

УДК 621.86

DOI: 10.15276/pidtt.2.61.2019.01

Григоров О. В.¹, Аніщенко Г. О.¹, Петренко Н. О.¹, Стрижак В. В.¹,
Турчин О. В.¹, Радченко В. С.², Окунь А. О.¹, Глушкова М. Ю.²

¹Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

²ТОВ «Харківський завод підйомно-транспортного устаткування»

ПОЛІПШЕННЯ РОБОТИ КРАНОВИХ МЕТАЛЕВИХ КОНСТРУКЦІЙ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОПРИВОДУ ТА ДЕЯКИХ ІНШИХ РІШЕНЬ В МЕХАНІЗМАХ ПЕРЕСУВАННЯ ТА ПОВОРОТУ

Анотація. Наведені результати досліджень на натурних кранах з гідродинамічними та гідростатичними приводами механізмів пересування та повороту – мостових, баштових та порталних. Дані рекомендації щодо суттєвого збільшення в гідроприводах граничної кількості втомних циклів в співвідношенні до приводу з фазним ротором. Наведені варіанти поліпшення точності виставлення ходових коліс за допомогою лазерної техніки. Рекомендовано впровадження підпружених ходових коліс, високоміцних болтів, електрозаклепок та сталей з високими границями текучості.

Ключові слова: пошкодження, навантаження на металоконструкції кранів, гідродинамічні приводи, гідростатичні приводи, утома вузлів кранів, осцилограми випробувань.

Вступ

В процесі експлуатації мають місце численні пошкодження елементів металоконструкцій кранів мостових, баштових, порталних та інших. На протязі більше ніж 100 років ці складні процеси досліджуються численними авторами і пропонуються різноманітні рішення [1, 2, 3]. При цьому найбільші ушкодження отримують металоконструкції мостових кранів – кінцеві та головні балки, а також металоконструкції баштових, порталних кранів, які пов'язані з механізмом повороту.

В царені досліджень напруженого стану кранів мостового типу широко відомі вітчизняні й зарубіжні вчені: Гохберг М.М., Казак С.А., Ковальський Б.С., Комаров М.С., Вершинський А.В., Стьопчкін Л.М., Жермунський Б.І., Абрамович І.І., Лобов М.О., Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Панасюк В.В., Леонов М.Я., Ірвін Д.Р., Дагдейл Д.С., Грифітс А.

В царені досліджень баштових та порталних кранів відомі

© Григоров О.В., Аніщенко Г.О., Петренко Н.О., Стрижак В.В.,
Турчин О.В., Радченко В.С., Окунь А.О., Глушкова М. Ю., 2019

вчені – Зарецький А.А., Портний Н.І., Жермунський Б.І., Сикорський В.Ф., Артем'єв П.П., Ланг А.Г., Мазовер І.С., Сушанський Г.Е. Закордонні вчені – Шефлер М., Марквардт Г.Г., Курт Ф., Пайер Г. та ін.

З 1950 року під впливом ідей академіка Проскури Г.Ф. на кафедрі ПТМ і О НТУ «ХП» під керівництвом фундатора кафедри проф. Тамаріна Д.Н. почали розвиватися дослідження в царені гідравлічних приводів.

Доцільність цього напрямку можемо спостерігати в цей час, коли на Харківщину поставляються закордонні баштові крани з гідродинамічними приводами. Таким чином, як завжди, ідеї українських вчених (перші дослідження з захистом дисертацій у 1950 р.), а втілення у практику – закордонне.

В цій статті автори пропонують декілька рішень і дають рекомендації по частковому вирішенню проблеми взаємодії колеса і рейки.

Викладення основної частини.

Відомі чинники, які приводять до виникнення сил перекосу і руйнування окремих вузлів металокопструкцій мостових кранів, таких як кінцеві та головні балки.

Так за даними [4] кінцеві балки за перші п'ять років експлуатації руйнуються у **вісім** разів частіше ніж головні балки. Сумарно за термін служби крану **пошкодження кінцевих та головних балок складає 72,4 %** від усіх ушкоджень. На рис.1 наведено типові пошкодження головної балки.

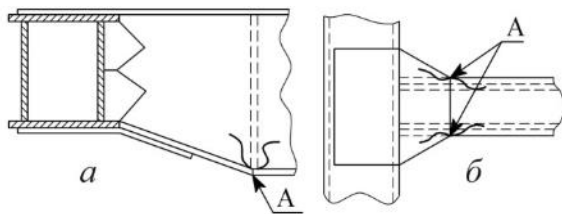


Рисунок 1 – Пошкодження головної балки: *a* – тріщини у верхньому шві нижнього пояса; *б* – тріщини у кінцях косинок вузла з'єднань головної та кінцевої балок

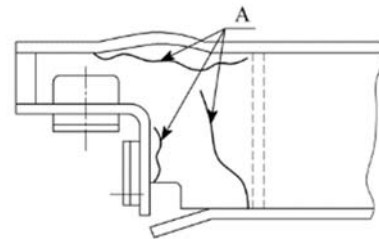


Рисунок 2 – Тріщини в місцях установки ходових коліс

На рис.2 наведено пошкодження кінцевих балок в місці установки ходових коліс.

В роботі [5] описані деякі конструктивні методи забезпечення опору утоми матеріалів металокопструкцій, що спрямовані на зниження концентрації напружень у зоні установки ходових коліс.

До методів зниження перекопсних навантажень можна віднести рішення фірми Demag, Дутсбург, яка установила підресорювання в саме ходове колесо. Цю ж мету має винахід НТУ «ХП» [6], а також окремі рішення, які описані в роботах [7, 8]. У фірмі Demag частково були

вирішені проблеми появи тріщин у надбуксовому просторі, а саме, в місці з'єднання кінцевої балки з головною за рахунок застосування блоків «ходове колесо – двигун типу LRS» та відмови від зварювання при з'єднанні головних і кінцевих балок і впровадження при цьому складання на високоміцних болтах [9].

Найбільш прогресивні кранобудівні фірми вирішили це завдання за рахунок відмови від застосування зварювання, впровадивши для з'єднання головних і кінцевих балок різноманітні конструкції на високоміцних болтах. Це дозволило уникнути порушення геометрії крана від теплових деформацій (так званий «поводок»), які неминуче виникали після використання електродугового зварювання на монтажі [10].

Технічне рішення вузла стикування головних і кінцевих балок, яке патентується німецькою фірмою Demag Cranes and Components GmbH, засноване на використанні високоміцних болтів зі спеціальними вкладишами.

Останнім часом спостерігалось поступове впровадження електрозаклепок замість зварювання безперервним швом. Так на заводі ТОВ ХЗ ПТУ та на Узловському машинобудівному заводі застосовують зварювання електрозаклепками в середовищі CO₂ діафрагм прогонових балок коробчастого перерізу мостових кранів. Після заміни ручного зварювання діафрагм в вузьких місцях всередині коробчастих балок зварюванням їх електрозаклепками ззовні, суттєво покращилися умови праці та у 2 рази підвищилась продуктивність.

Одним з напрямків поліпшення роботи кранових металоконструкцій слід вважати використання високоміцних сталей, наприклад, Weldox 1100 та 1300, які мають, відповідно, $\sigma_{0,2} = 1100$ МПа та $\sigma_{0,2} = 1300$ МПа. При цьому вага кранової металоконструкції може зменшитись у 3-4 рази у порівнянні з існуючою. Це приведе до зменшення навантажень та збільшення терміну служби кранів і т. ін. В цей час інститут зварювання ім. Е.О. Патона виконує дослідження можливості зварювання сталі Weldox 1300 для оцінки перспектив її застосування в вітчизняному кранобудуванні сумісно із Польщею [11]. У табл. 1 і 2 наведені хімічний склад цієї сталі та її механічні властивості.

Таблиця 1 – Хімічний склад сталі WELDOX 1300, мас. %

	C	Si	Mn	Cr	Ti	Ni	Mo	Nb	V	Cu	N	S	P
Сталь WELDOX 1300 (UK Special Data Sheet)	0,25	0,5	1,4	0,8	0,02	2,0	0,7	0,04	0,08	0,1	0,01	0,005	0,02

Таблиця 2 – Механічні властивості сталі WELDOX 1300 і метала шва

	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_b , МПа	δ_5 , %	ψ , %	KCV, Дж/см ² , при T, °C	
					-40	-60
WELDOX 1300 (UK_Special Data Sheet)	1300	1700	8	37,9	27	27

Руйнування трапляється зазвичай після переходу сталі в крихкий стан від дефектів конструкції, які перешкоджають розвитку пластичних деформацій. Проте сучасні інженери бояться використовувати напруження, що дорівнюють або є більшими за границю текучості, тобто примушують функціонувати конструкцію лише в межах закону Гука. Це призводить до обтяжування конструкції, марних витрат металу. Якби такий принцип використовувався у всій техніці, яку винайшло людство, от жоден літак не злетів би, судно не поплило б, а автомашина не поїхала б. Посилання на те, що літаки, наприклад, призначені для служби в декілька років, а вантажопідйомні крани служать десятки років безпідставні, оскільки сучасні літаки також служать десятки років. Наприклад, літак Антонова «Мрія» служить вже 30 років, а погано виготовлений кран, що працює в режимі 7К, через два місяці може вийти з ладу у зв'язку зі зношенням реборд.

На основі стажувань у Німеччині та неодноразових відвідувань фірми «Kötten» (Німеччина) в різні роки (1977–2006 рр.) автори статті вивчали та спостерігали за процесом технологічної підготовки установки ходових коліс. При цьому оптичний принцип установки не змінювався, а лише вдосконалювалась методика в зв'язку з появою лазерних (замість оптичних) теодолітів. Принцип зостався однаковим як для дворобордних кранових коліс так і для безробордних. В результаті аналізу численних варіантів рішень та вивчення багатьох досліджень як закордонних так і вітчизняних автори рекомендують конструкцію вузла установки ходового колеса фірми «Kötten», що наведено на рис.3. Тобто застосовується букса з похилим розташуванням роз'єму та вварюванням половини корпусу підшипника у кінцеву балку. При цьому розточка обох половин кришок підшипників ходового колеса проводиться за допомогою лазерного або оптичного методу із застосуванням теодолітів з високою точністю, що відповідає нормам DIN. У зв'язку з тим, що одна половина букси вварена у кінцеву балку є повна гарантія, що після розборки або ремонту ходове колесо матиме той самий «розвал» і «сходження».

На рис. 4 наведений лазерний метод установки ходових коліс (фірма Kötten).

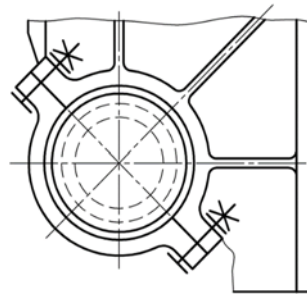


Рисунок 3 – Ходове колесо з валом (букса з похилим розташуванням роз'єму та вварюванням половини корпусу підшипника у кінцеву балку)

Для забезпечення такої точності при контрольних обмірюваннях ходової частини крана і підкранових колій застосовують оптичний метод. На підприємствах Німеччини, при виготовленні мостових кранів, для виставки ходових коліс користуються теодолітами і лазерними установками.

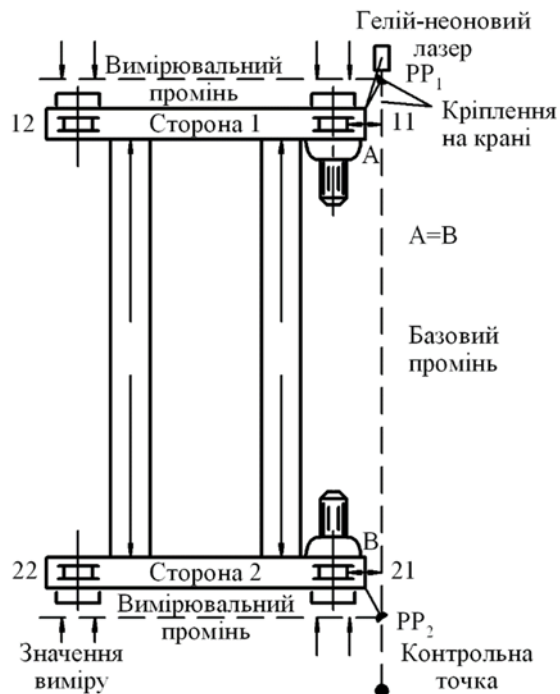


Рисунок 4 – Лазерний метод виміру для визначення перекосу коліс і погрішності не співвісності

Ганновер Г.О. [12] описує лазерний вимірювальний пристрій з п'ятикутними (пентагональними) призмами. При цьому методі виміру гелій-неоновий лазер і пентагональні призми (PP₁ і PP₂) (рис.4) закріплюються на поперечній балці вимірюваного кранового моста. У результаті цього безпосереднього закріплення вдається уникнути виникнення відносних рухів між вимірюваним об'єктом і вимірювальним

пристроєм. Базовий промінь виставляється паралельно з однією з базових кранових осей (яка, наприклад, встановлюється у центрах осей коліс 11 і 12). Одночасно базовий промінь виставляється також на однакову висоту з рейками підкранової колії чи з якою-небудь іншою рівною базовою площиною. Обидві пентагональні призми (кут повороту: 90°) встановлюються і фіксуються на крані так, що вони лежать у промені лазерного пристрою. Таким чином, на кожній стороні з поперечною балкою є вимірювальний промінь і обидва промені рівнобіжні один одному. Стосовно цих променів виміряються положення чотирьох ходових коліс. Як видно з рис. 4, виміряються відстані між променем і двома точками на ходовому колесі. З різниці обмірюваних відстаней визначають положення перекосу ходових коліс щодо базового променя.

Дещо наближається до такої точності, але тільки для окремо взятої кінцевої балки фірма ПРАТ «КОНЕКРЕЙНС – Україна», яка розташована в м. Запоріжжя на теренах колишнього Дніпровського механічного заводу. На цій фірмі також застосовуються оптичні методи установки ходових коліс, але тільки для кінцевої балки, а не для крана в цілому.

Отже, для того щоб підвищити точність установки ходових коліс крана з припустимими нормами, на вітчизняних підприємствах необхідно, спираючись на досвід закордонних виробників підйомно-транспортної техніки, застосовувати сучасні лазерні пристрої для контролю і спостереження за геометричними параметрами підкранових колій і ходових коліс кранів, як в процесі встановлення так і при експлуатації.

На кафедрі ПТМ і О НТУ «ХП» накопичений багатий досвід наукових досліджень і впроваджень гідродинамічних і гідростатичних приводів. Серед досліджень гідравлічних приводів можна згадати роботи Лосева П.Г., Гайдамаки В.Ф., Жермунського Б.І., Пашкіної С.А., Григорова О.В., Петренко Н.О., Вишневецького Г.В., Дудника В.А. Гідростатичний привод досліджували Жермунський Б.І., Чекулаєв Е.Ф., Повзик В.М., Григоров О.В., Гебгард К.І., Коваленко В.О., Стрижак В.В., Зюбанова Д.М., Цебрєнко М.В.

В процесі цих досліджень було виявлено за допомогою тензометрування та записів на осцилограф, що ці приводи дають суттєве зниження динамічних навантажень. Були досліджені наступні гідродинамічні приводи:

- привід механізму повороту баштового крана на опорі вантажопідйомністю 5 т, м. Харків;
- привід механізму підйому вантажу;
- привід механізму пересування візка мостового крана вантажопідйомністю 30/5 т (конструкція НТУ «ХП»);
- роздільний привід механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 20/5 т (конструкція НТУ «ХП»);
- привід механізму повороту баштового крана КБ 405.2

вантажопідйомністю 9,3 т (конструкція НТУ «ХП»);
– привід (здвоєний) механізму повороту баштового крану КБМ-401 П (конструкція НТУ «ХП»);
– привід (з чотирьох приводів) механізму пересування баштового крану КБ-405.2 (конструкція НТУ «ХП»);
– привід механізму повороту порталного крану Ганц вантажопідйомністю 6,3/5 т (конструкція НТУ «ХП»).

Були досліджені наступні гідростатичні приводи:

– роздільний гідростатичний привод механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 75/20 т з високомоментними гідродвигунами конструкції НТУ «ХП»;

– привід механізму повороту порталного крану вантажопідйомністю 10 т з високомоментними гідродвигунами конструкції НТУ «ХП»;

– привід механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 30/5 т з низькомоментними двигунами;

– привід механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 15/3 т з низько і високомоментним двигунами.

На рис. 5 наведено загальний вигляд, а на рис. 6 результати випробувань гідродинамічного приводу механізму пересування мостового крану в.п.20/5 т.



Рисунок 5 – Роздільний гідродинамічний привід механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 20/5 т Узловський машинобудівний завод (керівник робіт проф., д.т.н. Жермунський Б.І. виконавці доц. Пашкіна С.А., доц. Григоров О.В.)

Порівняльні дослідження показали, що в елементах трансмісії крутні моменти зменшуються на 25–30 % (рис. 6).

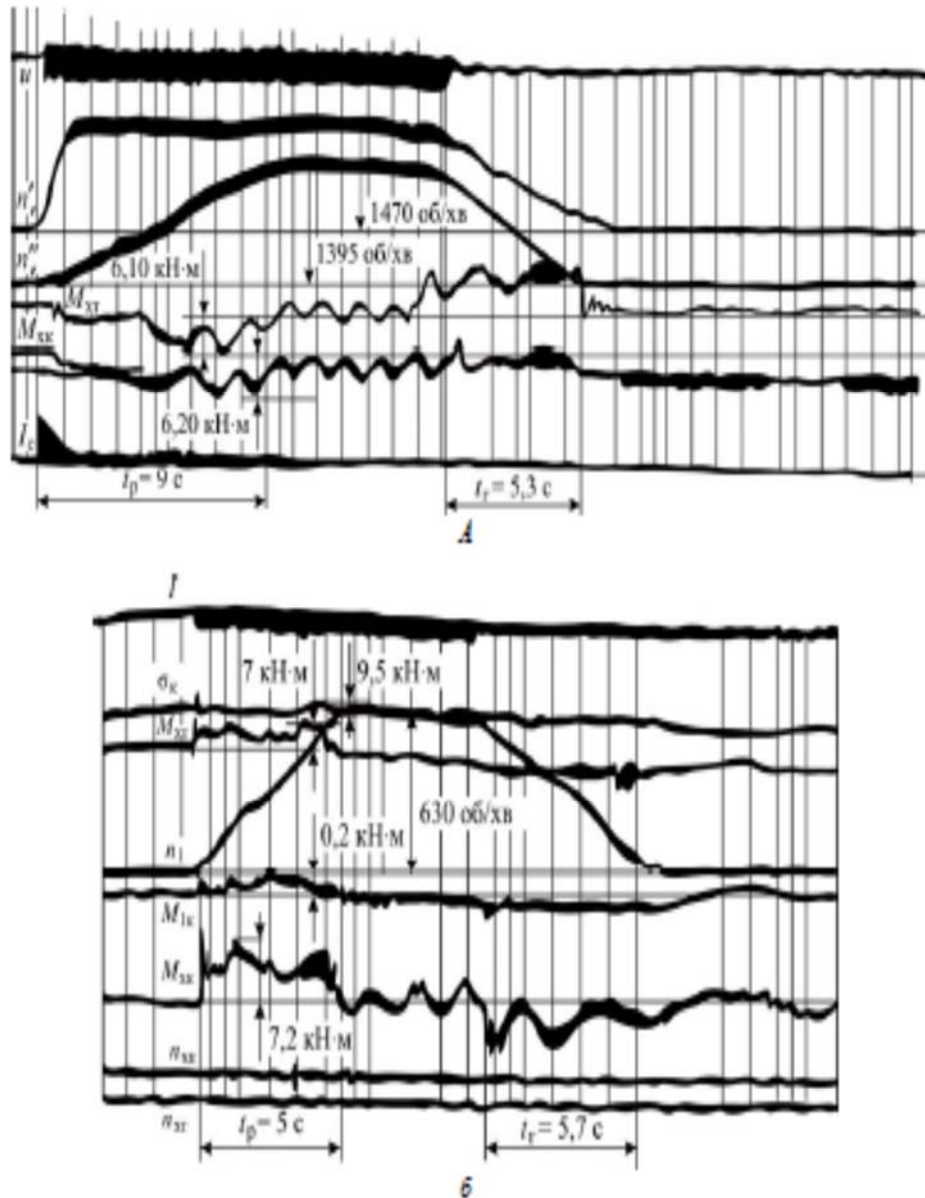


Рисунок 6 – Натурні осцилограми випробувань приводів пересування мостового крана вантажопідйомністю 20/5 т:

а – осцилограма пуско-гальмівного режиму мостового крана з гідродинамічним приводом; *б* – осцилограма пуско-гальмівного режиму мостового крана з електромеханічним приводом

Доречно буде згадати, що такі смкі порівнювальні дослідження (були досліджені три нових приводи – один гідродинамічний і два гідростатичних) можливі були тільки при всіякому сприянні всіх служб Узловського машинобудівного заводу, починаючи з директора – Героя Соціалістичної праці Федунця І.І., головного конструктора,

начальника цеху і навіть секретаря парткому.

За зверненням Санкт-Петербурзького ЦКБ баштових кранів нами було створений та втілений гідродинамічний привід механізму повороту баштового крана КБ 405.2 (рис. 7). Апаратура випробувань – рис. 8.

На рис. 9 подані типові осцилограми перехідних режимів при гідродинамічному та електромеханічному приводах. Аналіз показує, що для гідродинамічного приводу механізму повороту баштового крана КБ 405.2А динамічні навантаження в редукторі, башті, стрілі нижчі, ніж при електромеханічному, на 10...20 %, крім того, вони значно швидше загасають; відхилення вантажного канату від вертикального положення в 1,4 рази менше; середня тривалість робочого циклу на 18 % менша через відсутність витрат часу, пов'язаних із заспокоєнням вантажу при наведенні в ціль. При гідродинамічному приводі за рахунок кращої керованості і зменшення розгойдування вантажу укладання вантажу в ціль виконується відразу, а в електромеханічному – потрібен час на зупинку розгойдування.

Після успішного випробування гідродинамічного приводу крана КБ 405.2, яке було проведено на Харківському ДБК-1 в присутності директора та головного конструктора Санкт-Петербурзького ЦКБ Баштових кранів було рекомендовано розширити втілення приводів на заводі «Ржевбашкран».

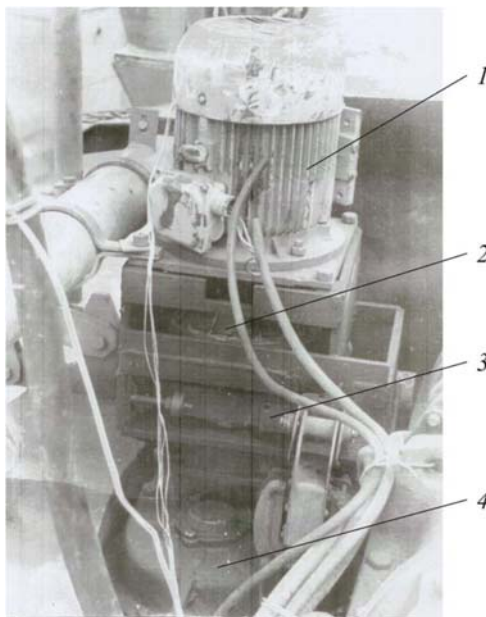


Рисунок 7 – Гідродинамічний привід механізму повороту баштового крана КБ 405.2 Харківський ДБК-1: 1 – електродвигун; 2 – гідромуфта; 3 – гальмо; 4 – редуктор (Керівник роботи доц. Григоров О.В., виконавці доц. Вишневецький Г.В., доц. Петренко Н.О.)

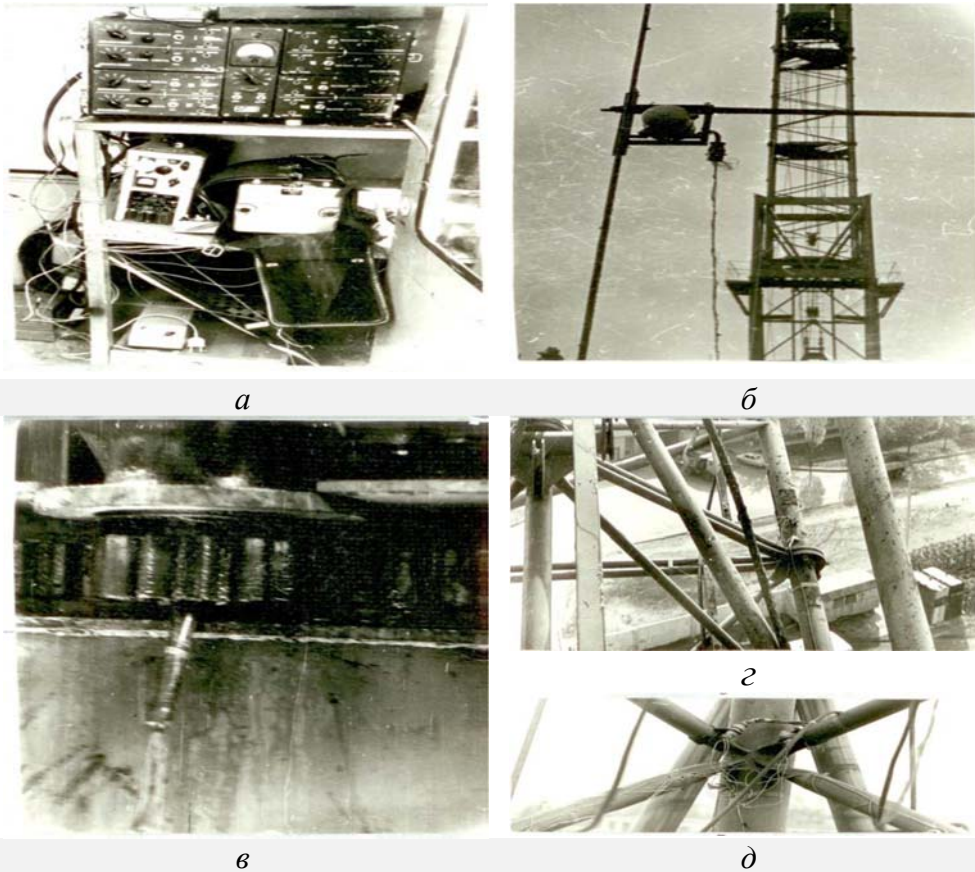


Рисунок 8 – Апаратура випробувань та вимірювання крутного моменту у вихідному валу редуктора механізму повороту, у елементах стріли і башти крану КБ 405.2 вантажопідйомністю 9,3 т:

a – у кабіні кранівника; *б* – установка авіагоризонту; *в* – вихідна шестерня механізму повороту; *г* – фрагмент стріли з установкою тензодатчиків; *д* – фрагмент башти з установкою тензодатчиків (Керівник роботи доц. Григоров О.В., виконавці доц. Вишневецький Г.В., доц. Петренко Н.О.)

За зверненням заводу «Ржевбашкран» та Ржевського філіалу ВНДБудмаш нами були створений та випробуваний квадропривід (на кожній лапі крана по приводу, тобто 4 привода на одному крані) механізму пересування баштового крану КБ-405.2 – рис. 10 та здвоєний механізм повороту крану КБМ-401 П – рис.11. Приводи суттєво поліпшили роботу цих двох механізмів, були ліквідовані поломки механізму повороту і пересування за рахунок зменшення динаміки прикладення крутних моментів.

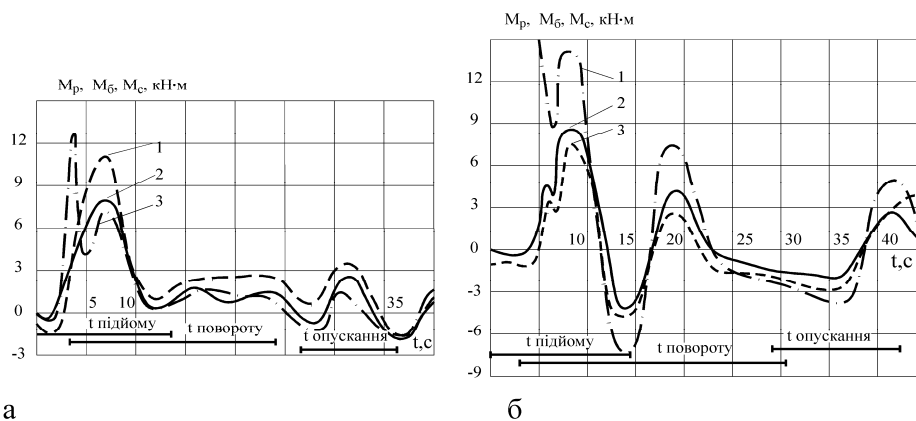


Рисунок 9 – Графік зміни крутних та згинальних моментів крана КБ 405.2 залежно від часу: *а* – при гідродинамічному приводі; *б* – при електромеханічному приводі:

1 – момент у редукторі; 2 – момент у башті; 3 – момент у корені стріли

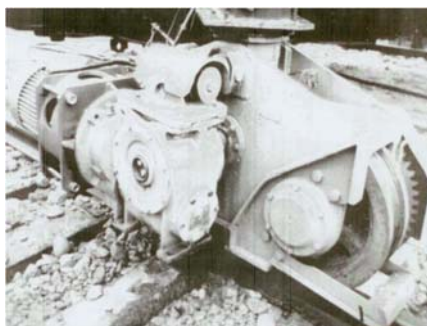


Рисунок 10 – «Квадро» привід механізму пересування баштового крана КБ-405.2. Завод «Ржевбашкран». (Керівник роботи доц. Григоров О.В., виконавці доц. Вишневецький Г.В., доц. Петренко Н.О.)

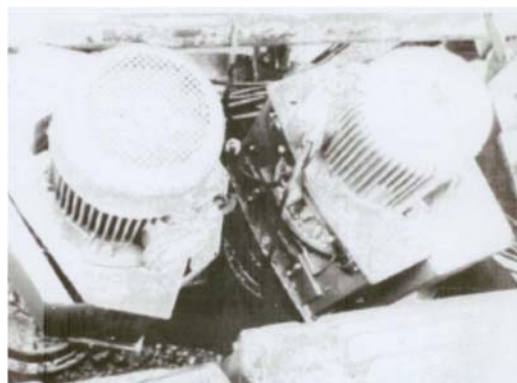


Рисунок 11 – подвійний привід механізму повороту баштового крана КБМ-401 п. Завод «Ржевбашкран». (Керівник роботи доц. Григоров О.В., виконавці доц. Вишневецький Г.В., доц. Петренко Н.О.)

Потрібно відзначити, що таке об'ємне виготовлення, втілення та випробування реальних приводів на реальному крані КБ 410 у найкоротший термін стало можливим лише завдяки збігу різноманітних чинників: на заводі створений філіал науково-дослідного інституту ВНД Будмаш, створене дослідне бюро, яке гармонізувало креслення приводів НТУ «ХП» до технологічних можливостей заводу, створений дослідний відділ, який проводить широкомасштабні дослідження.

За зверненням Клайпедського морського рибного порту НТУ «ХП» був створений, випробуваний та втілений в практику гідродинамічний привід механізму повороту порталного крану «Ганц» вантажопідйомністю 6,3/5 тонн.

На рис. 12 приведена конструкція гідродинамічного механізму повороту цього крану з відцентровим вентилятором охолодження гідромуфти. Цей вентилятор виявився більш ефективним порівняно з випробуваним вісьовим вентилятором охолодження.

Проблема охолодження гідромуфти і заміна загальнопромислового електродвигуна на двигун кранового типу виникла у зв'язку з напруженим режимом роботи крана «Ганц» - 6К. При цьому була використана модернізована муфта на базі муфти ГП 395 (завод «Світло шахтаря», м. Харків).

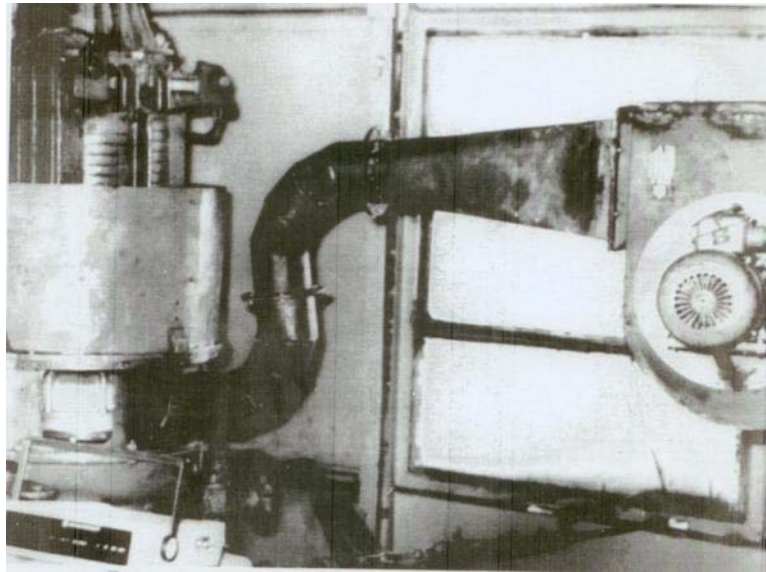


Рисунок 12 – Гідродинамічний привід механізму повороту порталного крана «Ганц», Клайпедський порт (керівник роботи доц. Григоров О.В., виконавці – доц. Вишневецький Г.В., асп. Дуднік В.А.)

За завданням Харківського заводу ПТУ був створений і всебічно досліджений роздільний гідростатичний привід механізму пересування мостового крану вантажопідйомністю 30/5 тонн (рис. 13).

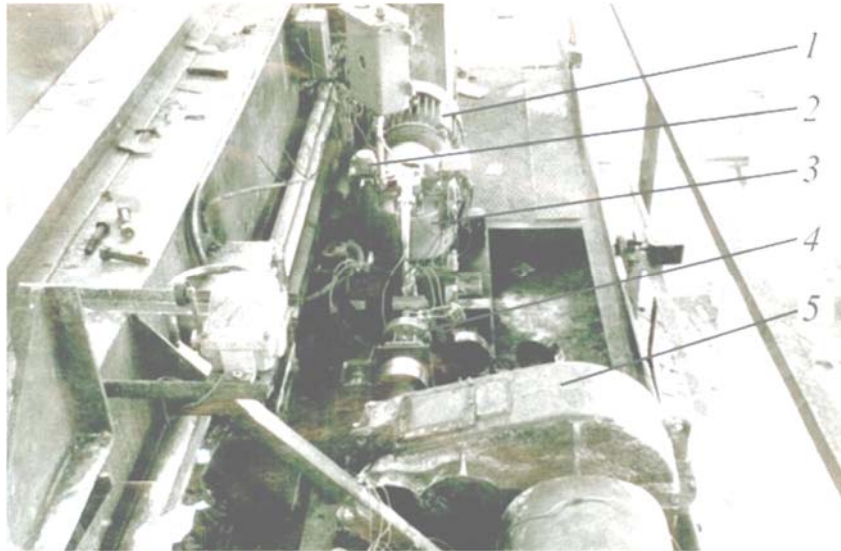


Рисунок 13 – Роздільний гідростатичний привід механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 30/5 тонн (керівник роботи проф., д.т.н. Журмунський Б.І., виконавець – асп. Григоров О.В.)

1 – електродвигун АО-62-4; 2 – система керування гідроприводу; 3 – насос П Д №5; 4 – гідромотор П М №5; 5 – редуктор механізму пересування крана.

На рис. 14 наведена осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана вантажопідйомністю 30/5 тонн з гідростатичним приводом. На гаку 3 тонни.

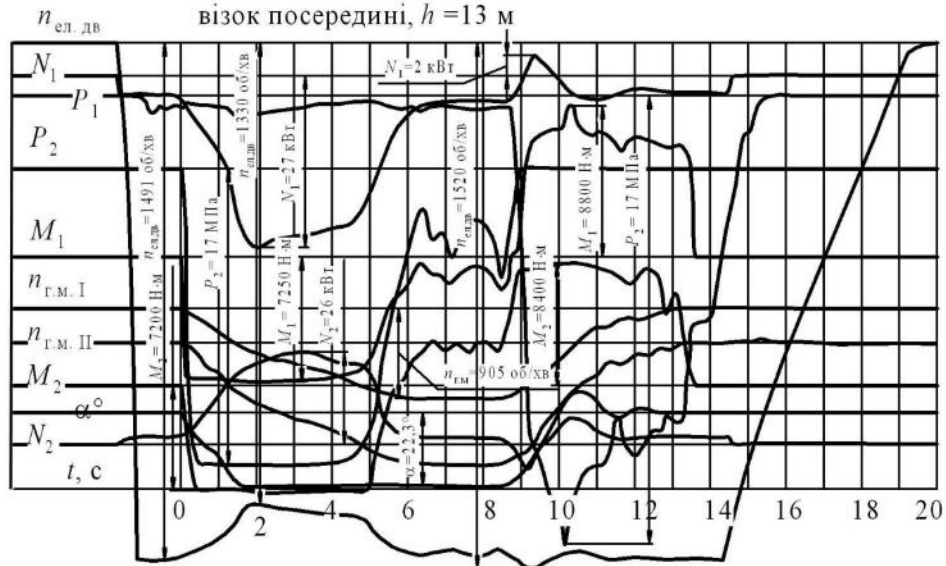


Рисунок 14 – Осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана з гідростатичним приводом: $Q=30 \text{ т}$; $t_{\text{розг}}=6 \text{ с}$; $t_{\text{гальм}}=4,5 \text{ с}$

На рис. 15 наведена осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана вантажопідйомністю 30/5 тонн з електромеханічним приводом. На гаку – 30 тонн.

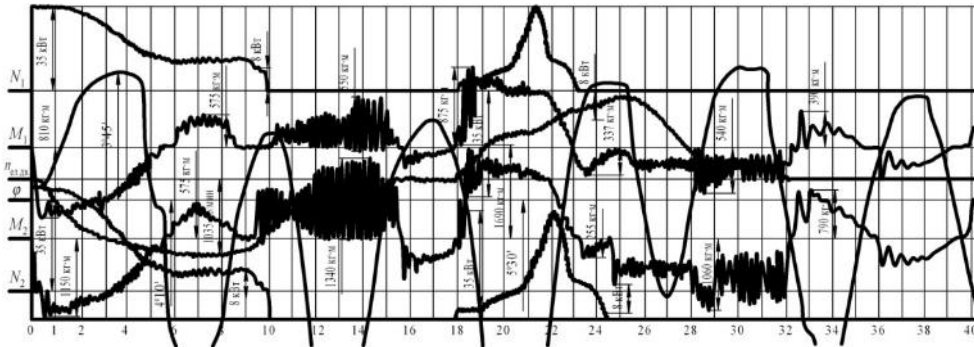


Рисунок 15 – Осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана з електромеханічним приводом: $Q=30$ т; $t_{розг}=6$ с; $t_{гальм}=4,5$ с

Проведені експериментальні дослідження дають можливість порівняти з даними, отриманими електронним моделюванням і результатами окремих рішень за формулами, наведеними різними дослідниками, і зробити відповідні висновки.

Результати експериментів і їх порівняння з рішеннями на ЕОМ дають підставу стверджувати (рис. 16), що отримані моделюванням дані достатньо точно співпадають з експериментальними.

Аналіз осцилограм пуско-гальмівних режимів гідростатичного привода натурального крана переконує в тому, що висновки, отримані у результаті вивчення осцилограм моделювання, правильні й у застосуванні до натурального крана з гідроприводом.

В подальшому на Узловському машинобудівному заводі були проведені випробування роздільних приводів механізму пересування крану вантажопідйомністю 15/3 т з низькомоментним (рис. 17) та високомоментним (рис. 18, 19) двигунами. На рис. 20 наведені осцилограми цих випробувань.

З розрахунків видно, що застосування гідродинамічного приводу є ефективним способом збільшення допустимої кількості циклів навантажень зварних з'єднань кранових металоконструкцій. Зменшення еквівалентного напруження циклу навіть на 10% може збільшити кількість допустимих циклів навантаження щонайменше в 1,7 разів, наприклад, для групи концентрації напружень 10 при $\sigma_{екв}^{г.прив} = 165$ МПа для матеріалу Ст3. Зростання відношення ϵ_1 , а відповідно і кількості циклів до руйнування, збільшується при зменшенні еквівалентного напруження циклу і досягає максимального значення в області переходу до зони необмеженої витривалості. Чим більше номер групи зварного вузла за концентрацією напружень, тим це зростання відбувається повільніше, через поступове зниження межі

необмеженої витривалості. Подальші наукові розробки в цьому напрямку можуть бути спрямовані на розгляд конкретних конструкцій і випадків навантажень.

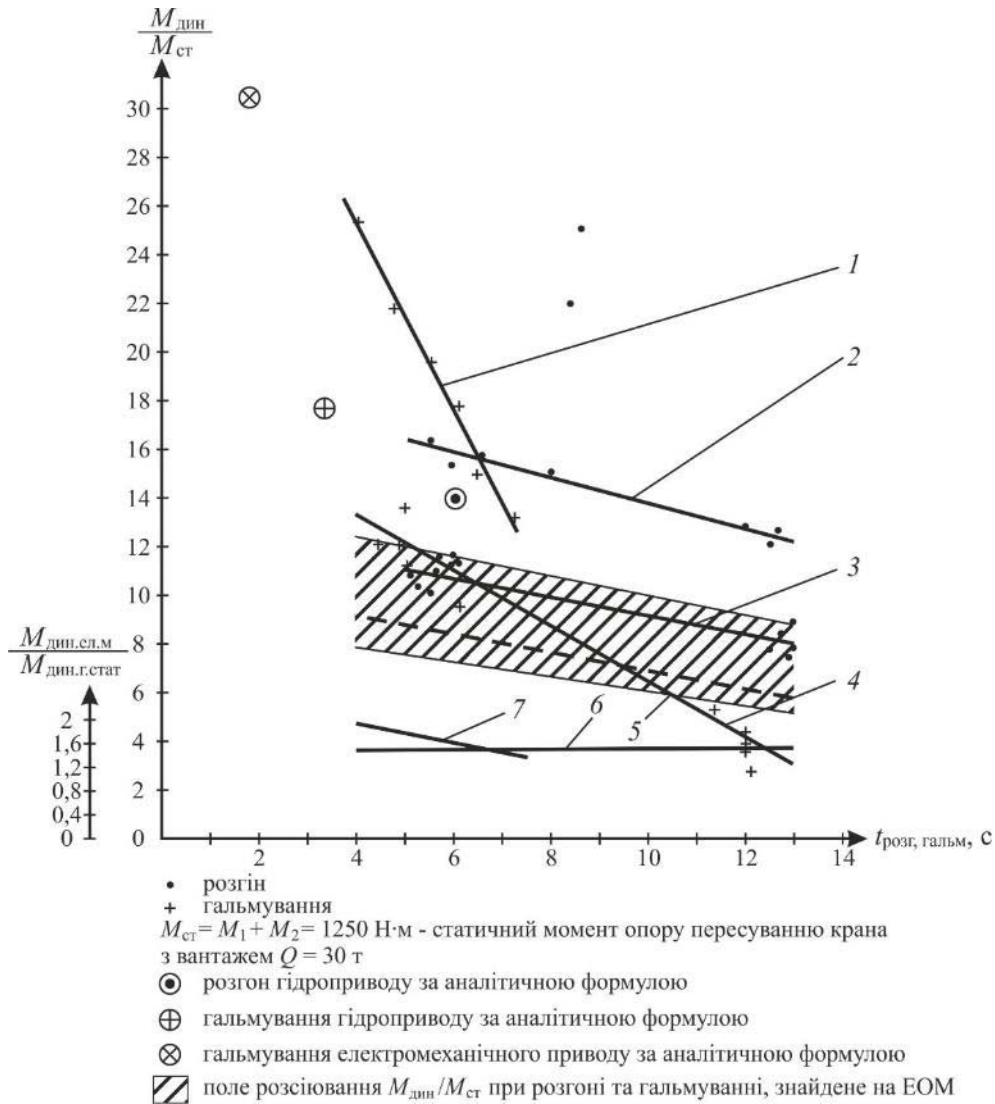


Рисунок 16 – Порівняння динамічних зусиль, знайдених експериментально, з теоретичними: 1 – гальмування електромеханічного приводу; 2 – розгін електромеханічного приводу; 3 – розгін гідростатичного приводу; 4 – гальмування гідростатичного приводу; 5 – розгін (початковий) гідропривода, знайдено на ЕОМ; 6 – графік $M_{д.ел.мех}/M_{д.г.ст} = f(t)$ при розгоні; 7 – графік $M_{д.ел.мех}/M_{д.г.ст} = f(t)$ при гальмуванні.

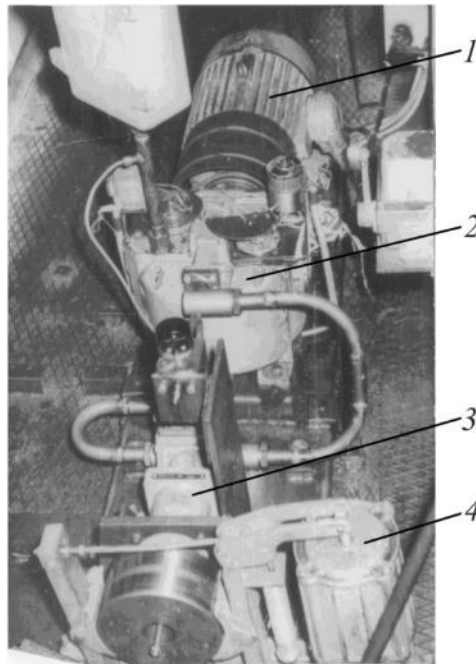


Рисунок 17 – Механізм пересування мостового крана в/п 15/3 т з роздільним об'ємним гідроприводом і з низькомоментними гідромоторами. Узловський машинобудівний завод (керівник роботи проф., д.т.н. Журмунський Б.І., виконавець – доц. Григоров О.В.)

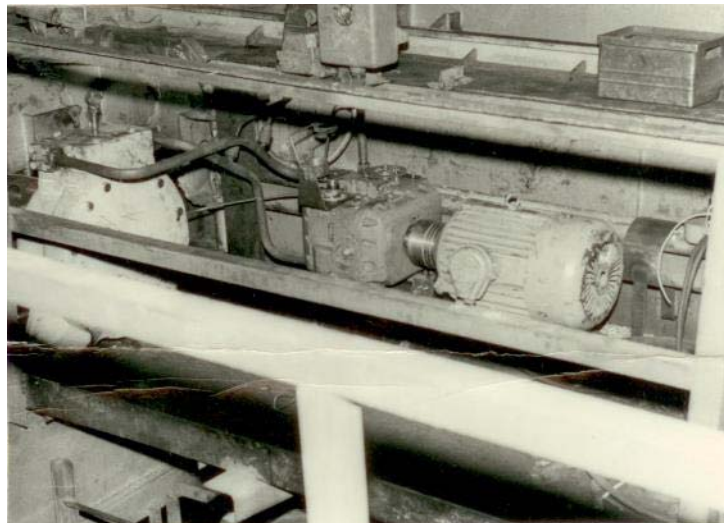


Рисунок 18 – Роздільний регульований об'ємний гідропривід механізму пересування мостового крана в/п 15/3 т з високомоментними гідро двигунами, Узловський машинобудівний завод (керівник роботи проф., д.т.н. Журмунський Б.І., виконавці – доц. Григоров О.В., ст. викл. Гебгардт К.І.)

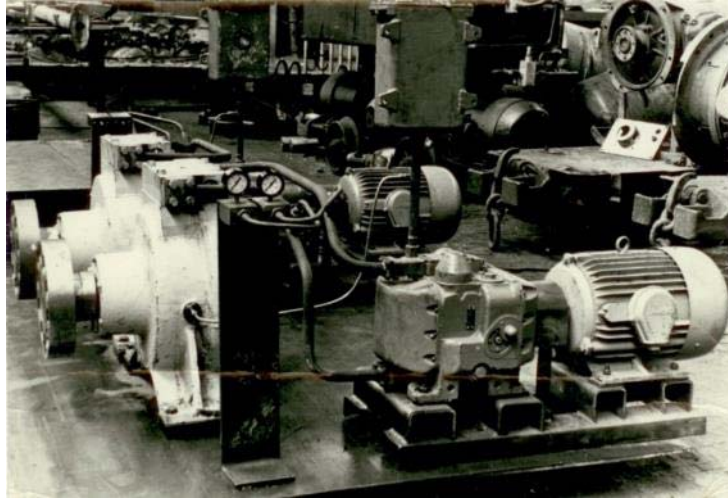


Рисунок 19 – Роздільний регульований об'ємний гідропривод механізму пересування мостового крана в/п 15/3 т. з високомоментним двигуном, Узловський машинобудівний завод (техніка на лінії готовності)

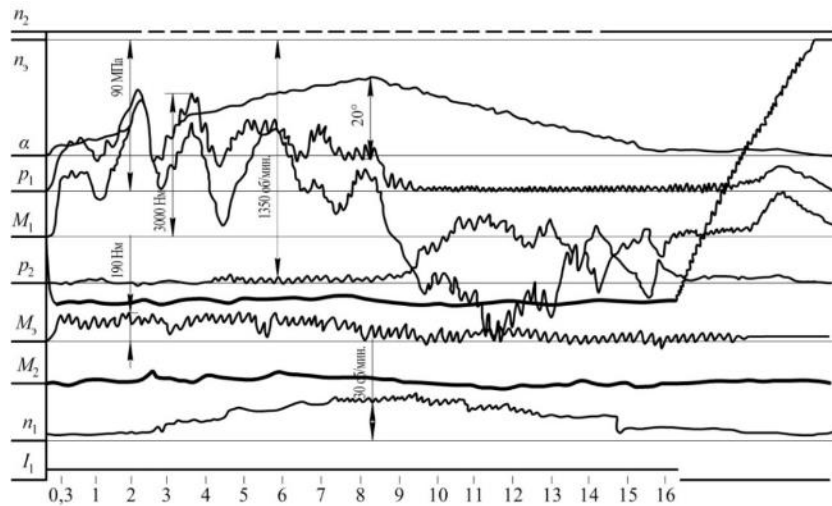


Рисунок 20 – Механізм пересування мостового крана вантажопідйомністю 15/3 т з роздільним приводом і високомоментними гідромоторами. Осцилограма натурних випробувань: n_2 – імпульсний лічильник обертів гідромотора; n_e – швидкість обертання приводного електродвигуна; α – кут повороту люльки насоса; P_1, P_2 – тиск у напірної і зливної магістралі; M_e – крутний момент електродвигуна; n_1 – швидкість обертання гідромотора; M_1, M_2 – крутні моменти трансмісійних валів; I_1 – струм ротора електродвигуна

Докладні аналітичні дослідження динаміки механізму пересування розглянуто у статтях [13, 14]. В роботах [15, 16, 17]

показано, що застосування гідростатичного приводу дає суттєву економію споживаної енергії та зменшує еквівалентну потужність встановлюваних електродвигунів.

Підсумовуючи викладене можна стверджувати, що гідродинамічний привід зменшує навантаження в металевій конструкції мінімум на 10%, а гідростатичний привід – на 40%.

Відповідно до припущення Вейбула, накопичене при N циклах навантажень утомне пошкодження d_N складає: $d_N = \sum_1^N \Delta d = kN$, де Δd – одиничне утомне пошкодження при одному циклі навантажень; $k = \text{tg}\alpha$ – інтенсивність накопичення утомних пошкоджень.

Крива Вьолера відображає залежність довговічності деталі чи вузла конструкції від рівня діючих напружень при стаціонарному навантаженні. При цьому відомо, що 80-95% пошкодження створюють цикли з напруженням близьким до максимального, яке може виникати в моменти дії максимальних навантажень, тобто в період пуску і гальмування.

Це дає змогу, ґрунтуючись на теорії пошкоджень Вейбула та кривих Вьолера навести на рис. 21 результати визначення граничної кількості циклів для гідродинамічного приводу, а на рис. 22 – для гідростатичного приводу.

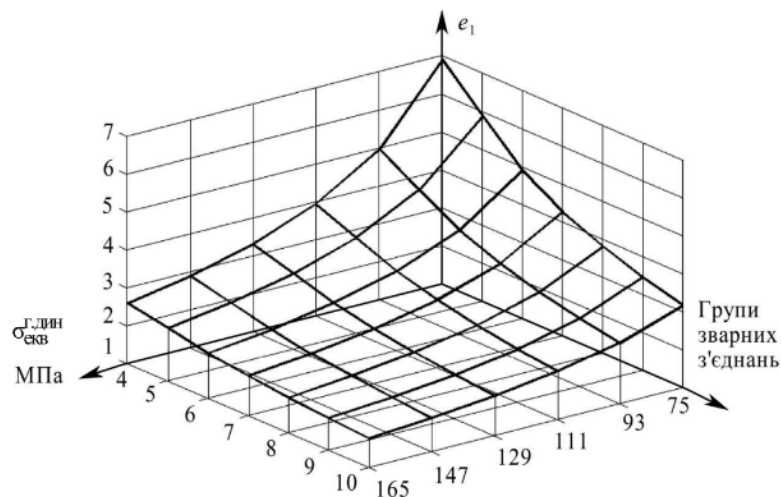


Рисунок 21 – Співвідношення граничної кількості циклів утоми при гідродинамічному приводі та двигуні з фазним ротором $e_1 = N_{\text{г.прив}} / N_{\text{фазн.рот}}$ для груп зварних вузлів за концентрацією напружень при зменшенні еквівалентного напруження на 10% при використанні гідродинамічного приводу

З розрахунків видно, що застосування гідродинамічного приводу є ефективним способом збільшення допустимої кількості циклів навантажень зварних з'єднань кранових металоконструкцій. Зменшення еквівалентного напруження циклу навіть на 10% може

збільшити кількість допустимих циклів навантаження щонайменше в 1,7 разів, наприклад, для групи концентрації напружень 10 при для матеріалу Ст3. Зростання відношення e_1 , а відповідно і кількості циклів до руйнування, збільшується при зменшенні еквівалентного напруження циклу і досягає максимального значення в області переходу до зони необмеженої витривалості. Чим більше номер групи зварного вузла за концентрацією напружень, тим це зростання відбувається повільніше, через поступове зниження межі необмеженої витривалості. Подальші наукові розробки в цьому напрямку можуть бути спрямовані на розгляд конкретних конструкцій і випадків навантажень.

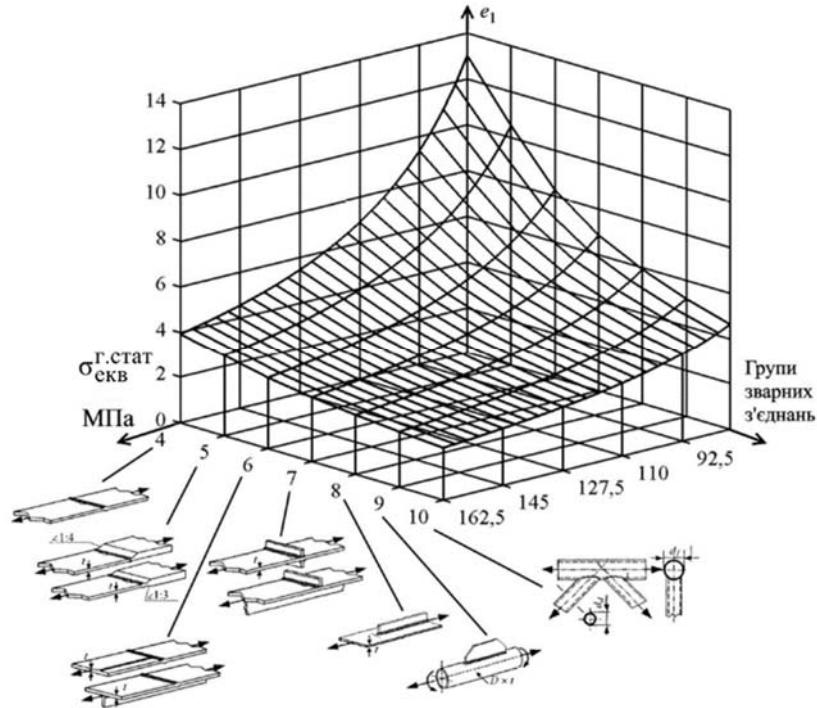


Рисунок 22 – Співвідношення граничної кількості циклів утоми при гідростатичному приводі та двигуні з фазним ротором $e_1 = N_{\text{г.прив}} / N_{\text{фазн.рот}}$ для груп зварних вузлів за концентрацією напружень при зменшенні еквівалентного напруження на 40% при використанні гідродинамічного приводу

Висновки та рекомендації щодо поліпшення роботи металевих конструкцій.

Як доповнення до відомих методів зниження залишкових напружень у металоконструкціях таких, як механічні, термічні, деформаційні, імпульсно-вібраційні, пропонується:

- застосування гідродинамічних та гідростатичних приводів в механізмах пересування та повороту кранів, що знижує динамічні

навантаження на 10-40 %, подовжує термін роботи кранів, зменшує енергоспоживання та еквівалентну потужність приводних електродвигунів;

- впровадження в металевих конструкціях нових карбідо- і нітридоутворюючих сплавів заліза з показниками границі текучості в 4-5 разів більшими, ніж Ст3 (наприклад, сталь Weldox 1100 або 1300, які мають $\sigma_{0,2} = 1100$ МПа та $\sigma_{0,2} = 1300$ МПа відповідно, що приведе до зменшення товщини листів для металлоконструкцій кранів і, як наслідок, до підвищення опору втоми);

- впровадження на заводах-виробниках останніх досліджень в галузі лазерної техніки, що дозволить виготовляти металеві конструкції відповідно до вимог міжнародних норм;

- впровадження високоміцних болтів та електрозаклепок для з'єднання головних і кінцевих балок. Це дозволить уникнути порушення геометрії крана від типових деформацій;

- впровадження підпружених ходових коліс з шайбами з синтетичного каучуку, що зменшить зусилля перекоосу кранів;

- перейняти досвід розрахунків в авіації і суднобудуванні, де використовують напруження, що дорівнюють або є більшими за границю текучості (зараз металеві конструкції кранів експлуатуються тільки в області законів Гука, що призводить до їх обтяження). Робота в області пластичності та самозміцнення являє собою величезний резерв міцності металевих конструкцій.

Список використаної літератури

1. Ємельянов О.А. Збільшення ресурсу зварних кранових мостів [Текст] : автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.05 / О.А.Ємельянов; Одеський національний політехнічний ун-т. - О., 2004. - 35 с.

2. Šostakov R. Skewing loadings in the scope of material fatigue phenomena of crane structure and travelling mechanism components / R. Šostakov, A. Zelić; N. Zuber, H Ličen // Proceedings - The 5th International Conference "Transport and Logistics", 2014. ISBN 978-86-6055-053-0, P. 101-104.

3. Слепужніков Є.Д. Поліпшення роботи механізму пересування мостового крана за рахунок застосування пружного елемента ходового колеса : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05 / Українська інженерно-педагогічна академія. Харків, 2016. 145 с.

4. Попов В.А. Комплексный подход при анализе причин раннего трещинообразования в крановых металлоконструкциях / В.А. Попов, В.С. Радченко // Подъемные сооружения. Специальная техника. Научно-технический и производственный журнал. Scientific –technical and production journal «Lifting equipment. Special devices», 2018, № 10, с. 14-17.

5. Григоров О.В. та ін. Металеві конструкції підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних машин : навч. посіб. / О.В. Григоров, Г.О. Аніщенко, Н.О. Петренко. – Харків : НТУ «ХП», 2011. – 516 с.
6. Григоров О.В., Стъопочкіна О.В., Окунь А.О., Губський С.О., Стрижак В.В., Чернишенко О.В. Кранове ходове колесо з еластичною кільцевою вставкою: пат. 104240 С2 Україна: МПК В 60 В 9/00. № а201212255; заявл. 26.10.2012; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1.
7. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини : навч. посіб. / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Харків: НТУ «ХП», 2006. – 304 с.
8. Рациональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів : монографія / О.В. Григоров, В.В. Стрижак., Н.О. Петренко та ін.; за ред. Григорова О.В. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 352 с.
9. Новая система ходовых колес LRS // Demag Journal April. – 2005. – С. 7–8.
10. Липатов А.С. Новые конструкции и перспективы развития грузоподъемных мостовых кранов / А.С. Липатов // ЗАО «Уральский экспертный центр», 2009. – с. 41-44.
11. Костин В.А. Микроструктура металла ЗТВ соединений высокопрочной конструкционной стали Weldox 1300 / В.А. Костин, Г.М. Григоренко, Т.Г. Соломийчук, В.В. Жуков, Т.А. Зубер // Автоматическая сварка, №3/2013. – с. 7-14.
12. Hans-Otto Hannover. Messtechnische Überprüfung sichert zuverlässige Funktion von Kranen. Maschinenmarkt, Würzburg, 83 (1977) 31, с. 620–621.
13. Grigorov O. Analysis of Various Approaches to Modeling of Dynamics of Lifting-Transport Vehicles / O. Grigorov, E. Druzhynin, G. Anishchenko, M. Strizhak, V. Strizhak // International Journal of Engineering & Technology, 7 (4.3) (2018). – p. 64-70.
14. Grigorov O. Numerical simulation of the dynamics of the system "trolley - load - Carrying rope" In a cable crane / O. Grigorov, E. Druzhynin, V. Strizhak, M. Strizhak, G. Anishchenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, № 3(7-93). – p. 6-12.
15. Grigorov O.V. Selection of an electric motor for a hydraulic crane drive / O.V. Grigorov // Russian engineering journal, Volume 56, Issue 1, 1976. – p. 43-46.
16. Grigorov O.V. Comparison of hydraulic and electric crane drives with regard to electric motor power / O.V. Grigorov // Russian engineering journal, Volume 55, Issue 11, 1975. – p. 40-44.
17. Grigorov O.V. Energy consumption in adjustable hydrostatic and electro-mechanical drives / O.V. Grigorov // Russian engineering journal, Volume 53, Issue 4, 1973. – p. 32-37.

IMPROVEMENT OF CRANE STEEL STRUCTURES WORK THE WAY OF APPLYING OF HYDRAULIC DRIVE AND SOME OTHER SOLUTIONS IN MECHANISMS OF MOVEMENT AND SLEWING

Gryhorov O. V.¹, Anishchenko G. O.¹, Petrenko N. O.¹, Strizhak V. V.¹, Turchyn O. V.¹, Radchenko V. S.², Okun A. O.¹, Glushkova M. Yu².

¹ *National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"*

² *LLC "Kharkov Lifting & Transportation Equipment Plant"*

Abstract. The results of investigations of dynamic loads on cranes with hydrodynamic and hydrostatic drives are given.

The mechanisms of movement and slewing with these drives on bridge, tower and portal cranes are explored. The obtained results, which show that when applying the hydrodynamic drive, the stress decreases by 10%, for hydrostatic drive – by 40%.

All tests were carried out in factory conditions on field cranes. In this case, comparative studies were carried out for bridge cranes with a load capacity of 15/3 tons, 20/5 tons, 30/5 tons, 6.3/5 tons, tower cranes with a carrying capacity of 9.3 tons, portal cranes with a carrying capacity of 10 tons.

As a result of numerous internships in Germany and the study of technology of the aligning of running wheels and the designs of the bearing boxes itself, the technology of the aligning of running wheels of the firm Kötten by applying of laser technology is recommended.

To reduce skewing forces that occur between the wheel and the crane rail, it is recommended to use springing wheels with synthetic rubber washers. Such a device proposed by the authors and tested in Kharkiv also significantly reduces the vertical loading of the wheels from the passing of crane rails.

On the basis of the study of foreign investigations, the authors recommend:

- the introduction in steel structures of new carbide- and nitride-forming iron alloys with values of yield stress of 4-5 times bigger than Steel CT3 (for example, the steel Weldox 1100 or 1300 which has $\sigma_{0,2} = 1100$

MPa and $\sigma_{0,2} = 1300$ MPa respectively, which leads to a decrease thickness for sheets and, as a consequence, to increasing fatigue resistance);

- applying of high-strength bolts and electric rivets for connection of main and end beams. This will prevent the fault of geometry from typical deformations.

Keywords: damages, load on steel structures of cranes, hydrodynamic drives, hydrostatic drives, fatigue of crane units, oscillograms of tests.