \\ -(R_3^A + R_2^A)\cdot a - (G_G + G_D)\cdot(L_{M1} + L_{M2})\cos\gamma\cdot\cos\alpha = 0; \\ (R_1^A + R_2^A - R_3^A - R_4^A)\cdot\dfrac{b}{2} - (G_G + G_D)\cdot(L_{M1} + L_{M2})\sin\gamma\cdot\cos\alpha = 0; \\ R_1^A = R_4^A\cos\gamma + R_2^A\sin\gamma. \end{cases} \quad (3)$$

де γ – кут повороту стріли маніпулятора від напрямку руху праворуч, b – ширина машини, а – база машини, $L_{M1,2}$ – довжина першої та другої ланки маніпулятора, $G_{G,D}$– сила від ваги головки маніпулятора та дерева відповідно.

Описаний вище приклад використання принципу суперпозиції сил дозволяє детально проаналізувати усі складові, які можуть призвести до перекидання лісової машини під час виконання технічного завдання.

Перелік посилань

1. Білик Б. В. Теорія та проектування самохідних лісових машин. Львів: РВВ НЛТУУ, 2014. 297 с.

2. Мачуга О.С., Борис М.М., Луста Ю.Р. Методи визначення допустимого ухилу місцевості для безпечної експлуатації спеціалізованої техніки під дією нестаціонарного навантаження. – Mechanics and advanced technologies. vol. 6, no. 2 – 2022. С. 130 – 138. doi: 10.20535/2521-1943.2022.6.2.257604.

МЕТОДИ ДИСТАНЦІЙНОГО КЕРУВАННЯ ЛІСОВИМИ МАШИНАМИ

Мачуга Ю.О., аспірант
Національний лісотехнічний університет України

Наприкінці XX століття галузь заготівлі деревини зазнала значних трансформацій з появою харвестерів - важких комбайнів, здатних зрізати та розкряжовувати дерева Завдяки використанню таких механізованих засобів, значно знизилися випадки травм та смертності, порівняно з традиційними ручними методами заготівлі. Однак, використовуючи сучасні технології, можна спробувати повністю усунути працівників із зони підвищеної небезпеки.

Основна ідея дослідження полягає у використанні геопозиційних даних, отриманих з супутників для однозначної ідентифікації дерев, що підлягають вирубці та алгоритмів машинного навчання і комп'ютерного зору для того, щоб оператори лісозаготівельних машин могли керувати ними дистанційно із безпечного місця. Щоб створити карту оточення лісової машини, потрібно мати такий набір давачів [1, 2]:

- радари для виявлення об'єктів поблизу лісової машини;
- лідари - далекоміри, які використовують явище відбиття та розсіювання світла, щоб порівняти дані, отримані з радарів;
- відеокамери, що виявляють точну форму об'єктів та зображення на поверхнях, які не можна виявити за допомогою радара чи лідара;
- геопозиційні приймачі для надання інформації про місцезнаходження, швидкість і час об'єкта у режимі реального часу з точністю до дециметрів.

Для розпізнавання та сегментації об'єктів на двовимірних зображеннях в режимі реального часу використовують такі архітектури згорткових нейронних мереж як R-CNN[3], YOLO[4]. На даний час ці ресурси

застосовують для розпізнавання машин, знаків, дерев та інших перешкод в системах керування безпілотними автомобілями.

Для встановлення відстані до різноманітних перешкод, потрібно будувати тривимірну модель із отриманого з відеокамер двовимірного зображення в режимі реального часу. Для цього використовують алгоритми триангуляції зображення з кількох камер, розташованих в напрямку перешкоди [5].

Додавши до тривимірної моделі координати дерев, що підлягають вирубці, можемо використати алгоритм Дейкстри для пошуку оптимального шляху до наступного дерева, враховуючи рельєф, наявність доріг та перешкод. Крім того, потрібно сегментувати зображення з відеокамери, щоб врахувати контури дерева, для захоплення його робочим органом харвестера.

Існують два ключових аспекти, які необхідно вирішити для успішного виконання досліджень:

1. Для тренування згорткових нейронних мереж потрібні великі обсяги даних - зображень дерев, доріг та інших перешкод з урахуванням різних ракурсів та ситуацій - цілком ймовірно, що знадобиться декілька сотень годин відеозаписів або й більше. Ці дані необхідно отримати, а тоді розмітити перед тренуванням згорткових нейронних мереж. Хоч це завдання не є технічно складним, воно потребує значну кількість часу.
2. Перевірка результатів на практиці потребуватиме певних втручань в системи механічного керування лісовими машинами для того, щоб мати змогу керувати машинами дистанційно.

Перелік посилань

1. Tree Worker Safety Update By the Numbers: Another Us vs. – URL:

https://tcimag.tcia.org/tree-care/tree-worker-safety-update-by-the-numbers-another-us-vs-them/

2. Hardware and Software Architecture of Self-Driving. – URL: https://www.aionlinecourse.com/tutorial/self-driving-cars/hardware-and-software-architecture-of-self-driving-cars
3. Ross Girshick, Jeff Donahue, Trevor Darrell, Jitendra Malik. Rich feature hierarchies for accurate object detection and semantic segmentation. – URL: https://arxiv.org/abs/1311.2524
4. Github Page for Ultralytics YOLOv8. – URL: https://github.com/ultralytics/ultralytics.
5. YongCan Shuang and ZhenZhou Wang. Active stereo vision three-dimensional reconstruction by RGB dot pattern projection and ray intersection. URL: https://arxiv.org/pdf/2003.13322.pdf

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ РОБОТІВ В ПРОМИСЛОВОСТІ

Хондока Н.В., студент
Науковий керівник к.т.н., доцент Серілко Д.Л.
Національний університет водного господарства та природокористування

Робот - це електромеханічний, пневматичний, гідравлічний або комбінований пристрій, призначений для заміни людей в різних сферах, таких як промисловість та небезпечні середовища. Роботи можуть бути прямо керовані операторами, виконувати завдання за заздалегідь створеними програмами або слідувати загальним вказівкам, використовуючи технології штучного інтелекту.

У структурі робота є механічна частина та система управління, яка отримує сигнали від сенсорної частини. Механічна частина робота поділяється на маніпуляційну систему та систему переміщення. Сенсорна частина робота

допомагає йому отримувати інформацію про навколишнє середовище. Роботи можуть бути обладнані захоплювальними пристроями або робочими інструментами, такими як пульверизатори, зварювальні головки та інше (рис.1).

Рис. 1. Використання маніпуляторів при виготовленні кузова автомобіля Jeep Grand Cherokee

Системи керування роботами розробляються на базі різноманітних технічних знань, основними з яких є теоретична механіка та теорія автоматичного керування. Використання роботів розповсюджується в різних сферах життя та виробництва, і їх роль в суспільстві постійно зростає.

Згідно з доповіддю від McKinsey, роботизація та автоматизація виробництва суттєво змінять умови праці [2]. В ній передбачено, що як в Європі, так і в усьому світі працівникам, щоб знайти роботу потрібно буде мати різноманітні знання та навички. За їхньою моделлю, до 2030 року діяльність, що передбачає переважно фізичні та ручні навички, скоротиться на 18%, тоді як ті, що вимагають базових когнітивних навичок, зменшиться на 28%. Претендентам на працевлаштування буде необхідна технологічна

грамотність і збільшиться потреба в тих працівника, які мають навички в галузі STEM (природничі науки, технології, інженерія та математика).

Можливо, ми також побачимо роботів як більш невід'ємну частину нашого повсякдення. У наших домівках багато простих завдань, таких як приготування їжі та прибирання, можуть бути повністю автоматизовані. Також, завдяки роботам, які вміють використовувати комп'ютерне зорове сприйняття та обробку природної мови, ми можемо побачити машини, які можуть більше взаємодіяти з навколишнім світом, такі як безпілотні автомобілі та цифрові асистенти. Здатність машин і роботів до навчання може надати їм ще більше різноманітних застосувань. Майбутні роботи, які зможуть адаптуватися до свого середовища, вивчати нові процеси та змінювати свою поведінку, будуть здатні до виконання більш складних і динамічних завдань.

Отже роботи мають великий потенціал для покращити нашого життя. Окрім виконання фізично важких або рутинних завдань, вони можуть зробити промисловість ефективнішою, та надати нам більше можливостей для творчої роботи.

Перелік посилянь

1. Робототехнічні системи: проєктування і моделювання [Електронний ресурс]: навч. Посіб. для студ. спеціальності 126 «Інформаційні системи та технології» М. М. Поліщук, М.М. Ткач; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Електронні текстові дані (1 файл: 41,6 Мбайт). Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 112 с.

2. https://www.mckinsey.com/featured-insights/future-of-work/the-future-of-work-in-europe.

ЗМЕНШЕННЯ АВАРІЙНИХ ВИПАДКІВ БАШТОВОГО КРАНУ ЗА ДОПОМОГОЮ ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ

Дзержинський І.В., аспірант
Науковий керівник Д.т.н., професор, Кассов В.Д.
Донбаська Державна машинобудівна академія

В найближчі десятиліття застосування баштових кранів у будівництві, як і раніше, буде широко. Важливість даного підйомного обладнання підтверджує і те, що обсяг ринку баштових кранів у 2020 році був оцінений у понад 3 млрд доларів США та прогнозується його зростання на 7% до 2025 року. За оцінками аналітичного агентства Global Market Insights до цього року, світові постачання досягнуть понад 40 тисяч одиниць на рік. При цьому сьогодні у світі експлуатуються кілька сотень тисяч баштових кранів, з них в Україні понад 5 тис. кранів, основу цього парку складають крани, виготовлені на Нікопольському кранобудівному заводі (типу КБ-308, КБ-401П, КБ-572, КБ-674, КБ-675, КБ-676 та ін), Запорізькому експериментальному заводі будівельних машин НВО "Будмаш" (типу КБ-403 та ін), Зуєвському енергомеханічному заводі (типу КБ-471 та ін) та ін., щоправда більшість із яких відпрацювали встановлений термін експлуатації[1].

У зв'язку з обмеженими умовами монтажних майданчиків, за своєї великої висоти, кран має малу опорну базу. Внаслідок цих конструктивних особливостей баштовий кран у порівнянні з іншими видами вантажопідйомних машин є об'єктом підвищеної небезпеки при монтажі та експлуатації.

Аварії на баштових кранах як на вітчизняних підприємствах, так у світі фіксуються регулярно і відбуваються навіть за дотримання всіх правил експлуатації та вимог безпеки. За даними міністерства праці США до 2017 року по країні в середньому на рік відбувається до 2 нещасних випадків із баштовими кранами. Проте останніми роками кількість аварій різко збільшилася. Наприклад, за період з 2017 по 2019 рік було отримано десять

повідомлень про аварії з баштовими кранами[2]. Необхідно відзначити, що високі показники аварійності при експлуатації баштових кранів стійке зберігаються протягом значного періоду спостережень, а з 2021 року навіть намітилася тенденція на збільшення, що вводить баштові крани, на сьогоднішній день, у категорію найбільш небезпечними з усіх типів вантажопідіймальних кранів.

Близько половини всіх аварій баштових кранів пов'язано з їх перекиданням. Втрата стійкості призводить, як правило, до руйнування самої машини без можливості її подальшого відновлення, а також можливих вторинних руйнувань та людських жертв.

Основними причинами аварій баштових кранів є технічні, через несправність технічних пристроїв та пристроїв безпеки - більше 50% від усіх аварій. Значною, більше 30%, залишається кількість аварій, що сталися з організаційних причин, в основному через порушення технологічної та трудової дисципліни, неправильної чи неузгодженої дії некваліфікованого обслуговуючого персоналу[3-4]. Щорічно у світі понад 10 - 15% з усіх аварій баштових кранів, трапляються внаслідок дії сукупності несприятливих зовнішніх впливів, що діють на баштові крани, серед яких переважним є вітрове навантаження. Вітрове навантаження є випадковим процесом. Пориви, що виникають з випадковою повторюваністю з різною енергією, збільшують перекидальний момент і викликають додаткове навантаження металоконструкцій баштових кранів. При цьому більші половини (близько 60%) випадків аварій пов'язана з людським фактором[5], також непрофесійні дії машиніста крана призводять до появи аварійної ситуації або погіршують дії зовнішні навантаження, що раптово виникли.

Тому виключення дії людського чинника забезпечення стійкості баштових кранів при дії випадкових динамічних вітрових та інших зовнішніх навантажень є необхідними. А роботи з вдосконалення сучасних систем

управління кранів для безпечної експлуатації на основі цифрових технологій є актуальними.

Дослідженням у галузі міцності та впливу на стійкість зовнішнього навантаження присвячені роботи М.П. Александрова, М.Н. Гохберга, О.В. Григоров, А. А. Вайнсона, В.С. Лавейкіна, М.А. Лобова, Ф.К. Іванченка та ін. Аналіз наукових праць за останні роки показав, що зусилля дослідників зосереджені на вдосконаленні моделей зовнішнього нестаціонарного навантаження, пошуку найбільш навантажених елементів металоконструкції баштових кранів певної конструкції та прийнятті інженерних і конструктивних рішень щодо зниження напруги, що виникають у них, а також на розробці адаптивних систем управління зниження впливу зовнішніх навантажень. Більшість авторів вказують на недосконалість методів проектування кранів, що не дозволяють врахувати податливість металоконструкції крана та наявність додаткових, у тому числі пікових навантажень. Але головне в розрахунках не можна врахувати неправильність дії персоналу, особливо у критичних ситуаціях, які найчастіше передують аварії.

В теперішній час ведуться дослідження керування системою баштового крану, яке включає адаптивне керування [6], формування команд [7-8], нейронну мережу [9], керування плануванням посилення [10] та прогнозне керування моделлю [11]. З іншого боку, алгоритми нечіткої логіки також широко застосовувалися для контролю вібрації в різних системах [12-17]. Управління алгоритмами нечіткої логіки має сильну адаптивність і не вимагає точної моделі керованого об’єкта завдяки своєму інтелектуальному методу [18]. Зазвичай існуючі методи керування для складної системи розроблені на основі лінеаризованої системної динаміки, і більшість з них вимагають точного знання моделі [6]. На відміну від цього, нечітко логічне керування має перевагу, яка замінює роль математичної моделі нечіткою моделлю, заснованою на правилах, побудованих у форматі якщо-тоді.

Запропоновано різноманітні конструкції контролерів алгоритмів нечіткої логіки в системах баштових кранів [12-14,18-19].

Найбільш поширеними пристроями контролю стійкості від вітрових навантажень робочого стану є різновиди обмежувачів вантажопідйомності. Ці прилади працюють у індикаторному режимі, тобто, у разі виникнення аварійної ситуації відбувається знеструмлення крану, при підйомі вантажу вище від номінального - це є умовою збереження стійкості. Але за критичної швидкості вітру відбувається лише оповіщення машиніста (звукове, світлове) без впливу управління вантажопідйомної машини.

Система вітрового захисту заснована на реєстрації швидкості вітру та утриманні пересувного крана протиугінними захватами.

Недолік систем вітрового захисту – приведення в дію захисних заходів після реєстрації небезпечних параметрів вітрових навантажень, відсутність у обмежувачів вантажопідйомності функції контролю стійкості до перекидання. Рішення - впровадження в алгоритми управління вантажопідйомними машинами функції екстраполяції на основі нейро-нечіткої логіки.

Система забезпечення стійкості повинна виконувати функції забезпечення контролю параметрів баштового крана та вітрових навантажень і виробляти сигнали управління на механізми приводів.

Забезпечення стійкості баштових кранів при ненормованих зовнішніх впливах з використанням методів штучного інтелекту є актуальним.

Для завдань прогнозування параметрів вітрового навантаження використовується нечітка логіка, штучні нейронні мережі, нейронечітка логіка.

Принцип заснований на коригуванні положення поворотної частини баштового крана щодо напряму вітру та видачу попереджувальних сигналів на механізми для примусової зміни кутового положення поворотної частини.

Система безпеки заснована на нейромережевому та логічному алгоритмах. Нейромережевий алгоритм використовується для прогнозування

значень напряму та швидкості вітру, а логічний алгоритм – для визначення небезпечної швидкості вітру (на основі прогнозованих значень) у пориві та управління приводами з метою завчасного переведення баштового крана в безпечне положення.

Система безпеки баштових кранів складається з підсистеми збору інформації про параметри вітру та параметри баштового крана, підсистем нейромережевого прогнозування та управління приводами. Структурна схема представлена на рис. 1.

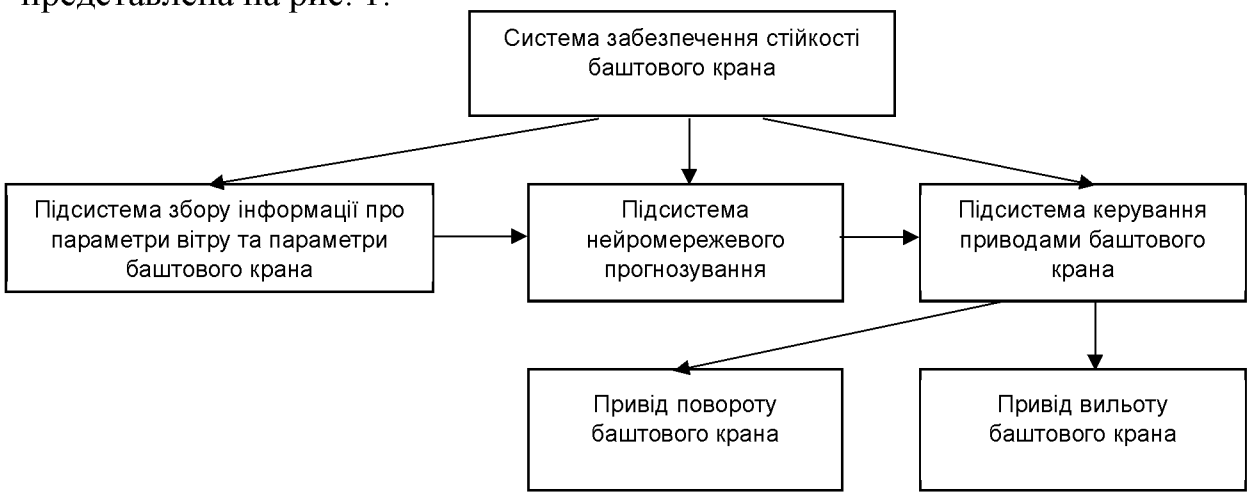


Рисунок 1 - Структурна схема системи безпеки баштового крана

Підсистема збору інформації про параметри вітру та параметри баштового крана складається з датчиків, багато з яких є в існуючому обмежувачі вантажопідйомності – датчик швидкості вітру, положення стріли, висоти підйому гака, вильоту гака. Доцільно підсистему збору оснастити датчиком напряму вітру. Додатково автором запропоновано оснастити кожну з чотирьох вертикальних стійок секції біля основи баштового крана - тензодатчиками, а місця зчленування секцій з основою і оголовком крана промисловим 3-осьовим акселерометром-гіроскопом.

Підсистема нейромережевого прогнозування та управління приводами баштового крана заснована на промисловому контролері.

Умовою безпеки є видача підсистемою нейромережевого прогнозування сигналу управління та його обробки підсистемою управління для спрацьовування приводів до виникнення критичного моменту перекидання від поривів вітру.

Нейросетева модель для прогнозування є нелінійною авторегресійною залежністю виду:

$$x_{\text{пр}}(t) = x(t - \Delta), \ldots x(t - N\Delta)) \,, \tag{1}$$

де $x_{\text{пр}}(t)$ – прогнозоване значення; $x(t - \Delta), \ldots x(t - N\Delta))$ – попередні значення, виміряні з кроком Δ (крок дискретизації значень, що реєструються).

Прогнозування реалізується на основі нейромережевої моделі з пам'яттю, якою виступає лінія затримки часу.

На рис. 2 а представлена структурна схема прогнозування швидкості вітру, на рис. 2 б – структурна схема прогнозування напрямку вітру.

Для прогнозування швидкості та напрямку вітру використовуємо нейромережу прямого поширення з лінією затримки, схеми яких представлені на рис. 3 та 4.

У промисловий контролер закладено алгоритм завчасного керування приводами повороту та/або зміни вильоту. Алгоритм призначений для видачі сигналу управління на основі нейромережевої моделі (програма нейромережевої моделі записана в пам'ять контролера) і значення значення датчиків швидкості і напрямки вітру. При прогнозуванні небезпечного пориву та його напрямку контролер формує сигнал управління, що надходить на привід повороту та/або привід зміни вильоту гака, для розвороту поворотної частини баштового крана у напрямку прогнозованого пориву вітру. Якщо розворот відбувається з вантажем, то небезпечних прискорень вантажу немає, оскільки розворот проводиться заздалегідь з номінальною кутової швидкістю.

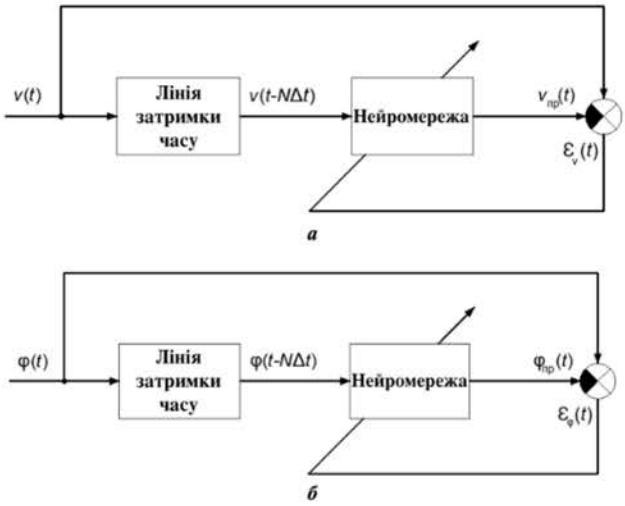


Рисунок 2 - Структурні схеми нейромережевої моделі прогнозування швидкості вітру (а) та напрямки вітру (б)

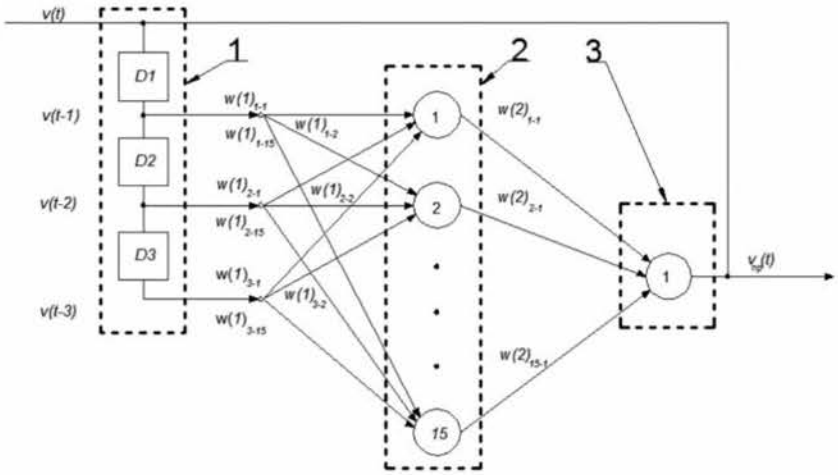


Рисунок 3 - Схема нейромережевої моделі прогнозування швидкості вітру: 1 – лінія затримки з відводами; 2 – проміжний шар; 3 – вихідний шар; *v(t)* – поточне значення швидкості вітру; $v_{пр}(t)$ – прогнозоване значення швидкості вітру; $v(t-1)...v(t-3)$ – попередні значення швидкості вітру; $w(1)_{1-1}...w(1)_{3-15}, w(2)_{1-1}...w(2)_{15-1}$ – вагові коефіцієнти; D1...D3 – елементи лінії затримки

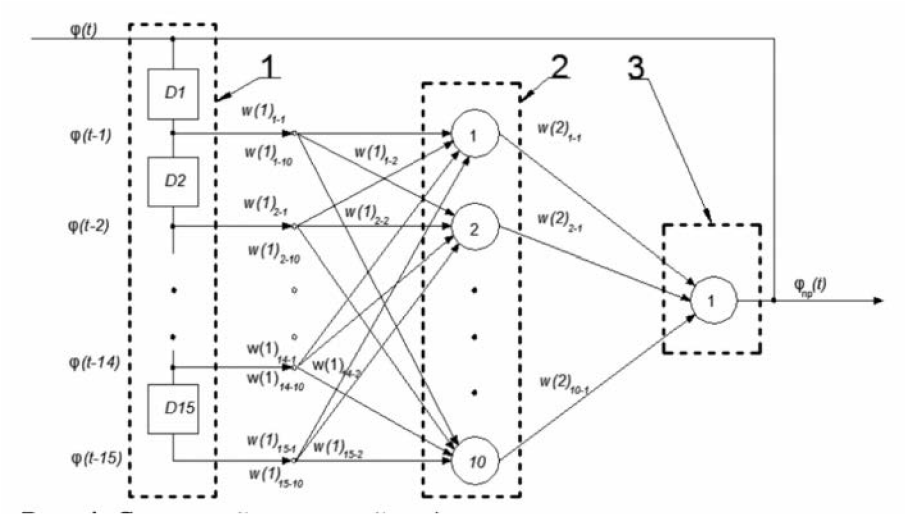


Рисунок 4 - Схема нейромережевої моделі прогнозування напряму вітру: 1 – лінія затримки з відводами; 2 – проміжний шар; 3 – вихідний шар; $\varphi(t)$ – поточне значення напряму вітру; $\varphi_{пр}(t)$ – прогнозоване значення напряму вітру; $\varphi(t-1)...\varphi(t-15)$ – попередні значення напряму вітру; $w(1)_{1-1}...w(1)_{15-10}, w(2)_{1-1}...w(2)_{10-1}$ – вагові коефіцієнти; D1...D15 – елементи лінії затримки

Система безпеки автоматично втручається в роботу машиніста лише при прогнозуванні небезпечної швидкості вітру, амплітуди коливання та зростання завантаженості однієї опори, що перевищує допустиме значення.

Система розроблена для забезпечення стабільності баштового крана в робочому стані. У неробочому стані баштовий кран стійкіший до вітрових навантажень за рахунок меншої парусності. У неробочому стані триває збирання інформації про параметри вітру, це підвищує точність прогнозу небезпечних поривів у стані баштового крана. Можливе коригування положення баштового крана в неробочому стані за умови підключення його до мережі живлення після закінчення зміни.

Для запобігання відмови системи безпеки застосовуються такі дії:

- Навчання нейромережевих алгоритмів;

- планово-попереджувальні перевірки нейромережевих алгоритмів.

Для виконання першого пункту необхідно створити базу даних параметрів вітру місцевості, де буде експлуатуватися баштовий кран. База даних повинна мати значення параметрів вітру за тривалий період спостереження з різними кроками реєстрації. Далі проводиться навчання нейромережевих алгоритмів в лабораторних умовах на початок експлуатації баштового крана. Потім контролер із навченими алгоритмами підключається до шафи управління баштового крана.

При проведенні перевірок нейромережевих алгоритмів під час експлуатації баштового крана, можливе його донавчання. Це пов'язано з тим, що у процесі роботи баштового крана база даних параметрів вітру постійно поповнюється.

Безперервний контроль з екстраполяцією параметрів для майбутнього стану дозволить реалізувати запобіжний захист, який забезпечує раннє виявлення небезпечних поривів вітру.

Для перевірки теоретичних результатів досліджень спроектовано і виготовлено фізичну модель стрілової системи баштового крана на базі, яка дозволила в лабораторних умовах провести експериментальні дослідження. Крім того, розроблено методику проведення експериментальних досліджень, підібрано вимірювально-реєструюче обладнання (датчики та система збору даних). Керування рухами механізмів лабораторної установки, на базі баштового крана КБ-403А у масштабі 1:20, проводилось за допомогою розробленої комп’ютерної програми. Отримані у ході експериментів данні оброблені за допомогою методів математичної статистики. На основі проведених досліджень обґрунтовано будову системи автоматичного керування механізмами баштового крана та запропоновано правила її функціонування. Для підтвердження отриманих експертних даних планується проведення експерименту на діючій моделі баштового крана.

Висновки

Представлена система забезпечення стійкості, що виконує функції забезпечення контролю параметрів баштового крана та навантажень при ненормованих зовнішніх впливах з використанням методів штучного інтелекту.

Подальша робота зводиться до порівняння результатів роботи систем управління, побудованих на методах: нечіткої логіки, штучних нейронних мереж і нейронечіткої логіки.

Перелік посилань

1. О. Є. Кружилко, В. В. Майстренко, О. О. Атаманюк: Перспективи використання інформаційної системи обліку баштових кранів, Проблеми охорони праці в Україні, 29, 64-69, http://nbuv.gov.ua/UJRN/pop_2015_29_10, 2015.

2. J. Rosenfeld, Safety Data About Tower Crane Accidents, https://www-rosenfeldinjurylawyers-com.translate.goog/news/what-osha-safety-data-tells-us-about-tower-crane-accidents, 2021.

3. Fedina E.V., Pushenko S.L. Analysis of the main causes of injuries when operating tower cranes. Inzhe-nernyi vestnik Dona [Don Engineering Bulletin], http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n4p1y2012/, 2012.

4. Polina N. Povetkina, Elena A. Khamidullina Analysis of emergency and industrial injuries when dealing with loading mechanisms. XXI century. Technosphere safety. 2018;3(4):40—50. DOI: 10.21285/1814-35202018-4-40-50. Vol. 3, no. 4, 2018

5. Короткий А. А., Павленко А. Н., Кинжибалов А. А., , Кинжибалов А. В., Системы безопасности башенных кранов в аспекте решения проблемы аварийности и производственного травматизма, Вопросы безопасности №5, 25-34, 2018.

6. N. Sun, Y. Fang, H. Chen, B. Lu and Y. Fu, Slew/translation positioning and swing suppression for 4-DOF tower cranes with parametric uncertainties: design and

hardware experimentation, IEEE Transactions on Industrial Electronics, 63, 6407–6418, 2016.

7. J. Lawrence and W. Singhose, Command shaping slewing motions for tower cranes, Journal of Vibration and Acoustics, 132, 011002, 2010.

8. D. Blackburn, J. Lawrence, J. Danielson, W. Singhose, T. Kamoi and A. Taura, Radial-motion assisted command shapers for nonlinear tower crane rotational slewing, Control Engineering Practice, 18, 523–531, 2010.

9. S. C. Duong, E. Uezato, H. Kinjo and T. Yamamoto, A hybrid evolutionary algorithm for recurrent neural network control of a three-dimensional tower crane, Automation in Construction, 23, 55–63, 2012.

10. H. M. Omar and A. H. Nayfeh, Gain scheduling feedback control for tower cranes, Journal of Vibration and Control, 9, 399–418, 2003.

11. M. Böck and A. Kugi, Real-time nonlinear model predictive path-following control of a laboratory tower crane, IEEE Transactions of Control Systems Technology, 22, 1461–1473, 2014.

12. A. A. Al-mousa, A. H. Nayfeh and P. Kachroo, Control of rotary cranes using fuzzy logic, Shock and Vibration, 10, 81–95, 2003.

13. T. S. Wu, M. Karkoub, W. S. Yu, C. T. Chen, M. G. Her and K. W. Wu, Anti-sway tracking control of tower cranes with delayed uncertainty using a robust adaptive fuzzy control, Fuzzy Sets and Systems., 290, 118–137, 2016.

14. N. Sadati and A. Hooshmand, Design of a gain-scheduling anti-swing controller for tower cranes using fuzzy clustering techniques, International Conference on Computational Intelligence for Modelling Control and Automation, Sydney, Australia, 2006, pp. 172–177.

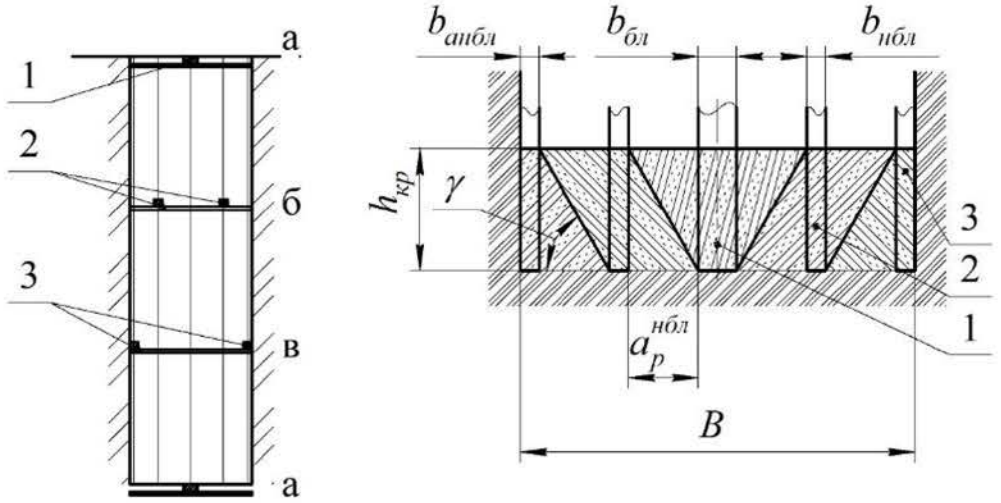
15. M. Watany, M. A. Eltantawie and S. A. Abouel-seoud, Application of an adaptive neuro fuzzy inference system for low speed planetary gearbox vibration control, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 34, 323–341, 2015.

16. S. Kurczyk and M. Pawel, Fuzzy control for semi-active vehicle suspension, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 32, 217–225, 2013.
17. C. Liu, H. Zhao and Y. Cui, Research on application of fuzzy adaptive PID controller in bridge crane control system, IEEE 5th International Conference on Software Engineering and Service Science, Beijing, China, 2014, pp. 1–4.
18. A. A. Al-mousa, Control of rotary cranes using fuzzy logic and time-delayed position feedback control, Master Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA, 2000.
19. H. M. Omar and A. H. Nayfeh, Anti-swing control of gantry and tower cranes using fuzzy and time delayed feedback with friction compensation, Shock and Vibration, 12, 73–89, 2005.

ВИЗНАЧЕННЯ ШИРИНИ РІЗЦІВ ТА КІЛЬКОСТІ ЛІНІЙ РІЗАННЯ БАГАТОСКРЕБКОВИХ ЛАНЦЮГОВИХ ТРАНШЕЙНИХ ЕКСКАВАТОРІВ ОСНОВАНИХ НА КРИТИЧНОГЛИБИННОМУ РІЗАННІ ГРУНТІВ

Форсюк С.Л., асистент, Бурич Я.В., студент
Науковий керівник д.т.н., професор Кравець С.В.
Національний університет водного господарства та природокористування

Для визначення ширини центрального різця розглянемо схеми розстановки різців та взаємодії різців з грунтом багатоскребкових ланцюгових траншейних екскаваторів основаних на напівблокованому критичноглибинному різанні грунтів, рис. 1.а, б.



а) б)

Рисунок 1. а) - схема розстановки різців; б) – схема взаємодії різців з грунтом багатоскребкових ланцюгових траншейних екскаваторів:

1 – центральний різець; 2 – проміжні різці; 3 - крайні бокові різці; а, б, в – балки однієї групи різців.

Ширина траншеї буде визначатись:

$$B = b_{бл} + \left(i_л^{нбл} - 2\right) b_{нбл} + 2 \cdot b_{анбл} + i_л^{нбл} a_p^{нбл}$$

(1)

де $b_{бл}$, $b_{нбл}$ $b_{анбл}$ - ширина центрального, проміжних та крайніх бокових різців; $i_л^{нбл}$ - число ліній різання різцями, які працюють за напівблокованою схемою; $a_p^{нбл}$ - відстань між різцями.

Ширина проміжних різців визначається за залежністю [1]

$$b_{нбл} = \frac{b_{бл}}{2}$$

(2)

Ширина крайніх бокових різців визначається [2]:

$$b_{анбл} = \frac{b_{нбл}}{\frac{\rho}{\sin\psi} + \frac{\cos\delta}{\cos\lambda}}$$

(3)

де: ρ, δ, λ - кути, які утворюються площиною сколювання з вертикальною площиною визначаються за залежностями [2]:

$$\cos\rho = \sqrt{1 - \left(\frac{\operatorname{ctg}\gamma}{\operatorname{ctg}\alpha_p + \operatorname{ctg}\psi}\right)^2},$$

(4)

$$\cos\lambda = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{ctg}\alpha_p \operatorname{ctg}\gamma}{\operatorname{ctg}\alpha_p + \operatorname{ctg}\psi}\right)^2}},$$

(5)

$$\cos\delta = 1 - 2\left(\operatorname{ctg}\alpha_p + \operatorname{ctg}\psi\right)^2 \sin^2\psi \sin^2\frac{\rho}{2},$$

(6)

де γ - кут нахилу бокових площин елемента стружки до горизонту

$$\gamma = \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_0}{2}$$

(7)

де: φ_0 - кут внутрішнього тертя

$$a_p^{нбл} = h_{кр} k_{бок} \operatorname{ctg}\gamma$$

(8)

де: $h_{кр}$ - критична глибина блокованого різання центральним різцем, м; $k_{бок}$ – відношення глибини сколювання грунту до критичної глибини різання в момент утворення елемента стружки $\left(k_{бок} = 0{,}9...0{,}95\right)$

Критична глибина визначається [3]

$$h_{кр} = \frac{a \cdot b_{бл}}{(tg\alpha_p)^n \cdot k_{бок}}$$

(9)

де: a і n – коефіцієнти, які залежать від фізико-механічних властивостей грунту (типу грунту), визначені аналітичним способом у залежності від загальновідомих вихідних даних грунтів і приведені в літературі [3]; α_p - кут різання, $\left(\alpha_p = 25°...35°\right)$, [4]

Підставляючи (2), (3), (7), (8) в (1) отримаємо:

$$B = b_{бл} + \left(i_л^{нбл} - 2\right)\frac{b_{бл}}{2} + \frac{b_{бл}}{\frac{\rho}{\sin\psi} + \frac{\cos\delta}{\cos\lambda}} + i_л^{нбл}\frac{a \cdot b_{бл}}{(tg\alpha_p)^n}\operatorname{ctg}\gamma$$

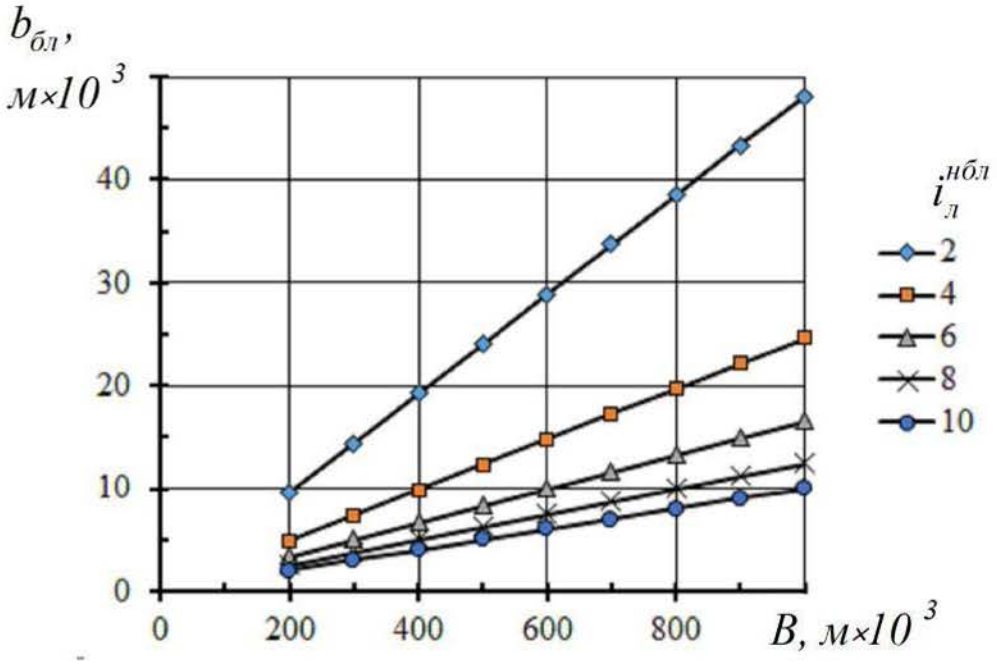
(10)

Звідки

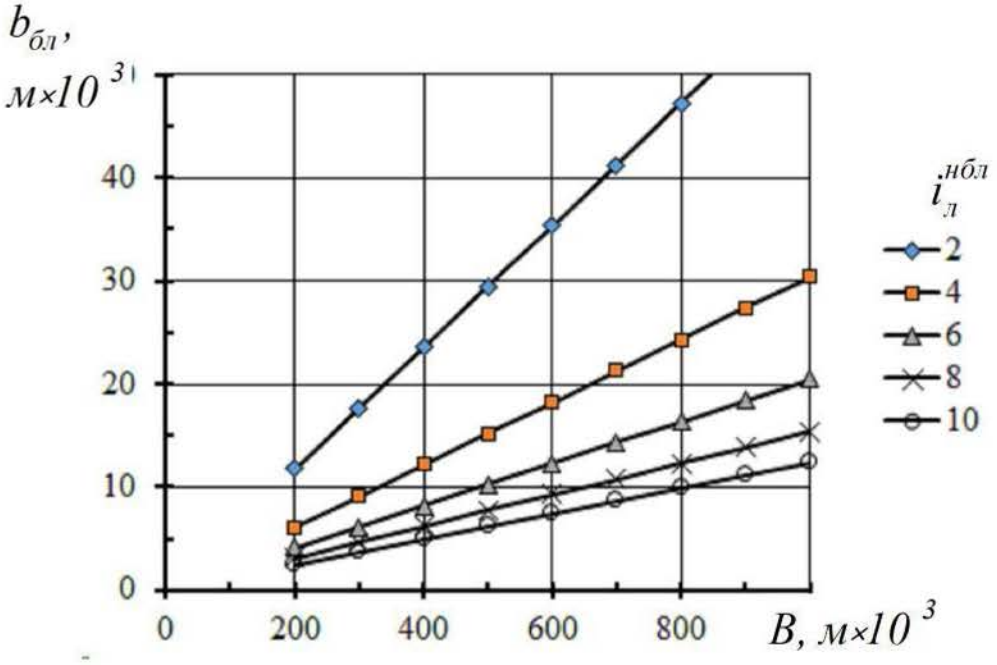
$$b_{бл} = \frac{B}{\frac{i_л^{нбл}}{2} + \frac{1}{\frac{\rho}{\sin\psi} + \frac{\cos\delta}{\cos\lambda}} + i_л^{нбл}\frac{a}{(tg\alpha_p)^n}\operatorname{ctg}\gamma}$$

(11)

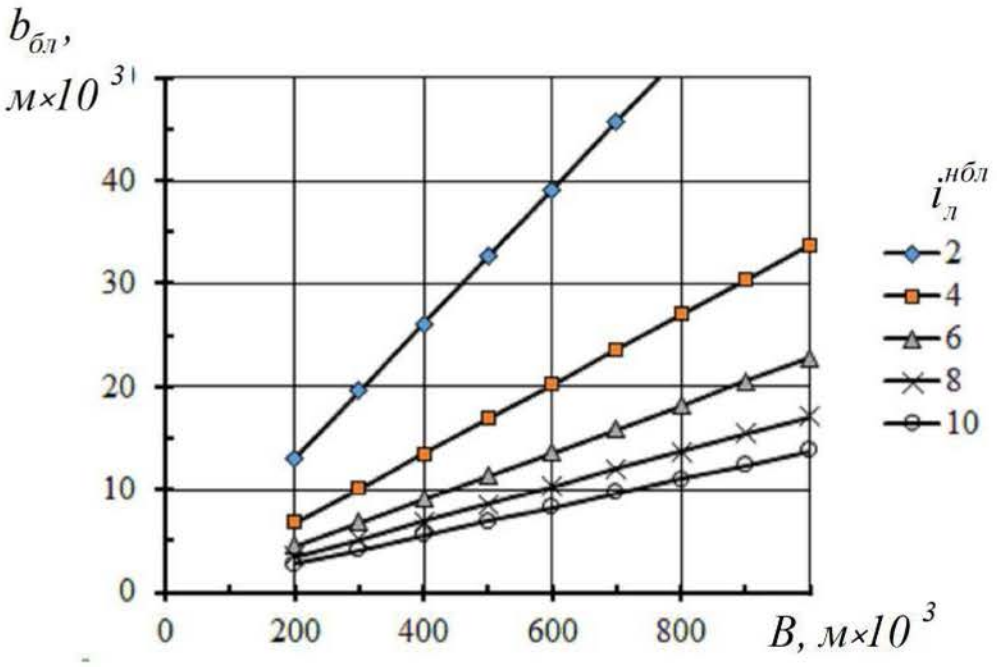
Графічні залежності ширини центрального різця від ширини траншеї для грунтів твердий супісок, напівтвердий суглинок, напівтверда глина представлені на рис. 2:


$b_{бл}$,
м×10 3
40
30
20
10
0
0
200
400
600
800
B, м×10 3
$i_л^{нбл}$
2
4
6
8
10

а)


$b_{бл}$,
м×10 3
40
30
20
10
0
0
200
400
600
800
B, м×10 3
$i_л^{нбл}$
2
4
6
8
10

б)



в)

Рисунок 2. Залежність ширини центрального різця від ширини траншеї для $\alpha_p = 30°$ та грунтів:

а) - твердий супісок; б) - напівтвердий суглинок; в) - напівтверда глина

Ширину центрального різця приймають в межах від 0,01… 0,04м, що обумовлено забезпеченням міцності різців та максимальної критичної глибини різання.

Загальна кількість ліній різання буде розраховуватись

$$i_л = i_л^{нбл} + 1$$

(12)

Ширини проміжних та крайніх бокових різців розраховуються за залежностями (2) та (3).

Розрахунок показав, що, наприклад, для $\alpha_p = 30°$, грунту напівтверда глина при ширині траншеї 0,6 м можна прийняти ширину центрального різця

0,01; 0,014; 0,02 та 0,039 м та відповідну кількість ліній напівблокованого різання 8, 6, 4 та 2.

Перелік посилянь

1. Кравець С.В., Кованько В.В., Лук'янчук О.П. Наукові основи створення землерийно-ярусних машин і підземно-рухомих при-строїв: монографія.–Рівне:НУВГП, 2015, 322 с.

2. Кравець С.В. Визначення критичної глибини напівблокованого руйнування ґрунту прямолінійним різцем / С.В. Кравець, В.М. Супонєв, С.Л. Форсюк // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – 2023. - Том 1 № 101. – С. 60-67.

3. Кравець С.В., Кованько В.В., Лук'янчук О.П. Наукові основи створення землерійно-ярусних машин і підземно-рухомих пристроїв. Монографія-Рівне:НУВГП, 2015, 322 с.

4. Критичноглибинні двоярусні грунторозпушувачі/ С.В. Кравець, М.П. Скоблюк, О.В. Стіньо, Р.В. Зоря. Монографія.- Рівне: НУВГП, 2018-322 с.