

ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

ГАЙДАМАКА Володимир Федотович

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ
ВИРОБНИЧОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ І ЯКОСТІ РОБОТИ
ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ
ПРИ БЕЗСТУПЕНЕВОМУ КЕРУВАННІ**

Дисертація в формі наукової
доповіді на здобуття наукового
ступеня доктора технічних наук
із спеціальності 05.05.05
Підйомно-транспортні машини

ХАРКІВ 1994



Дисертацією є наукова доповідь.

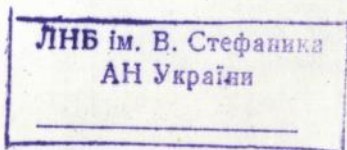
Офіційні опоненти: Член-кореспондент АН України, доктор технічних наук, професор **Ф. К. Іванченко**;
Заслужений діяч науки і техніки України доктор технічних наук, професор **Б. С. Ковальський**;
Доктор технічних наук, професор **С. А. Козак**.

Провідне підприємство — Українсько-угорське підприємство «Титан — Евіг»

Захист відбудеться *Звервиз* 1994 року о *10* годині ранку на засіданні спеціалізованої вченої Ради Д 02.10.01 в Харківському інженерно-педагогічному інституті за адресою: 310003, Харків, вул. Університетська, 16.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці інституту.

Автореферат розісланий «*26*» *травня* 199*4* року.



Вчений секретар спеціалізованої
вченої Ради
кандидат технічних наук, доцент

В. М. Беспалов

AB-30.462

З М І С Т

	стор.
Вступ.....	4...10
1. Аналіз стану експлуатації вантажопід йомних машин.....	11...13
2. Динамічні навантаження в елементах кранових механізмів при безступеневих пуско-гальмових режимах.....	14...24
2.1. Загальні відомості.....	14
2.2. Механізми підйому.....	14...17
2.3. Механізми пересування.....	17...24
3. Рух кранів при угоні вітром.....	24...26
4. Продуктивність вантажопідйомних машин.....	26...33
5. Вплив гальмових характеристик на довговічність кранових конструкцій.....	33...38
6. Експериментальні дослідження роботи по впровадженню нових технічних розробок.....	39...43
6.1. Коротка характеристика.....	39...41
6.2. Основні науково-технічні результати.....	41...43
7. Висновки.....	43...46
Література.....	47...52

Актуальність проблеми. В сучасних умовах економічних змін проблема підвищення ефективності і якості засобів вантажопідіймної техніки, їх конкурентноспроможності являється найважливішою умовою розвитку всіх галузей національної економіки. З цієї позиції, а також, приймаючи до уваги зростаючу потребу в підіймно-транспортному устаткуванні, існуючий стан цієї галузі машинобудування не задовольняє сучасним вимогам.

Так, якщо в 1990 році в країнах СНД було виготовлено біля 12000 мостових кранів загального та спеціального призначення, то доля підприємств України становить тільки 1750 штук (в тому числі металургійних кранів тільки 5), що не відповідає обсягу її промислового виробництва. Більша частина цих машин (біля 70%) не відповідає вимогам світових стандартів ні по головним технічним характеристикам, ні по термінам експлуатації. Невисоким являється також технічний рівень головних комплектуючих виробів, більша частина яких (електродвигуни, редуктори, гальма і т.і.) не виготовляється Україною. В результаті на поточні та капітальні ремонти витрачаються дуже великі кошти, а значна кількість кранів (більш як 70%) знаходиться в аварійному стані або на межі вичерпання нормативного терміну експлуатації. В той же час при благополучному розвитку подій в економіці можливо очікувати подальшого збільшення потреби в вантажопідіймних кранах і комплектуючих виробках.

В зв'язку з цим різко збільшиться витрата конструктивних сталей, яка до 2000 року на Україні може складати 300...400 тис. тонн в рік. Виходом із цієї ситуації являється збільшення програми

випуску вантажопідомної техніки, або кількості імпортованих виробів. В обох випадках мають бути великі матеріальні збитки. З цієї причини вирішення проблеми слід шукати також на шляху створення вітчизняних економних, високопродуктивних, надійних і довговічних конструкцій на основі використання найновіших досягнень науки і техніки.

Пропозиції автора з цього питання, які розроблені в ряді теоретичних і експериментальних робіт, являються змістом запропонованої дисертаційної роботи.

Мета і задачі роботи. Метою дослідження є розробка окремих теоретичних питань роботи вантажопідомних машин при безступеневих перехідних режимах, створення і дослідження на цій базі нових пускових і гальмових пристроїв, що захищають машини від перевантажень, аварійних ситуацій і підвищують головні техніко-економічні характеристики – продуктивність, надійність, термін служби. Для досягнення цієї мети необхідно вирішити такі задачі:

- розробити теорію: безступеневого пуску і гальмування кранових механізмів; імпульсного багатоступеневого гальмування механізмів підймання вантажів і переміщення кранів; довговічності головних балок кранових мостів в залежності від способу гальмування кранів;
- розробити окремі теоретичні питання проблеми підвищення продуктивності роботи кранів;
- виконати ряд експериментальних досліджень роботи кранових механізмів, обладнаних новими пусковими і гальмовими пристроями, в реальних виробничих умовах.

Наукова новизна. Виконана науково-дослідна робота являє собою коротке узагальнення результатів багаторічних наукових досліджень автора в галузі розробки нових методів розрахунку механізмів

вантажопідйомних машин з безступеневими пусковими і гальмовими пристроями, які мають велике практичне значення для відповідної галузі науки і техніки. В зв'язку з цим вона відзначається науковою новизною ряду теоретичних і практичних розробок, тому що в ній:

1. Вперше розроблена теорія імпульсного гальмування кранових механізмів, теоретично встановлена можливість і доцільність його використання з метою захисту кранів від уgonу вітром [2, 3, 31].

2. Вперше теоретично і експериментально обгрунтована практична доцільність використання в системах механізмів пересування кранів пуско-гальмових обладнань з нелінійними робочими характеристиками, які забезпечують захист кранових мостів від динамічних перевантажень [1 - 5, 6 - 44].

3. Вперше розроблена методика визначення величини шляху ковзання загальмованих ходових коліс з урахуванням впливу реальної робочої характеристики гальмового пристрою [2].

4. Вперше розроблена імовірнісна методика визначення малих виставочних швидкостей і витрат часу на виконання відповідних операцій [2].

5. Вперше теоретично визначена залежність терміну служби кранових металоконструкцій при заданих технологічних і температурних режимах від способу гальмування руху конструкції [2].

6. Вперше запропоновані формули для визначення в заданих умовах експлуатації допустимих головних конструктивних параметрів машини (вантажопідйомності, швидкості підйому вантажу та інших) [2].

7. Вперше виконані експериментальні дослідження в виробничих

умовах роботи механізмів кранів, обладнаних пусковими турбомуфтами і керованими електромагнітними порошковими гальмами [1,2, 10-20, 23-28, 30-44].

Практична цінність. Практична цінність виконаної науково-дослідної роботи зводиться до такого:

1. Показано, що стан кранового обладнання і умов його експлуатації в багатьох галузях народного господарства України потребує розробки багатосторонніх заходів, що полегшують умови експлуатації цих машин і в той же час зменшуючих експлуатаційні витрати.

2. Звернено увагу на те, що традиційні шляхи проектування машин з використанням окремих серійних стандартних елементів в багатьох випадках не задовольняють вимогам експлуатації і тому не є прогресивними. Це частково має відношення до ряду конструкцій некерованих фрикційних гальм, які відзначаються настільки значними вадами, що в ряді кранових механізмів (наприклад, в механізмах пересування мостових і ковлових кранів) ними в багатьох випадках не користуються.

3. Теоретично і експериментально визначено, що використання в кранових механізмах керованих гальм забезпечує:

- захист довгих кранових мостових конструкцій від перевантажень і передчасного руйнування;
- підвищення терміну служби ходових коліс і підкранових рейок;
- неможливість аварійних ситуацій при угоні кранів вітром робочого стану;
- підвищення продуктивності за рахунок раціонального вибору робочих швидкостей, скорочення протягу робочого циклу, більш зручного і легкого суміщення окремих рухів;

-значне поліпшення якості будівельно-монтажних, вантажно-розвантажувальних і технологічних операцій за рахунок більшої точності виконання останніх;

-розширення зони використання недорогих і простих в експлуатації асинхронних двигунів з короткозамкнутим ротором;

-більш безпечно, надійну і продуктивну експлуатацію засобів вантажопідіймною техніки в несприятливих кліматичних умовах (низьких температурах і т.і.).

4. Визначено, що використання керованих електромагнітних порошкових гальм буде сприяти рішення найважливішої народно-господарчої задачі - економії конструкційних сталей і матеріальних ресурсів країни за рахунок скорочення потреби в нових машинах і подовження термінів нормальної експлуатації старих.

Реалізація результатів. Науково дослідна робота автора систематично впроваджувалась в виробництво на ряді підприємств країни, наприклад:

1. 1964 рік. Харківський завод будівельних машин виготовив серію баштових кранів з турбомуфтами на механізмах повороту і пересування [11].

2. 1967 рік. Запорізький металургійний завод провів модернізацію механізму пересування візка мостового крану з установкою керованого електромагнітного порошкового гальма (ЕПГ) [22].

3. 1970 рік. Харківський завод "Турбоатом" установив захистну турбомуфту на механізмі пересування візка мостового крану вантажопідіймністю 30 т [16].

4. 1972 рік. Норільський металургійний комбінат провів

модернізацію двох козлових кранів з використанням ЕПГ з метою захисту від угонної дії вітру [26-28].

5.1979 рік. Запорізький енергомеханічний завод виготовив монтажний козловий кран для Естонської ГЕС з використанням гальма ЕПГ і відповідної електросхеми на механізмі підйому [30, 32].

6.1979 рік. Харківський завод ПТО виготовив новий козловий кран КК-12,5 з використанням ЕПГ (умовний економічний ефект - 1,248 т.крб.) [33, 38].

7.1981 рік. Блок керованого пристрою на базі порошкових муфти і тормозу використаний на підприємствах МСП, за що автор одержав знак "Винахідник СРСР" [35].

8.1983 рік. Запорізький енергомеханічний завод виготовив козловий кран вантажопідйомністю 200 т з гальмами ЕПГ для Балаківської АЕС [37].

9.1991 рік. Розроблений новий привод візка монорельсової дороги системи "Демаг" для Львівського заводу "Конвейер" [44].

10.1992 рік. АН України передані пропозиції щодо використання в народному господарстві України розробок автора [45].

Інші роботи приведені в таблиці 6.І (стор. 39-41).

Апробація. Теоретична і експериментальна частини науково-дослідної роботи доповідались на багатьох науково-технічних конференціях і виробничих нарадах, серед яких слід виділити: конференції за підсумками наукової роботи в ХПІ за 1960-1993 р.р.; Республіканську науково-технічну конференцію в 1969 році (Харків) з питань якості і надійності роботи підйимально-транспортних машин;

Всесоюзну ювілейну науково-технічну конференцію, присвячену 150-тій річниці МВТУ в 1980 р. (Москва);

Всесоюзну наукову конференцію "Нове в підйомно-транспортній техніці" в 1985 р. в МВТУ (Москва); Всесоюзну нараду завідувачих кафедрами підйомно-транспортних машин в ЛПІ в 1987 р. (Ленінград); Всесоюзні науково-технічні конференції при Красноярському політехнічному інституті в 1980 і 1988 роках; Всеукраїнську нараду керівників округів Державного гірничного нагляду України в м. Києві в 1974 році; семінар інституту проблем машинобудування України (Харків) в 1977 році.; засідання технічних Рад Ленінградського (1980 р.) і Харківського заводів ПТО (1975-1979 р.р.) ; технічні наради заводів: ПТО в м. Александрії, енергомеханічного в м. Запоріжжі, важкого машинобудування в м. Маріуполі, ХЕМЗ в м. Харкові та інших; засідання кафедри підйомно-транспортної техніки в м. Магдебург (1968 р.); наради з проблеми розвитку машинобудування України в 1985-1990 роках при ІНМ АН України (Київ) ; технічні Ради при науково-дослідному і конструкторському інституті "Укрраненерго", Українському проектному інституті "Проммеханізація", Українсько-угорському підприємстві "Титан-Евіг" і корпорації УкрНДКПТМаш, міжвузівському семінарі при кафедрі ПТМ і ПМ ХІПІ (Харків 1994 р.) та інші

Публікації. Головні матеріали наукового дослідження опубліковані в двох монографіях, 49-ти статтях і п'яти авторських свідоцтвах по науково-дослідній роботі. Окремі важливі питання наукового характеру опубліковані в підручнику з теоретичного курсу "Вантажопідйомні машини", виданому в 1989 році для студентів і інженерів по фзху 15.04 ("Підйомно-транспортні, будівельні, шляхові машини та устаткування").

1. АНАЛІЗ СТАНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Відповідно прогнозу розвитку виробництва засобів вантажопідйомної техніки на період до 2015 року, виконаному до 1990 р. під керівництвом автора, підприємствами України намічалось підвищення їх виробництва.

Нестачу виробництва спеціальних кранів (портальних, металургійних та ін.) намічалось покрити імпортом, на що повинні бути використані великі валютні кошти. При цьому становище ускладнюється низькою якістю виробництва та головних механічних характеристик вітчизняних кранів і, як наслідок, невідповідністю нормативних та дійсних строків їх експлуатації.

Відповідно даних ВНДІПТМАШ (Москва) тільки 30% нашої підіймно-транспортної техніки відповідають найвищій категорії якості. Головними недоліками, наприклад, кранів являється висока їх металомісткість і мала надійність (особливо комплектуючих частин). Так, мостові крани загального призначення легких режимів роботи на 20..30% важкіші зарубіжних і, навпаки, крани важких режимів-на 10...15% легше.

В результаті руйнування металоконструкцій цих кранів спостерігається через 5-7 (інколи 1-2) років після встановлення. Уявлення про фактичні строки служби окремих елементів кранів дають дані таблиці 1.1.

Останнє знижує нормативні строки експлуатації кранів, які складають по ДЗСТ 24378-80 для мостових кранів 22 роки, а для кранів, працюючих на відкритому повітрі, - 15 років. Якщо зважити на наявність великої кількості кранів, що вичерпали строк

Таблиця І.І.

N	Назва елемента	Строки служби в роках для режимних груп							
		нормативні				фактичні			
		3М	4М	5М	6М	3М	4М	5М	6М
1.	Канати сталеві	-	0,7	0,3	0,25	-	0,5	0,3	0,2
2.	Ходові колеса	15	10	7,5	5,0	1	0,6	0,4	0,3
3.	Зуб. колеса мех. пересування	-	4	2,5	1,5	-	1,5	0,66	0,33
4.	Гальмові обкладки	-	0,3	0,16	0,12	-	0,125	0,08	0,04
5.	Металоконструкції	-	30	25	20	-	15-20	10-15	5-10

експлуатації (тільки по Луганському округу Держгірничнотехнагляду - 88,6%), то стане цілком ясною проблема невідкладного виробництва нових машин, що відповідають світовому технічному рівню та мають більш високі техніко-економічні характеристики. Про це говорять дані табл. 1.2. про порівняльні технічні характеристики існуючих та перспективних мостових кранів вантажопідйомністю 5-50 т, прогоном 22 м, режимних груп 3К, 5К, 7К, які розроблені в ВНДІПТМАШ (Москва).

Значне збільшення робочих швидкостей при одночасному значному зниженні маси потребує використання нових засобів плавного регулювання робочих швидкостей, знижуючих рівень динамічних навантажень при одночаснім збільшенні продуктивності та надійності експлуатації. В першу чергу це відноситься до проблеми надійного, безпечного та зручного гальмування сучасних довгопрогінних кранових конструкцій, працюючих в тяжких умовах (особливо при сумісній дії низьких температур та навантажень від вітру).

В зв'язку з цим Держгірничнотехнагляд України відмічає, що гальма, які використовуються на всіх механізмах переміщення мостових і козлових кранів, ненадійні та неекономічні. З причини

Таблиця 1.2.

Група режиму (режим)	Qt	І с н у ю ч і									Перспективні			
		ДЗСТ464-55 (Л); 3332-54 (С, Т)				ДЗСТ25711-83 (С)					V, м/с			маса, т
		V, м/с			маса, т	V, м/с			маса, т	1	2	3		
1	2	3	1	2		3	1	2		3	т			
ЗК (Л)	5	2,5	20	50	24,8	2,4- -3,8				9,6- -4,8	38- -24	75- -36	11	
	10	"	"	"	26,5					"	"	"	15	
	20	"	"	"	35,5	2,4- -7,5				7,2- -3,6	"	60- -24	20	
БК (С)	5	10	40	80	25	9,6	42,6	80	13	12- -7,2	48- -38	96- -60	12	
	10	"	"	"	27	7,5	"	"	15,8	"	"	"	16	
	20	"	"	"	36	6,0			25,5	9,6- -7,2	"	75- -48	23	
7К (Т)	5	20	40	120	26	9,6- -19	"	"		24- -12	60- -48	150- -90	-	
	10	"	"	"	28	"				"	"	"	-	
	20	15	"	"	37	9,6- -12				19- -9,5	48- -38	120- -75	-	

Механізми: підйому (1); пересування візка (2); крана (3).

дефектів конструкції цих пристроїв виникають прискорене зношення кранів, підкранових конструкцій, аварій та нещасні випадки.

Найбільш показовим в цьому відношенні є відома велика аварія на коксохімічному заводі в місті Маріуполі перевантажувального моста, яка виникла в результаті угонної дії вітру під час роботи при надійчих гальмах, закінчилась його падінням та повним руйнуванням.

Відомий ряд подібних аварій на заводах України та Росії. Таким чином слід визнати, що існує проблема надійного, безпечного і зручного гальмування всіх кранових конструкцій. Рішення цієї проблеми на нашу думку виправдовує первісні витрати на створення відповідних пристроїв, до числа яких відносяться пускові муфти та керовані гальма, які забезпечують безступеневе гальмування.

2. ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В ЕЛЕМЕНТАХ КРАНОВИХ МЕХАНІЗМІВ

ПРИ БЕЗСТУПЕНЕВИХ ПУСКО-ГАЛЬМОВИХ РЕЖИМАХ

2.1. Загальні відомості

Аналіз динамічних навантажень в елементах вантажопідійомних машин достатньо старанно виконаний в працях М.С. Комарова, С.А.Казіака, М.М.Гохберга, П.З.Петухова, М.П.Олександрова, І.І.Івашкова, Ф.К.Іванченка, Б.С.Ковальського, Б.Л.Давидова, Н.А.Лобова, В.П.Балашова та інших авторів. Ці питання розроблялися також в ряді наукових праць автора [1-9,20,21,26,31].

В той же час в літературі недостатньо вивчаються динамічні процеси при безступеневих перехідних режимах періодичного гальмування кранових механізмів, автоколиваннях загальмованих ходових коліс кранів, впливі роботи пристроїв з нелінійними робочими характеристиками на довговічність металевих конструкцій та інші питання. Теоретичні дослідження автора, які не претендують на повний виклад теми, присвячені розгляду цих питань на прикладі роботи головних кранових механізмів.

2.2. Механізми підйому

Рух мас під дією силових імпульсів вперше розглянуто в працях проф. П.А.Шиманського та в курсах операційного обчислення.

Рух приведеної маси моста крана в вертикальному напрямі з

вантажом масою m при регулюванні швидкості опускання поштовхами та зміні гальмового зусилля за законом ступенєвої функції можна зобразити рівнянням [2, 3]

$$\ddot{x} + \omega_0 x = \frac{G_0}{m} + \frac{P_T(t)}{m}, \quad (2.1)$$

де x - динамічне переміщення маси m ;

ω_0 - кутова частота коливань цієї маси;

G_0 - приведена вага моста з вантажем;

$P_T(t)$ - гальмове зусилля, приведене до вантажу.

Відповідно умови

$$f(t) = f(t + 2\tau) = \begin{cases} +P_T & \text{при } 2n\tau < t < (2n + 1)\tau; \\ 0 & \text{при } t < 0 \text{ и } (2n + 1)\tau < t < (2n + 2)\tau, \end{cases} \quad (2.2)$$

де $n = 0, 1, 2$ - кількість ступенєвих операцій гальмування.

Відображення цієї функції за Лапласом

$$F(p) = \frac{P_T}{p(1 + e^{-\tau p})}. \quad (2.3)$$

Приймаючи початкові умови для $t=0$ $x=0$, $\dot{x}=V$, знаходимо:

$$x(p) = \left[\frac{V}{p^2 + \omega_0^2} + \frac{G_0}{mp(p^2 + \omega_0^2)} + \frac{P_T}{mp(p^2 + \omega_0^2)(1 + e^{-\tau p})} \right], \quad (2.4)$$

де V - швидкість опускання вантажу.

Оригінали першої та другої складових знаходимо за допомогою таблиці відображень, третьої - з допомогою теореми розкладу мероморфної функції виду $F(p) = F_1(p)/F_2(p)$.

з простими полюсами, де $F_1(p) = P_T/m$; $F_2(p) = p(p^2 + \omega_0^2)(1 + e^{-\tau p})$.

Рішення рівняння (2.1) приводить до формули

$$x = \frac{G_0}{m\omega_0^2} - \frac{P_T}{2m\omega_0^2} + R \sin(\omega_0 t - \delta_1) +$$

$$+ \frac{P_{\tau}}{m} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\tau^2 \sin \pi(2n+1) \frac{t}{\tau}}{\tau(2n+1) [(\omega_0 \tau)^2 - \pi^2(2n+1)^2]}, \quad (2.5)$$

$$\text{де} \quad R = \sqrt{\left(\frac{v}{\omega_0}\right)^2 + \left[\frac{1}{\omega_0^2} \left(\frac{G_0}{m} + \frac{P_{\tau}}{2m}\right)\right]^2};$$

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \left[\frac{1}{v\omega_0} \left(\frac{G_0}{m} + \frac{P_{\tau}}{2m}\right) \right].$$

При $\tau = \tau_0 = \pi(2n+1)/\omega_0$ амплітуда коливань моста безгранично росте, що відповідає резонансному стану.

Відповідно до умов міцності такий стан - недопустимий та особливо небезпечний, наприклад, для баштових кранів, період коливань яких може досягти 1,5...1,6 с.

Уникнути такого стану, не зменшуючи масу вантажу і не збільшуючи жорсткість конструкції, можливо шляхом застосування гальмового режиму з високою частотою включення гальмового пристрою. Реалізація такого способу гальмування можлива за допомогою електромагнітного порошкового гальма. В цьому випадку функцію гальмового зусилля можливо зобразити так:

$$P_{\tau}(t) = f(t) = \begin{cases} P_{\tau} (1 - e^{-t/\tau_e}) & \text{при } 2n\tau < t < (2n+1)\tau; \\ P_{\tau \max} e^{-(t-\tau)/\tau_e} & \text{при } (2n+1)\tau < t < (2n+2)\tau. \end{cases} \quad (2.6)$$

Диференціальне рівняння руху маси m без урахування впливу спадючої частини гальмового зусилля має вигляд:

$$x'' + \omega_0^2 x = \left[\frac{G_0}{m} + \frac{P_{\tau \max}}{m} (1 - e^{-t/\tau_e}) \right]. \quad (2.7)$$

Відображення експоненціальної частини гальмового зусилля

$$F(p) = \frac{1}{1 - e^{-2\tau p}} \int_0^{+\infty} e^{-pt} \frac{P_{\tau \max}}{m} (1 - e^{-t/\tau_e}) dt =$$

$$= \frac{P_{\tau \max}}{m} \left\{ \frac{1}{p(1 - e^{-2\tau p})} - \frac{1}{p + \frac{1}{T_e}} \frac{[1 - e^{-\tau(p + \frac{1}{T_e})}]}{(1 - e^{-2\tau p})} \right\}. \quad (2.8)$$

Динамічна деформація моста

$$x(t) = [x(t)]_0 - \frac{P_{\tau \max}}{m} \left\{ \frac{T_e}{2\omega_0 \sqrt{1 + (\omega_0 T_e)^2}} \frac{\sin[\omega_0(t + \tau) + \delta_0] + e^{\lambda t} \sin(\omega_0 t + \delta_0)}{\sin \omega_0 \tau} + \tau T_e \sum_{n=0}^{n=\infty} \frac{(e^{-\tau/\tau_e} - 1)}{[(\omega_0 \tau)^2 - (n\pi)^2]} \right\}, \quad (2.9)$$

де $\delta_0 = \arctg(1/\omega_0 T_e)$; $\lambda = -\tau/T_e$; $R = \sqrt{1 + (1/\omega_0 T_e)^2}$; $x(t)_0$ -

динамічна деформація моста при роботі фрикційного гальма.

Легко бачити, що при зменшенні величини τ вираз під знаком суми формули (2.9) зменшується, а друга складова стрімко наближується до величини $x(t)_0$. В цьому випадку динамічна деформація моста може мати мінімальне значення.

2.3. Механізми пересування

Дослідами встановлено, що пуск і гальмування механізмів переміщення, як правило, супроводжується втратами зчеплення ведучих (загальмованих) ходових коліс з рейками. Проковзування приводить до перекосів мостових конструкцій, зношення ходових коліс і рейок, руйнування металевих конструкцій кранів і підкранових частин.

Докладний аналіз динамічних явищ при перекосі кранових мостових конструкцій в процесі їх гальмування виконав В.П.Балашов.

Однак, великий практичний інтерес являє розгляд цього питання при розгоні крану з урахуванням впливу дійсної характеристики пускового контролера [4].

Якщо в цьому випадку силову функцію двигунів $P_{A_1} = P_{A_2} = P(t)$ показати в вигляді кусочно-безперервної кривої з періодом τ повторення максимуму (рис. 2.1), то тоді

$$F(t) = \begin{cases} P_{\min} + \Delta P \left[\left(1 + \frac{t}{\tau}\right) + n \right] & \text{при } n\tau < t < (n+1)\tau; \\ 0 & \text{при } t < 0. \end{cases} \quad (2.10)$$

В цій формулі $n = 0, 1, 2, 3, \dots$

Відображення цієї функції за Лапласом

$$F(p) = \frac{1}{1 - e^{-p\tau}} = \int_0^{\tau} e^{-pt} f(t) dt = \\ = \left[\frac{P_{\circ}}{P} \frac{\Delta P}{\tau p^2} + \frac{\Delta P}{P} \frac{e^{-p\tau}}{1 - e^{-p\tau}} \right]. \quad (2.11)$$

Диференціальне рівняння руху моста в плані

$$x_n'' + \omega^2 x_n = A_{\circ} F(t). \quad (2.12)$$

В цій формулі $A_{\circ} = (m_2 - m_1)/m_1 m_2$, $\omega^2 = (m_1 + m_2)k/m_1 m_2$,

де m_1, m_2 - приведені маси лівої і правої частин моста;

k - коефіцієнт жорсткості моста;

x_n - динамічна деформація моста при перекосі.

Якщо при $t = 0$ $x_n = \dot{x}_n = 0$, то для цього випадку відображаюче рівняння має вигляд

$$x_n(p)(p^2 + \omega^2) = A_{\circ} \left[\frac{P_{\circ}}{P} \frac{\Delta P}{\tau} \frac{1}{p^2} + \frac{\Delta P}{P} \frac{e^{-p\tau}}{1 - e^{-p\tau}} \right]. \quad (2.13)$$

Визначаючи оригінали виразу для $x_n(p)$, після ряду перетворень, одержимо

$$\ddot{x}_n = \frac{A_0 P_0}{\omega^2} (1 - \cos \omega t) + \frac{A_0 \Delta P}{\omega^2} \left\{ \frac{1}{\tau} \left(2t - \frac{\tau}{2} - \frac{1}{\omega} \sin \omega t \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{(\tau \omega)^2}{2} \sum_{n=0}^{n=k} \frac{\sin 2n\pi \frac{t}{\tau}}{\ln [(\omega \tau)^2 - (2n\pi)^2]} - \frac{1}{2} \frac{\sin \omega \left(t - \frac{\tau}{2} \right)}{\sin \frac{\omega \tau}{2}} \right\}. \quad (2.14)$$

Із цієї формули бачимо, що деформація перекосу моста залежить також від конструкції пускових контролерів. Якщо час перемикання останніх наближається до періоду власних коливань моста, можливо одержати дуже великі динамічні навантаження. Останнє вказує на практичну доцільність використання багатоступінчастого або, краще, безступінчастого регулювання пускових процесів.

Рух маси ротора двигуна і маси ходового колеса в процесі гальмування може бути описаний системою двох диференціальних рівнянь [2, 3]:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c (\varphi_1 - \varphi_2) &= -(K_d M_T - M_W) \operatorname{sign} \dot{\varphi}^1; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - c (\varphi_1 - \varphi_2) &= -F_0 R \operatorname{sign} \dot{\varphi}^1, \end{aligned} \quad (2.15)$$

де I_1 - приведений до ходового колеса момент інерції обертових мас приводу; I_2 - момент інерції ходового колеса; c - коефіцієнт жорсткості вала ходового колеса; φ_1, φ_2 - кутові переміщення мас I_1 і I_2 відповідно; M_T - гальмовий момент, приведений до ходового колеса; K_d - динамічний коефіцієнт гальма; M_W - момент опору переміщенню крана; R - радіус ходового колеса; $\operatorname{sign} \dot{\varphi}^n = \operatorname{sign} (\varphi_1^1 - \varphi_2^1)$ - функція, яка має стрибок при $\dot{\varphi} = 0$.

Цю функцію можливо зобразити так :

$$\operatorname{sign} \dot{\varphi}^1 = \begin{cases} +1 & \text{при } \dot{\varphi}^1 > 0; \\ 0 & \text{при } \dot{\varphi}^1 = 0; \\ -1 & \text{при } \dot{\varphi}^1 < 0. \end{cases} \quad (2.16)$$

Зображуючи функцію $\text{sign } \varphi'$ за допомогою одиначної функції Хевісайда, приймаючи $\varphi_1 - \varphi_2 = \varphi$, знаходимо:

$$\varphi'' + \omega^2 \varphi = -A_0 \left[1 + 2 \sum_{j=1}^{j=n-1} (-1)^j \delta_{\sigma_0}(t - \tau_j) \right], \quad (2.17)$$

де $j = 1, 2, 3, \dots, (n-1)$ - кількість сум здовжних імпульсів; порядковий номер проміжків часу τ_j ($j = 1, \dots, n$);

$$A_0 = \left[\frac{Gf_0 R}{I_2} - \frac{K_n M_r + M_w}{I_1} \right].$$

Для $t = 0$ $\varphi = \varphi_0 = \varphi_n$ і $\dot{\varphi}_0 = 0$.

Відображуюче рівняння

$$\varphi(p) (p^2 + \omega^2) = -\varphi_n p - \frac{A_0}{p} \left[1 + 2 \sum_{j=1}^{j=n-1} (-1)^j e^{-p\tau_j} \right]. \quad (2.18)$$

Загальне рішення

$$\varphi(t) = -\left\{ \varphi_n \cos \omega t + \frac{A_0}{\omega^2} (1 - \cos \omega t) + \frac{2A_0}{\omega^2} \sum_{j=1}^{j=n-1} (-1)^j \delta_{\sigma_0}(t - \tau_j) \right\} \times [1 - \cos \omega (t - \tau_j)]. \quad (2.19)$$

На основі цієї формули знаходимо число фрикційних коливань ходового колеса

$$n \geq \frac{\sigma \varphi_n - Gf_0 R}{2 \left[\frac{Gf_0 R}{I_2} - \frac{K_n M_r + M_w}{I_1} \right]} \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}. \quad (2.20)$$

Як і слід було очікувати, шлях ковзання загальмованого ходового колеса збільшується зі збільшенням моменту інерції ротору двигуна I_1 , величини гальмового моменту M_r , коефіцієнту динамічності гальма K_n , моменту статичного опору переміщенню M_w і, навпаки, зі зменшенням моменту інерції ходового колеса I_2 .

При $\sigma \varphi_n = Gf_0 R$ $n = 0$, що можливо тільки при керованому

гальмуванні.

Аналогічне рішення для випадку електромагнітного порошкового гальма приводить до формули:

$$n \geq \frac{c \left\{ \varphi_m + \frac{M_{T_{\max}}}{I_1} \left[\frac{T_e^2 e^{-\pi n / \omega T_e}}{1 + (\omega T_e)^2} - R \sin \delta \right] \right\} - G \Gamma_0 R}{2 \left(\frac{G \Gamma_0 R}{I_2} - \frac{M_{T_{\max}} + M(\omega)}{I_1} \right)} \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}. \quad (2.21)$$

де $M_{T_{\max}}$ - максимальна величина гальмового моменту;

T_e - електромагнітна постійна гальма;

$$\varphi_m = M_W / c; \quad \delta = \arctg \omega T_e; \quad R_0 = \sqrt{1 + (\omega T_e)^2} / [1 + (\omega T_e)^2]$$

При $T_e = 0$ одержуємо формулу (2.20).

Із збільшенням T_e складова формули (2.21), замкнена у круглі дужки, зменшується. Так, як для електромагнітного порошкового гальма $k_a = 1,0$, то шлях ковзання загальмованого ходового колеса в даному випадку може бути мінімальним.

На рис. 2.2 показані осцилограми напруг в трансмісійному валу механізму пересування мостового крана при роботі Фрикційного (1) і електромагнітного порошкового (2) гальм в еквівалентних умовах гальмування.

Легко бачити, що в другому випадку ковзання ходових коліс практично відсутнє. Подібний вплив дає гідродинамічна передача [25]. Навантаження при перекості ходових мостів можливо визначити на прикладі козлового крана, механічна і розрахункова схеми якого при гальмуванні показані на рис. 2.3.

Рух елементів крана в цьому випадку описується за допомогою п'яти диференціальних рівнянь [40]. Спрощувачи дослідження, рух мас m_1 та m_2 моста крана мають вигляд:

Пускова функція
електродвигунів

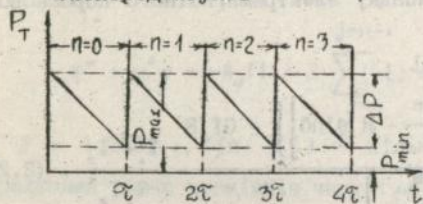


Рис. 2.1.

Напруги в валі при
роботі ФТ (а) і
ЕПГ (б)

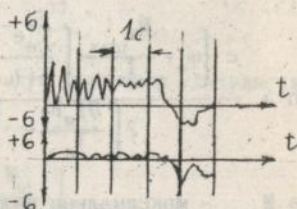


Рис. 2.2.

Механічна (а) та розрахункова (б) схеми козлового крана
при гальмуванні

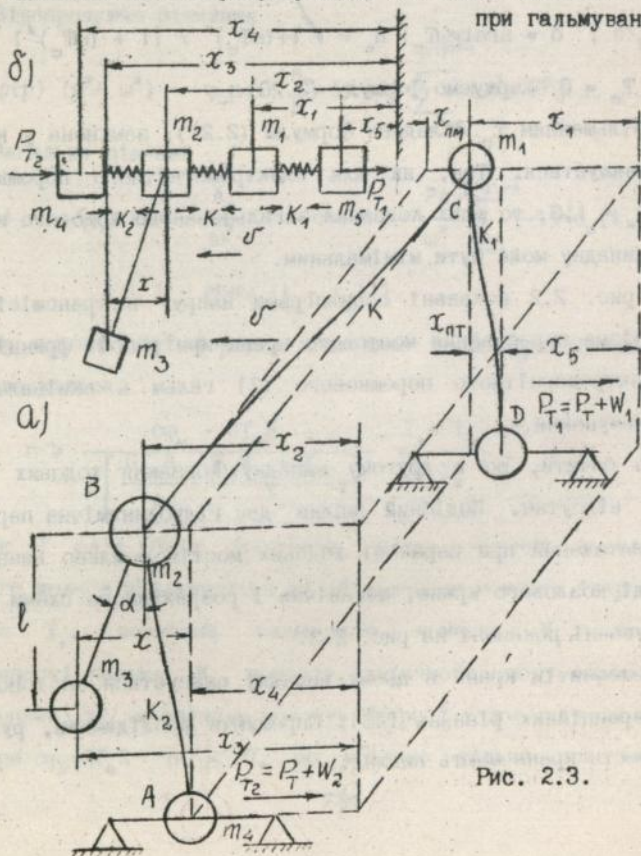


Рис. 2.3.

$$\ddot{x}_1 + (x_1 - x_2)\omega_1^2 = -a_1 + b_1 e^{-t/\tau_e}; \quad (2.22)$$

$$\ddot{x}_2 - (x_1 - x_2)\omega_2^2 = -a_2 + b_2 e^{-t/\tau_e}. \quad (2.23)$$

де x_1, x_2 - переміщення мас $(m_1 + m_3), (m_2 + m_4)$ відповідно;

ω_1, ω_2 - кутові частоти коливань цих мас;

$$a_1 = \frac{P_{T_1}}{m_1 + m_3}; \quad a_2 = \frac{P_{T_2}}{m_2 + m_4}; \quad b_1 = \frac{P_{T_{\max}}}{m_1 + m_3}; \quad b_2 = \frac{P_{T_{\max}}}{m_2 + m_4};$$

В цих формулах $P_{T_1} = P_T + W$, $P_{T_2} = P_T + W$ - гальмові зусилля, прикладені до лівої та правої опор відповідно; P_T - гальмове зусилля фрикційного гальма, приведене до опори; $P_{T_{\max}}$ - максимальна величина гальмового зусилля електромагнітного порошкового гальма.

Перекус моста

$$x_n = x_{n0} \cos \Omega t + \frac{A}{\Omega} - \frac{B T_e^2}{1 + (\Omega T_e)^2} \left[e^{-t/T_e} + \frac{1}{\Omega T_e} \sin \Omega t - \cos \Omega t \right], \quad (2.24)$$

де x_{n0} - амплітуда початкового перекосу; $A = a_1 - a_2$ і $B = b_1 - b_2$;

$$\Omega^2 = \omega_1^2 + \omega_2^2 = k \left(\frac{1}{m_1 + m_3} + \frac{1}{m_2 + m_4} \right).$$

Неважко бачити, що при $T_e = 0$ третя складова формули (2.24) дорівнює нулю, і гальмо працює як звичайне фрикційне.

Для фрикційних гальм якщо $x_{n0} = 0$

$$x_n = \frac{A}{\Omega^2} (1 - \cos \Omega t) = \frac{A}{\Omega^2} (1 - \cos 2\pi \frac{t}{T}), \quad (2.25)$$

де T - період коливань.

Якщо не враховувати x_{n0} і впливу порошкового гальма, то можна показати, що $x_n = 0$ якщо $\frac{P_{T_1}}{P_{T_2}} = \frac{m_1 + m_3}{m_2 + m_4}$.

Це означає, що в розглянутому випадку гальмові зусилля повинні бути пропорційні значенням відповідних інерційних мас.

Така робота може бути реалізована тільки керованими гальмами.

Експериментальне дослідження напруженого стану підкосу жорсткої опори козлового крана ККС-10 при роботі фрикційного (рис.2.4,а) і порошкового (б) гальм підтвердила можливість значного зниження величини динамічних навантажень і зміни характеру їх дії.

3. РУХ КРАНІВ ПРИ УГОНІ ВІТРОМ

Відомо, що навіть при невеликому вітрі робочого стану можливий угон козлових, мостових та баштових, порталних кранів. небезпека угону не зменшується навіть при добре загальмованих ходових колесах, тому що не виключається стан ковзання (взу) останніх, яке супроводжується різким (майже в три рази) зменшенням коефіцієнту зчеплення. Встановлено, що рух крана вітром робочого стану можливо зупинити імпульсами гальмового моменту. Основов для такого припущення є певна постійність гальмового моменту в рамках часу дії гальмового імпульсу. Рух машин для цього випадку описується системою двох диференціальних рівнянь [2]:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (x_1 - x_2)k = P_{\text{вн}} - f(t); \quad (3.1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + (x_1 - x_2)k = P_{\text{вг}}. \quad (3.2)$$

де m_1, m_2 - маси крана і вантажу відповідно;

x_1, x_2 - шляхи переміщення крана і вантажу;

k - жорсткість поліспасти;

$P_{\text{вн}}, P_{\text{вг}}$ - навантаження від вітру на кран і вантаж;

$f(t)$ - функція гальмового зусилля.

Нехай гальмове зусилля має вигляд ступінчастої кривої

$$P_{\tau}(t) = f(t + 2\tau) = \begin{cases} P_{\tau} + W & \text{при } 2n\tau < (2n + 1)\tau; \tau < 0; \\ W & \text{при } (2n + 1)\tau < t < (2n + 2)\tau, \end{cases} \quad (3.3)$$

де P_{τ} - зусилля двох гальм, W - сила переміщення крана;
 $n = 0, 1, 2, \dots$ - порядок ступінчастої операції гальмування.

Відображення цієї функції за Лапласом:

$$F(p) = \frac{1}{1 - e^{-2p\tau}} \int_0^{2\tau} e^{-pt} f(t) dt = \frac{(P_{\tau} + W) + We^{-p\tau}}{p(1 + e^{-p\tau})}. \quad (3.4)$$

Відображувача функція

$$x(p) = \frac{(P_{\tau} + W) + We^{-p\tau}}{m_1 p(p^2 + \omega^2)(1 + e^{-p\tau})} = \frac{\left\{ \frac{P_{\tau} + W}{m_1} - \frac{P_{\tau} + W}{m_2} \right\}}{p(p^2 + \omega^2)}. \quad (3.5)$$

Значення x_1 і x_2 мають складний вигляд.

При відсутності вантажу

$$x_1 = vt + (P_{\tau} - W - \alpha P_{\tau}) \frac{t^2}{2m_1} - \frac{\tau^2}{\Pi^2 (2n + 1)^2} \sum_{n=0}^{\infty} \left[\frac{P_{\tau} + W}{m_1} \sin \frac{\Pi}{\tau} (2n + 1)t + \frac{W}{m_1} \sin \frac{\Pi}{\tau} (2n + 1)(t - \tau) \right], \quad (3.6)$$

де $\alpha = 0,5$ - коефіцієнт, що враховує вид гальмування.

Якщо загальмовані ходові колеса крана під дією навантаження від вітру знаходяться в стані ковзання, то в цьому випадку при подібних умовах

$$x_1 = v_{\mu} t + [P_{\tau} - 0,5(T + W)] \frac{t^2}{2m_1} - \frac{\tau^2}{\Pi^2 (2n + 1)^2} \sum_{n=0}^{\infty} \left[\frac{T}{m_1} \sin \frac{\Pi}{\tau} (2n + 1)t + \frac{W}{m_1} \sin \frac{\Pi}{\tau} (2n + 1)(t - \tau) \right]. \quad (3.7)$$

Використовуючи формулу (3.7), можна знайти шлях ковзання крана

при одній, двох, трьох і більшому числі операцій короткочасного гальмування. На рис. 3.1 показані залежності, які ілюструють зміну швидкості ковзання козлового крана ККС-10 від часу при звичайному гальмуванні (1) і непостійному коефіцієнті зчеплення, а також при імпульсному гальмуванні - одноступеневому ($t_r = 2,2с$, $\tau = 1,1с$), двох - ($t_r = 2,6с$, $\tau = 0,65с$) і трьохступеневому ($t_r = 2,9с$, $\tau = 0,35с$) (5).

Крива 2 зображує процес ковзання крана при незмінному коефіцієнті ковзання. Легко бачити, що імпульсне гальмування забезпечує швидку зупинку крана, але супроводжується дією більш високих динамічних навантажень. При збільшенні числа гальмових імпульсів рух крана здійснюється відповідно кривій 2. Теоретичний аналіз процесів імпульсного гальмування, який не має попередників в літературі, показує, що цей вид гальмування може бути рекомендований для швидкої зупинки кранів. Все ж таки він можливий лише при використанні швидкодіючих керованих гальм.

4. ПРОДУКТИВНІСТЬ ВАНТАЖОПІДЪОМНИХ МАШИН

Максимальна продуктивність сучасних вантажопідійомних машин визначається сполученням т.з. оптимальних робочих швидкостей окремих механізмів, потрібнов точність виконання виробничих операцій. Друга вимога має велике значення для будівельних, будівельно-монтажних і спеціальних операційних кранів. Питання вибору співвідношення робочих швидкостей, при якому забезпечується мінімальна величина питомої потужності і, одночасно, максимальна продуктивність, є найбільш важлива задача проєктування

вантажопідйомних машин, яка прямо пов'язана з проблемами енерго- і металомісткості останніх.

Вперше це питання розглянуте в працях проф. А.І.Дукельського, де функція мети (продуктивність) розглядається в залежності від однієї змінної. У випадку, коли необхідно визначити мінімум цієї функції при більшому числі змінних, необхідно скористуватися методом невизначених множників Лагранжу. Проф. Н.П.Гаранін застосував цей спосіб при розрахунку продуктивності перевантажу великотонажних контейнерів в залежності від двох змінних [Артемьев М.П., Брауде В.І., Гаранін Н.П. Вантажопідйомні машини на річковому транспорті. Підручник для інститутів водяного транспорту. /Під. ред. Н.П.Гараніна. -М., Транспорт, 1981, с.246]. Автором розглянутий випадок розрахунку продуктивності будівельно-монтажного крана в залежності від трьох і більшого числа змінних.

Із розгляду цієї задачі витікає, що значення функції мети визначається двома головними факторами: кількістю робочих циклів; витратами часу на виконання непродуктивної частини робочого циклу, яка в числі інших факторів залежить і від способу виконання гальмового процесу [2].

Протяжність непродуктивної частини робочого циклу визначається витратою часу на захват і зняття, заспокоєння коливань, орієнтацію і устанавлення вантажу. Час затухання коливань гнучкого підвісу вантажу, знайдений із умови зменшення амплітуди коливань до 5% початкового значення, можна визначити за формулою [42]:

$$t \approx 12 \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{1}{g} \frac{m_1}{m_1 + m_2}}, \quad (4.1)$$

де l - довжина підвісу вантажу, масою m_2 ; w - коефіцієнт опору відхилення вантажу, залежний від конструктивних параметрів поліпасти; m_1 - маса візка (крана).

Як видно, великий вплив на тривалість коливань гнучкого підвісу вантажу робить величина коефіцієнта w , який для звичайної пірамідальної підвіски може бути знайдений за формулою

$$w = 0,5 (fd_k + \beta D_c) + 2f_1 l, \quad (4.2)$$

де d_k , D_c - діаметри каната и барабана відповідно; β - коефіцієнт жорсткості каната; f, f_1 - коефіцієнти тертя в осях вирівнювального блоку і блоків підвіски гака відповідно. Основний вплив на величину w робить коефіцієнт тертя f_1 . Незавжди показати, що при використанні опір ковзання час згасання коливань вантажу зменшується, але при цьому зростають втрати від сил тертя при підйманні вантажу. Щоб уникнути цих втрат доцільно в системах блоків гаківих підвісок на опорах катання використовувати фрикційні пристрої, які збільшують величину w при відхиленні вантажу.

Можливо показати, що кількість вмикань двигуна механізму пересування, необхідна для забезпечення правильного встановлення вантажу, залежить від необхідної точності і може бути знайдена за формулою помилок Гауса. Ця задача належить до класу задач про знаходження вірогідності попадання у смугу заданої ширини при виконанні одного пострілу в випадку, якщо розвіювання підкоряється нормальному закону Гауса і прицілювання виконується на середню лінію полоси.

В цьому випадку вірогідність установки вантажу в полосу шириною 2Δ можливо визначити по формулі

$$P(-\Delta < x + \Delta) = \hat{\Phi} \left(\frac{\Delta}{\sigma} \right), \quad (4.3)$$

де $\hat{\Phi}$ приведена функція Лапласа; Δ - допуск на установку; E - вірогідне (середнє) відхилення вантажу.

Необхідне число вмикань механізмів

$$n = 1/\hat{\Phi} \left(\frac{\Delta}{E_{\max}} \right), \quad (4.4)$$

де з врахуванням впливу гнучкої підвіски вантажу

$$E_{\max} = \frac{v^2}{4a_{r-G}} + a_{r-G} \frac{1}{g} \frac{m_2}{m_1 + m_2}. \quad (4.5)$$

В цій формулі: v - швидкість пересування крана (візка) в масов m_1 ; l - довжина підвіски вантажу з масов m_2 ; a_{r-G}, a'_{r-G} - сповільнення при гальмуванні навантаженого і, відповідно, розвантаженого крану. Має практичну цікавість питання визначення такої установочної швидкості для механізмів пересування, яка б забезпечила необхідну точність встановлення вантажу при першому або другому гальмуванні.

Якщо ця точність повинна мати місце при першому гальмуванні, то на основі формули (4.3):

$$\hat{\Phi} \left[\frac{\Delta}{\frac{v^2}{4a_{r-G}} + a_{r-G} \frac{1}{g} \frac{m_2}{m_1 + m_2}} \right] > 1, \quad (4.6)$$

звідки

$$\hat{\Phi} \left[\frac{\Delta}{\frac{v^2}{4a_{r-G}} + a_{r-G} \frac{1}{g} \frac{m_2}{m_1 + m_2}} \right] > 1. \quad (4.7)$$

На основі таблиці Лапласа при $\hat{\Phi}(x) < 1$ знаходимо, що

$$x = \left[\frac{\Delta}{\frac{v^2}{4a_{r-G}} + a_{r-G} \frac{1}{g} \frac{m_2}{m_1 + m_2}} \right] > 5.4, \quad (4.8)$$

звідки знаходимо величину установочної швидкості

$$v_y \leq 2 \sqrt{0,185 a_{r0} \frac{\Delta}{\beta} - a_{r0}^2 \frac{1}{g}} \quad (4.9)$$

$$\text{де } \beta = \frac{m_1}{m_1 + m_2}.$$

Припускаючи можливість двох установочних гальмувань, знаходимо:

$$v_y \leq 2 \sqrt{a_{r0} \frac{\Delta}{\beta} - a_{r0}^2 \frac{1}{g}} \quad (4.10)$$

Час затухання коливань вантажу можливо значно зменшити, якщо використати штучні способи їх демпфування. На практиці розкитування вантажу звичайно гаситься зустрічними рухами крана (візка). Так, вастосовувачи ступеневі операції пуск-гальмування-пуск при розгоні і операції гальмування-пуск-гальмування при гальмуванні крана, А.А.Ерофєєв і Н.І.Смєхов показали можливість повного гасіння коливань вантажу. [Смєхов Н.І., Ерофєєв А.А. Оптимальне керування підйомно-транспортними машинами.-Машинобудування, 1975, с.239].

Особливістю цих операцій є різна тривалість окремих їх періодів, що виконати майже неможливо. Можливо показати, що використання імпульсних силових функцій першого δ_1 і другого δ_2 порядків однакової тривалісті типу гальмування-пуск-гальмування може погасити коливання вантажу при гальмуванні. [Шостак Р.Я. Операційне обчислення.-М.:Вища школа, 1972, - 279 с. 1.

Ця функція знаходиться так (рис. 4.1):

в проміжку часу $(0, \tau)$ $\delta_\tau(t) = 1/\tau$;

в проміжку $(\tau, 2\tau)$ $\delta_\tau(t) = -1/\tau^2$;

в проміжку $(2\tau, 3\tau)$ $\delta_\tau(t) = 1/\tau^2$.

При $t < 0$ і $t > 3\tau$ $\delta_\tau(t) = 0$.

В цьому випадку диференціальне рівняння коливань вантажу має вигляд:

$$x + \omega x = \frac{1}{m_1} \delta_1(t - \delta) + \frac{1}{m_1} \delta_2(t - \delta), \quad (4.11)$$

Напруги в жорсткій опорі козлового крана при роботі ФТ (а) та ЕПГ (б)

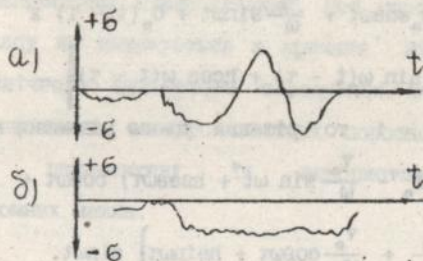


Рис. 2.4.

Залежність швидкості ковзання козлового крана НКС-10 від часу

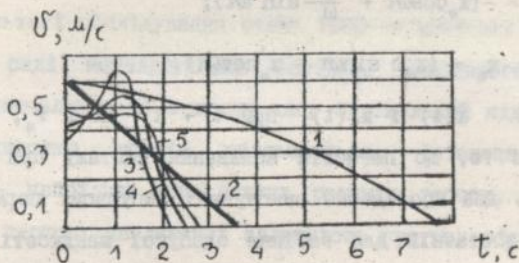


Рис. 3.1.

Схема Імпульсних силових функцій типу гальмування-пуск-гальмування

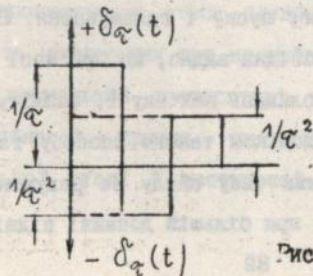


Рис. 4.1.

де $v_0 = A/m_1$, м/с; $B/m_1 = h$, м.

Якщо прийняти що $t = 0$ $x = x_0$, $x' = x_0'$, то

$$x(t) = x_0 \cos \omega t + \frac{x_0'}{\omega} \sin \omega t + \delta_0(t - \tau) x \\ x \left[\frac{v_0}{\omega} \sin \omega(t - \tau) + h \cos \omega(t - \tau) \right]. \quad (4.12)$$

Якщо $t > \tau$ $\delta_0(t - \tau) = 1$, то рішення цього рівняння має вигляд:

$$x(t) = (x_0 - \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t + h \cos \omega t) \cos \omega t + \\ + \left[\frac{x_0'}{\omega} + \frac{v_0}{\omega} \cos \omega t + h \sin \omega t \right] \sin \omega t. \quad (4.13)$$

Амплітуда $x(t) = 0$, якщо коефіцієнти при $\cos \omega t$ і $\sin \omega t$ рівні нулю.

Це дає можливість визначити:

$$h = -(x_0 \cos \omega \tau + \frac{x_0'}{\omega} \sin \omega \tau); \quad (4.14)$$

$$v_0 = (x_0 \omega \sin \omega \tau - x_0' \cos \omega \tau). \quad (4.15)$$

Якщо межі $x(t)$ і $x'(t)$ при $t \rightarrow \tau - h$ і v_0 , то впливає висновок про те, що погасити коливання вантажу при гальмуванні крана можуть два послідовно виконувані імпульси: перший (першого порядку) - достатній для гасіння здобутої швидкості x_0' ; другий (другого порядку) - достатній для повернення вантажу в нерухомий стан, або для усунення зміщення h .

Ряд авторів наприклад, проф.М.С.Комаров, проф.М.М.Гохберг і ін.) звертають увагу на можливість повного виключення розхитування вантажу шляхом регулювання часу пуску і гальмування. Цей висновок виходить із рівняння (2.25), звідки видно, що при часі гальмування $t = t_*$, що дорівнює періоду коливань вантажу T , амплітуда коливань останнього дорівнює нулю. Недоліком такого способу гальмування є неминучість збільшення величини часу циклу за рахунок збільшення тривалості гальмового процесу при більшій довжині підвіски вантажу

і труднощів постійного регулювання пуско-гальмового обладнання. Перевагою є досягнення стійкого стану вантажу при відносно невеликих динамічних навантаженнях. Цей спосіб гальмування машин до цього часу не виконується з причини відсутності керованого електромеханічного гальмового обладнання. Можливості дистанційно і плавно керованих електромагнітних порошкових муфт і гальмів відкривають перспективу їх використання в механізмах вантажопідіймних машин.

Б. ВПЛИВ ГАЛЬМОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ДОВГОВІЧНІСТЬ КРАНОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

В результаті обслідування стану 1020-ти мостових електричних кранів на ряді металургійних заводів, виконаного ВІДПІТМАШ (Москва) встановлено, що з ходом часу будівельний підйом і потім прогин зварених мостів збільшується. Інтенсивність цієї деформації - найбільша для важких режимів роботи. Установлено також, що в першому наближенні залежність прогину від часу можна зобразити лінійними функціями. Висунуте припущення, що описане явище є наслідком повзучості основного матеріалу і зварних швів при нормальній і, особливо, підвищеній температурі. В той же час теоретичне обґрунтування цієї важливої проблеми, яке дає можливість прогнозувати строк служби кранових мостів, відсутнє. Справедливість припущення про наявність явища повзучості кранових мостів при нормальній температурі розділяє і автор на основі деякої подібності кривих температурної повзучості зразків конструкторської сталі і поступової в часі повзучості кранових мостів [2].

На основі аналізу існуючих теорій повзучості здається, що для обґрунтування цього явища найбільш прийнятливою є теорія старіння. У відповідності з цією теорією на ділянці стабільної повзучості її швидкість

$$\dot{\gamma}_n = E_n^i = k\sigma^n, \quad (5.1)$$

де коефіцієнт $k = \text{const}$, n знаходиться за допомогою кривих повзучості і залежать від властивостей матеріалу і температури. В задачах температурної повзучості ці коефіцієнти знаходяться експериментально. В нашому випадку вони повинні визначатись теоретично із причини дуже великої протяжності часу експерименту. В цій метов приймається гіпотеза, в відповідності з якою повзучість конструкційного матеріалу при нормальній температурі при дії періодичного низькочастотного навантаження є результатом порушення суцільності (тріщиноутворення) матеріалу в зоні дії розтягуючого навантаження. Таке припущення відповідає сучасним уявам про будову твердої речовини, викладеним в працях Я.П.Півеса, Я.В.Френкеля, В.О.Іванової та інших авторів. Відповідно даним лінійної механіки руйнування матеріалів швидкість росту тріщин

$$\frac{dl_r}{dN} = c(\Delta K)^n = c(\Delta\sigma)^n (l_r M)^{0.5n}, \quad (5.2)$$

де l_r - довжина тріщини; N - кількість циклів зміни навантаження; c, n - константи матеріалу; ΔK - циклічний коефіцієнт інтенсивності напруги в вершині тріщини; $\Delta\sigma$ - амплітуда напруги циклу; M - коректуюча функція. Подібно Л.Н.Барнетту і П.Херману підкранову балку можна уявити як зігнуту конструкцію з безконечно великим числом місцевих розривів в розтягнутій зоні і, потім, як конструкцію, яка має одну умовну тріщину довжиною l_r і виривом Δ в крайній частині. Швидкість деформації зовнішнього

волока (2):

$$v_n = \frac{1}{\rho} \frac{dl_r}{dt} = \frac{1}{\rho} \left[\frac{dl_r}{dN} \right] N_c = \frac{1}{\rho} \beta N_c C (\Delta\sigma)^n (1_r M)^{e \cdot sn} = K_1 (\Delta\sigma)^n, \quad (5.3)$$

де ρ - радіус кривизни нейтральної осі балки; N - число циклів навантаження за весь період служби; N_c - середнє число вмикань механізму в годину, залежне від режиму роботи; β - коефіцієнт можливої зміни N_c .

Коефіцієнт

$$K_1 = \beta N_c (1_r M)^{e \cdot sn} / \rho = K_0 f_e^{(e \cdot sn + 1)}. \quad (5.4)$$

Його еквівалентна величина

$$K_{1e} = K_1 f_e^{(e \cdot sn + 1)}, \quad (5.5)$$

де еквівалентний прогин балки

$$f_e = \frac{f_{\max}}{e \cdot sn + 1 \sqrt{0,5n + 2}}. \quad (5.6)$$

Коефіцієнт

$$K_0 = 6\beta N_c \frac{C}{l^2} \left(0,5 \frac{HM}{f_{\max}} \right)^{e \cdot sn}, \quad (5.7)$$

Напряга

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} (1 - \gamma), \quad (5.8)$$

де γ - коефіцієнт асиметрії циклу; l - прогон балки, f_{\max} - максимальний допустимий прогин балки від повзучості.

Розрахунки показують, що знайдені швидкості часової повзучості конструкційних сталей для кранів мають значення, близькі до значень швидкостей повзучості деталей котлових і турбінних установок.

Із літератури відома задача проф. Н. Н. Малініна по визначенні часового прогину шарнірно-опертої балки, навантаженої в середній частині прогону постійною зосередженою силою при температурі

+500°. Використовуючи формулу проф. Н. Н. Малініна, можна знайти час досягнення допустимого часового прогину f_{\max} підкранової балки за формулою

$$t \leq (f_{\max} - f_0) / B, \quad (5.9)$$

де f_0 - статичний прогин від власної ваги і еквівалентного вантажу; B - коефіцієнт, залежний від геометричних характеристик балки, числа циклів навантаження, властивостей конструкційного матеріалу. Цей коефіцієнт визначається за формулою

$$B = \frac{k_{\omega} N_{\omega}^n l^{(n+2)}}{(n+2) 2^{2(n+1)} I_{x_1}^n}, \quad (5.10)$$

де k_{ω} - еквівалентне значення коефіцієнта циклічної повзучості; $I_{x_1}^n$ - момент інерції поперечного перерізу балки відповідно осі x_1 при повзучості; N_{ω} - різниця максимальної і мінімальної амплітуд зовнішнього навантаження. Із формули (5.10) виходить, що найбільший вплив на строк служби балки виявляють зовнішні навантаження при гальмуванні руху вантажу, яке при роботі ЕПГ може бути близьким до статичного, і кількість вмикань механізму в годину. У відповідності з даними ВДПІТМАШ (Москва) величина допустимого прогину з часом на основі даних практики визначається формулою

$$f_{\max} = \left(\frac{1}{285} \dots \frac{1}{333} \right) l. \quad (5.11)$$

Можливий теоретичний підхід до визначення цієї величини. Відомо, що ще Прандтль и Дейтлер запропонували формули для визначення границь текучості σ_{τ}^v і міцності σ_{ω}^v при швидкістному деформуванні сталей, які визначаються формулами:

$$\sigma_{\tau}^v = \sigma_{\tau}^0 + A_{\tau} \lg \frac{v}{v_0}; \quad (5.12)$$

$$\sigma_{\omega}^v = \sigma_{\omega}^0 + A_{\omega} \lg \frac{v}{v_0}. \quad (5.13)$$

де σ_{τ}° , σ_{τ}° - границі текучості і міцності сталей при статичному навантаженні; A_{τ} , A_{σ} - коефіцієнти; V_{ε} , V_{ε}° - швидкості відносної деформації при швидкісному і статичному навантаженні зразка. Користуючись цими формулами і відомими температурними залежностями М.А.Махутова [Махутов М.А. Опір елементів конструкцій кригкому руйнуванню. М.: Машинобудування, 1973. 201 с.] можна знайти величини т.з. коефіцієнта часової міцності [42]

$$k = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\sigma}} = \frac{\sigma_{\tau}^{\circ} e^{\beta_{\tau} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{\circ}} \right)} + A_{\tau} \lg \frac{V_{\varepsilon}}{V_{\varepsilon}^{\circ}}}{\sigma_{\sigma}^{\circ} e^{\beta_{\sigma} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{\circ}} \right)} + A_{\sigma} \lg \frac{V_{\varepsilon}}{V_{\varepsilon}^{\circ}}}, \quad (5.14)$$

де β_{τ} , β_{σ} - характеристики матеріалу і $T_{\circ}=293^{\circ}\text{K}$ - кімнатна температура за Кельвіном; T - поточна температура повітря.

Користуючись цією формулою, знаходимо найбільшу допустиму швидкість деформації головної балки моста

$$[V_{\varepsilon}] = [V_{\varepsilon}]/A, \quad (5.15)$$

де $[V_{\varepsilon}]$ - найбільша допустима відносна швидкість деформації конструкційної сталі; A - коефіцієнт.

Швидкість

$$[V_{\varepsilon}] = V_{\varepsilon}^{\circ} 10^{b/a}, \quad (5.16)$$

$$\text{де } b = [k] \sigma_{\sigma}^{\circ} \varphi_{\sigma} - \sigma_{\tau}^{\circ} \varphi_{\tau}; \quad a = A_{\tau} - A_{\sigma} [k].$$

В цих формулах $[k]=0,7$ для вуглецевих і $0,8$ для низьколегірованих сталей; $A_{\tau}=16,5 \dots 18,5$ МПа; $A_{\sigma}=8 \dots 9$ МПа.

Коефіцієнти :

$$\varphi_{\tau} = e^{\beta_{\tau} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{\circ}} \right)}; \quad \varphi_{\sigma} = e^{\beta_{\sigma} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{\circ}} \right)} \quad (5.17)$$

Використовуючи диференціальне рівняння першого порядку, що описує вертикальні коливання моста при гальмуванні вантажу, який

рухаться в напрямі опуску, можна знайти, що найбільший допустимий період коливань крана з умови часової міцності конструкційної сталі

$$[\tau_{\max}] \leq 2\pi \sqrt{[V_r]^2 - x'_m{}^2} / (P_{\tau_{\max}} / m_a), \quad (5.18)$$

де x'_m - початкова швидкість деформації; $P_{\tau_{\max}}$ - максимальне гальмове зусилля, зведене до вантажу; m_a - маса вантажу.

Величина

$$x'_m = V_a m_a / m, \quad (5.19)$$

де V_a - швидкість опускання вантажу; m - зведена маса головної балки моста.

Допустима швидкість підняття вантажу

$$[V_{n_{\max}}] \leq \frac{m}{m_a} \sqrt{[V_r]^2 - \left(\frac{P_{\tau_{\max}} \tau_{\max}}{2\pi m_a} \right)^2} = \frac{m\lambda}{m_a}. \quad (5.20)$$

Допустима вага вантажу

$$[G] = \frac{G_k}{\frac{V_n}{\sqrt{[V_r]^2 - \left(\frac{G_a \tau_{\max}}{2\pi} \right)^2}} - 1}, \quad (5.21)$$

де $G_k = m_k g$ - зведена вага крана і візка.

Допустимий прогин балки з умови міцності матеріалу з урахуванням температури

$$[f] = (\tau_{q_{\max}} / 1,785)^2, \quad (5.22)$$

де $\tau_{q_{\max}}$ - допустимий період коливань розвантаженої балки моста з масою m_a .

$$\tau_{q_{\max}} = [f] \sqrt{\frac{m_a}{m}}, \quad (5.23)$$

де m - маса балки з урахуванням половини ваги візка і вантажу.

6 . ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ. РОБОТИ ПО ВПРОВАДЖЕННЮ

НОВИХ ТЕХНІЧНИХ РОЗРОБОК

6.1. Коротка характеристика

З метою визначення можливого широкого використання для механізмів вантажопідіймних машин нових пуско-гальмових пристроїв, що забезпечують плавне безступеневе регулювання робочих швидкостей і захист машин від перевантажень, автором, спільно з його аспірантами, виконаний ряд експериментальних досліджень в лабораторних і промислових умовах, які завершилися дослідно-промисловим і промисловим впровадженням, захистом кандидатських дисертацій, виконаних під керівництвом автора. Нижче в таблиці 6.1 наведений список цих робіт.

Таблиця 6.1

№	Назва роботи	Рік виконання	Заказчик	Результати		Літер.
				науково-звітні	технічні	
1	2	3	4	5	6	7
1.	Дослідження роботи механізму обертання стаціонарного стрілового і баштового кранів з турбомуфтами	1964	Завод будівельних машин (Харків)	Техн. звіт і канд. дисерт. Лосева П.Г.	Виробництво серії кранів	11, 12
2.	Дослідження роботи механізмів перосування баштового крану С-444 з турбомуфтами	1964	"	Техн. звіт	"	11
3.	Дослідження роботи механізму обертання з турбомуфтов автооператора для складання серцевини великих електричних машин	1965	Завод важкого електромашинобудування (Харків)	Техн. звіт і канд. дисерт. Епіфанова В.С.	Діючий новий автооператор	13, 15

1	2	3	4	5	6	7
4.	Дослідження механізму пересування візка мостового крана вантажопідйомністю 15 т з електромагнітним порошковим гальмом (ЕПГ)	1967	Завод "Запоріж-сталь" (Запоріжжя)	Техн. звіт	Моха нізм з ЕПГ	22
5.	Дослідження механізму пересування візка мостового крана вантажопідйомністю 30 т з турбомуфтов	1970	Завод "Турбо-атом" (Харків)	Техн. звіт і дисерт.	Новий механізм	16, 17
6.	Дослідження кранових колесових гальм із збільшеним теплообміном	1970	Завод "Запоріж-сталь"	Техн. звіт і канд. дисерт.	Нові гальма Іванова Л.Е.	
7.	Дослідження механізмів пересування козлового крана ККУ-10 з гальмами ЕПГ	1972	Гірно-пром. комбінат (Норильськ)	Техн. звіт	"	26, 27, 28
8.	Дослідження механізму переміщення крана з електромагнітним порошковим гальмом (ЕПГ)	1974	Завод "Сєрп і молот" (Харків)	Техн. звіт і канд. дисерт.	Новий механізм	24
9.	Механізм підйому козлового крана ККС-10 з гальмом ЕПГ	1976	Завод ПТО (Харків)	Техн. звіт	"	30, 32
10.	Дослідження механізмів підйому стрілового крана і будівельно-монтажного козлового крана вантажопідйомністю 90 т з гальмами ЕПГ	1979	Лабораторія ХП. Естонська ГЕС, Запорізький енергомашинобудівний завод	Техн. звіт і канд. дисерт.	Монтажний кран з гальмом ЕПГ	25, 30, 32
11.	Дослідження механізмів пересування козлових кранів ККС-10, КК-12,5 з гальмами ЕПГ	1979	Завод ПТО (Харків)	Техн. звіт і канд. дисерт.	Новий кран з гальмом ЕПГ	33, 34, 38, 40, 41

1	2	3	4	5	6	7
12.	Дослідження горизонтальних навантажень на мостовий кран при пуско-гальмових режимах	1981	Електро-механ. завод (Харків)	Техн. звіт і механіканд. диссерт. Рахманого А.С.	Новий механізм пересування	36,39
13.	Блок електромагнітних порошкових муфти і гальма (ЕМГ ЕПГ)	1981	Система підприємств Головтех управління ліній МЕР	Авт. свід. N581341	Споці-альне обладнання з ЕМГ-ЕПГ	35
14.	Механізм пересування козлового крана вантажопідйомністю 200 т	1983	"Енерго-монтаж-проект" (Харків) АЕС (м. Балаково)	Авт. свід. N654532	Кран з системою гальм. ЕПГ	37
15.	Дослідження механізму пересування візка монорельсової дороги	1992	Завод "Конвейер" (Львів)	Техн. звіт	Новий механізм з ЕПГ	44
16.	Науково-технічний прогрес в підйомно транспортному машинобудуванні на період з 1991 по 2015 рр (прогноз розвитку)	1992-1993	Академія наук України	"	Пропозиції про використання в народному господарстві України нових технічних рішень	45

6.2. Основні науково-технічні результати

В результаті експериментально-промислового дослідження нових пуско гальмових пристроїв одержані викладені нижче головні науково технічні результати:

6.2.1. При дослідженні кранових механізмів з гідродинамічними муфтами (турбомуфтами) виявилось можливим:

-розширити галузь використання асинхронних двигунів з короткозамкнутим ротором, головними перевагами яких є невисока вартість, простота конструкції, надійність в роботі;

-знизити максимальні значення динамічних навантажень орієнтовно на 60 %, забезпечивши плавний і безступеневий пуск приводу;

-забезпечити надійне зчеплення приводних ходових коліс з рейками, знизити пробуксовку останніх при розгоні, підвищити строк їх служби;

-забезпечити тепловий захист електродвигуна, значно знизивши час дії пускового струму; обмежити воличину і тривалість дії механічних навантажень;

-автоматизувати роботу кранових електродвигунів, забезпечивши можливість їх використання в дистанційно керованих автоматизованих кранах.

6.2.2. При дослідженні кранових механізмів з електромагнітними порошковими гальмами і муфтами виявилось можливим:

-знизити динамічні навантаження в елементах металових конструкцій довгопрогінних кранів мостового типу в 1,6 ... 4 рази, відповідно знизити бокові навантаження на ходові і опорні конструкції кранів, підвищивши їх надійність і довговічність (особливо при низьких температурах);

-збільшити продуктивність кранів не тільки за рахунок скорочення непродуктивних витрат часу на виконання виставочних операцій, але і за рахунок можливості роботи козлових кранів при

швидкості вітру до 18 м/с;

-підвищити надійність стоянки козлових, баштових і ін. подібних кранів;

-виключити трудомістку операцію регулювання гальм, так як гальмовий момент електромагнітних порошкових гальм регулюється безступенево дистанційно із kabіни кранівника, а величина його задається машиністом в залежності від умов виконання роботи;

-забезпечити достатньо великий діапазон регулювання стійких посадочних швидкостей (орієнтовно до 1:10);

-збільшити довговічність металевих конструкцій кранових мостів, за рахунок зменшення динамічних навантажень і числа додаткових змикань механізмів при гальмуванні.

Загальний можливий економічний ефект при впровадженні результатів дослідження в цінах 80-х років складає десятки мільйонів карбованців, зокрема, можливий річний економічний ефект при випусканні 300 нових кранів КК-12,5 з порошковими гальмами на Харківському заводі підйомно-транспортного обладнання за даними цього заводу складає близько 1,25 млн.крб.

7. ВИСНОВКИ

На підставі викладеного вище можна зробити наведені далі основні висновки:

7.1.В галузі розробки нових питань теорії розрахунку вантажопідйомних кранів і кранових механізмів:

7.1.1.Запропонована нова методика розрахунку динамічних навантажень на металеві конструкції кранів з урахуванням

нелінійних (експоненціальних) робочих характеристик електромагнітних порошкових муфт і гальм.

7.1.2. Вперше розроблені теорії:

- багатоступеневого імпульсного гальмування механізмів пересування кранів, що працюють на відкритому повітрі, з метою їх захисту від угонної дії вітру;
- руху загальмованих ходових коліс кранів з метою розробки конструктивних рекомендацій, виключаючих юз (ковзання) загальмованих ходових коліс і динамічний перекіс мостових конструкцій, визначення динамічних навантажень при перекосі кранових мостів з урахуванням впливу реальних характеристик двигунів і гальм.

7.1.3. На основі теорії випадкових процесів розроблені вперше: методика визначення кількості додаткових вмикань механізмів для одержання заданої точності зупинки машини; окремі питання теорії стійкості гнучкого підвісу вантажу; методика визначення оптимальних величин установочних швидкостей.

7.1.4. Вперше з використанням теорії повзучості, лінійної механіки руйнування теоретично встановлений вплив гальмових характеристик механізмів підйому на строки служби металевих кранових мостів, розроблена методика визначення оптимальних головних конструктивних параметрів кранових конструкцій (вантажопідйомності, швидкості підймання вантажу, жорсткості металевої конструкції) з урахуванням експлуатаційного строку служби і температури повітря; розроблена нова теорія визначення довговічності кранових мостів за ознакою допустимого часового прогину.

7.2. В залузі розробки та впровадження нових конструктивних

заходів, направлених на підвищення головних техніко-економічних характеристик кранових конструкцій:

7.2.1. Встановлено та доведено, що повсюдна експлуатація кранових механізмів пересування ведеться з грубими порушеннями правил Держгірпротехнагляду, результатом чого є багаточисельні аварії і руйнування кранових конструкцій, великі матеріальні збитки; головною причиною такого стану кранів (особливо працюючих на відкритому повітрі при низьких температурах) є незадовільна конструкція некерованих гальмових пристроїв фрикційної конструкції.

7.2.2. Розроблені та досліджені в лабораторних і заводських умовах керовані електромагнітні порошокві муфти і гальма, які відрізняються такими головними перевагами:

-можливістю безступеневого (багатоступеневого) регулювання гальмового моменту дистанційно і з урахуванням особливостей робочого процесу, а також керування поведінкою вантажу;

-можливістю використання в приводних системах з автоматичним глибоким регулюванням робочої швидкості, яка в десятки разів менше номінальної;

-можливістю забезпечення захисту устаткування від перевантажень при пусках, гальмуваннях і рухах кранових конструкцій з перекосом, захисту їх від угонної дії вітру;

-можливістю забезпечити скорочення тривалості робочого циклу завдяки плавності перехідних операцій і скорочення часу на орієнтацію вантажу при його установці;

-компактність, відносно малю вагов, більшою надійністю, більшим запасом гальмового моменту;

-відносно простю вбудову в конструктивні форми існуючого

- електроприводу;
- більшою стабільністю гальмового моменту;
- практичною незалежністю роботи від температури повітря;
- відсутністю необхідності в постійному регулюванні;
- можливістю використання для кранів при їх модернізації;
- практичною корисністю для кранів з обмеженим ресурсом експлуатації.

7.2.3. Розроблена і досліджена керована блочна конструкція муфти-гальма, яке знайшла застосування в спеціальних видах устаткування, а також рекомендується для приводів пересування візків монорельсових доріг і кранів.

7.2.4. Розроблені, досліджені і рекомендуються для застосування в кранових механізмах пересування, повороту гідродинамічні муфти захисної конструкції. Розроблена, досліджена і рекомендується для застосування в механізмах з нерівномірною роботою спеціальна гідродинамічна муфта з горизонтальним положенням.

7.2.5. При розробці прогнозу розвитку підйомно-транспортного машинобудування України на період до 2015 р. автором внесені конкретні пропозиції, направлені на підвищення якості вітчизняної підйомно-транспортної техніки, наприклад, щодо використання в конкретних конструкціях гідродинамічних і керованих електромагнітних муфт і гальм, що забезпечують захист кранів від перевантажень в аварійних ситуаціях, підвищують їх основні техніко-економічні характеристики і тим самим конкурентноспроможність на внутрішньому і зовнішньому ринках.

Л І Т Е Р А Т У Р А

Основний зміст дисертації опубліковано в 54-х наукових роботах, серед яких більшість приводиться нижче :

1. Гайдамака В.Ф. Новые пусковые и тормозные устройства грузоподъемных машин// Харьков: Высшая школа - 1975. 103 с.
2. Гайдамака В.Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении// Харьков: Высшая школа - 1988. 141 с.
3. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. Учебник.- К.: Высшая школа. Головное издательство. 1989. 328 с.
4. Гайдамака В.Ф. Определение деформаций перекоса кранов мостового типа при разгоне с учетом влияния действительной характеристики пускового контроллера// К.: Респ. межвед. сб. "Теория механизмов и машин". 1990. с.105-112.
5. Гайдамака В.Ф. Способ гашения колебаний груза с помощью импульсных силовых функций// Харьков: Труды ХПИ. Машиностроение. N 1. 1990.
6. Гайдамака В.Ф. К вопросу динамического расчета мостовых электрических кранов// Ворошиловград: Труды ВМИ. Т.1.1960.
7. Гайдамака В.Ф. К вопросу расчета привода механизма перемещения с асинхронным короткозамкнутым двигателем и турбомуфтой// Харьков: Вестник ХПИ. Машиностроение. Вып.1. N 1. 1965.
8. Гайдамака В.Ф. Определение тормозного момента тормоза механизма перемещения крана// К.: Респ. межвед. сб. "Подъемно-транспортные машины". N 16. 1986.
9. Гайдамака В.Ф. О возможности резонанса в мостовых электрических кранах по причине неточности ходовых колес// Труды ХПИ. 1957. Том XVI. Вып. 4. с.61-75.
10. Гайдамака В.Ф. Гидродинамические передачи в грузоподъемных машинах// Бюлл. техн. инф. Харьков: 1957. N 4. с.19-23.

11. Гайдамака В.Ф., Лосев П.Г. О применении турбомуфт на башенных кранах// Строительное и дорожное машиностроение. 1960. N 4. с.12-14.
12. Гайдамака В.Ф., Лосев П.Г. Экспериментальное исследование динамических нагрузок в элементах механизма поворота крана с гидровлектроприводом// Харьков: Труды ХПИ. т. XXXV. Вып.7. 1961. с.3-10.
13. Епифанов В.С., Гайдамака В.Ф. Автоматизация сборки сердечников крупных электрических машин// М.: Сборник рац. предложений. 1963. N 11. с.24-27.
14. Епифанов В.С., Гайдамака В.Ф. об автоматизации сборки сердечников роторов (якорей) крупных электрических машин// М.: Труды ВНИИЭМ. Вып.2. 1964. с.73-96.
15. Гайдамака В.Ф., Епифанов В.С. Гидравлическая муфта - средство повышения долговечности машин периодического действия// Харьков: Гидравлические машины и гидропривод. Межузовский сборник. 1965. 1. с.180-192.
16. Гайдамака В.Ф. Овчинникова С.А. К вопросу о применении турбомуфт в механизмах передвижения мостовых кранов// Харьков: Вестник ХПИ. Машиностроение. Вып.1. N 1 1965. с.127-133.
17. Гайдамака В.Ф., Овчинникова С.А. К вопросу о влиянии температуры рабочей жидкости на вид рабочей характеристики гидромуфты// Харьков: Вестник ХПИ. Машиностроение. Вып.2. N 15. 1966. с.71-76.
18. Жермунский В.И., Гайдамака В.Ф., Григоров О.В., Гебгардт К.И., Овчинникова С.А. Применение гидравлических приводов в механизмах электрических кранов// М.: НИИИНФОРМТЯЭМАШ. N 6-67-2. 1967. с.25-39.
19. Жермунский В.И., Гайдамака В.Ф., Овчинникова С.А. Механизм передвижения тележки мостового крана с гидромуфтой// М.: НИИИНФОРМТЯЭМАШ. N 6-68-7, 1968. с.9-14.

20. Лосев П. Г., Гайдамака В. Ф. Пуско-тормозные режимы крановых механизмов, оборудованных гидромуфтами// М.: Сборник "Известия ВУЗов". N 4. 1968. с.159-162.
21. Лосев П. Г., Гайдамака В. Ф. Пуско-тормозные режимы крановых механизмов, оборудованных гидромуфтами. Процесс торможения// М.: Сб. "Известия вузов". N 5. 1968. с.124-128.
22. Гайдамака В. Ф., Левин Д. М., Томарев В. А. Применение электромагнитного порошкового тормоза в механизме передвижения тележки мостового крана// М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ. Краны и грузоподъемные машины. N 6-70-4. 1970. с.13-19.
23. Гайдамака В. Ф., Пашкина С. А. Механизм передвижения мостового крана с раздельным гидродинамическим приводом// М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ. N 6-72-6. 1972.
24. Гайдамака В. Ф., Томарев В. А. Электромагнитный порошковый тормоз в механизме передвижения крана// Харьков: Информ. листок УкрНИИТИ. Серия "Механизация и автоматизация погрузочно-разгрузочных и складских работ". 1972. с.3.
25. Гайдамака В. Ф., Крамер В. М. Механизм подъема для грузоподъемного крана// Авт. свид. N 390012. 1973.
26. Гайдамака В. Ф., Сапрунов Г. Н. Влияние динамики привода на надежность грузоподъемных машин// М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ. N 6-73-9. 1973.
27. Гайдамака В. Ф., Сапрунов Г. Н. Исследования козловых кранов с электромагнитными порошковыми тормозами// М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ. N 6-73-9. 1973.
28. Сапрунов Г. Н., Гайдамака В. Ф. Повышение надежности и безопасности работы козловых кранов// М.: Цветная металлургия. N 20. 1974. с.51-54.

29. Гайдамака В.Ф., Крамер В.М. Выбор параметров грузоподъемных механизмов с электромагнитным порошковым тормозом// М.: НИИИНСОФОРМТЯЖМАШ. Депонированная рукопись. N 78. 1975. 8 с.
30. Гайдамака В.Ф., Крамер В.М. Опытная проверка механизма подъема // Харьков: Информлисток ХЦНТИ. N 76. 1975. 4 с.
31. Гайдамака В.Ф., Крамер В.Ф. Динамические нагрузки при торможении механизмов с помощью порошковых тормозов// Харьков: Вестник ХПИ. 1976. Вып.7. с.51-53.
32. Гайдамака В.Ф., Симоненко А.О. Получение низких скоростей электропривода механизмов грузоподъемных кранов с электромагнитным порошковым тормозом// Харьков: Вестник ХПИ. Вып.7. с.53-55.
33. Гайдамака В.Ф., Демковский И.П. Модернизация механизма передвижения козлового крана ККО-10// Харьков: Информлисток ХЦНТИ. N 16-205-76. 1976. 3 с.
34. Гайдамака В.Ф., Демковский И.П. О целесообразности применения электромагнитных порошковых муфт в механизмах передвижения козловых кранов// Воронеж: Сб. статей ВПИ "Исследования механизмов и металлоконструкций". 1977. с.66-74.
35. Гайдамака В.Ф., Демковский И.П., Томарев В.А. Муфта электромагнитная порошковая// А.С. N 581341. 1977.
36. Гайдамака В.Ф., Демковский И.П., Рахманий А.С. Модернизация механизма передвижения мостового крана грузоподъемностью 5 т // Харьков: Информлисток ХЦНТИ. Серия 6. N 6-1015-78. 3 с.
37. Бердник В.О., Гайдамака В.Ф., Демковский И.П., Маркозов И.С., Симоненко А.О. Устройство для управления торможением механизма передвижения крана// А.с. N 634532. 1978.
38. Гайдамака В.Ф., Демковский И.П., Рахманий А.С. Схема управления механизмом передвижения козлового крана КК-12,5 с целью получения

набирательного торможения// Харьков: Информлисток ХЦНТИ. N 124-78, 1978. 4 с.

39.Гайдамака В.Ф., Демковский И.П., Рахманий А.О. Регулирование процессов разгона и торможения крана с помощью электромагнитного порошкового пуско-тормозного устройства// Харьков: Информлисток ХЦНТИ. N 2698-78. 1978. 4 с.

40.Гайдамака В.Ф., Демковский И.П. Исследование механизма передвижения козлового крана ККС-10 с использованием электромагнитных порошковых тормозов// Тула: ТПИ. Сб. стат. 1978.

41.Гайдамака В.Ф., Демковский И.П., Рахманий А.О. Механизм перемещения козлового крана с порошковым тормозом// М.: ЦНИИЭИТЯЭМАШ. Подъемно-транспортное оборудование. N 6-80-12. 1980. с.1-3.

42.Гайдамака В.Ф., Томарев В.А. Влияние управляемого процесса торможения на производительность кранов// М.: Экспресс-информ. Серия 6. Подъемно-транспортное оборудование. 1987. Вып.5. 2 с.

43.Гайдамака В.Ф., Муслимов М.Р., Томарев В.А. Работа электромагнитных порошковых тормозов в интенсивных условиях эксплуатации// М.: Экспресс-информ. Серия 6. Подъемно-транспортное оборудование. Вып.5. 1986. 3 с.

44.Гайдамака В.Ф., Томарев В.А., Тургунбаев А.М. Привод передвижения тележки монорельсовой дороги с блоком ЭПМ-ЭПГ// Харьков: Информлисток ХЦНТИ. N 262-92. 1992. 4 с.

45.Гайдамака В.Ф. и др. Основные положения раздела "Машиностроительный комплекс" "Комплексной программы научно-технического прогресса на 1991-2010 годы по Украине". // К.: Инст. сверхтвердых материалов АН Украины. 1988. 59 с.

Ав 30.462

Підп. до друку 17.05.94. Формат 60×84¹/₁₆. Папір друк. Друк офсетний.
Умовн.-друк. арк. 2,0. Умовн. фарбо-відб. 3,02. Облік-вид. арк. 2,0.
Тир. 100 прим. Зам. 1049.

Поліграфічна фірма «Прінтал».
310093 Харків, вул. Свердлова, 115.