

***В. О. КОВАЛЕНКО, В. Л. СТЬОПОЧКІН, О. В. ТУРЧИН, Г. О. ГНАТЕНКО,
В. П. РУБАШКА, В. В. СТРИЖАК***

ПРОБЛЕМИ РОЗРОБКИ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ПЕРЕКОСНИХ НАВАНТАЖЕНЬ КРАНІВ

В статті розглянуті основні теоретичні припущення, прийняті в стандартних методиках обчислення перекосних навантажень. Обговорюються шляхи вирішення існуючих проблем: додаткове використання двоточкового опирання моделі, уточнення емпіричних формул для сили зчеплення колеса з рейкою та інші. Зазначені уточнення потребують використання засобів програмування, що на сьогодні є прийнятним. Результати можуть бути використані при розробці удосконаленої методики визначення перекісних сил, що діють на крани.

Ключові слова: кран, перекіс, бічні сили, стандарт, модель, методика.

***V. KOVALENKO, V. STOPOCHKIN, O. TURCHYN, G. GNATENKO, V. RUBASHKA,
V. STRYZHAK***

PROBLEMS OF DEVELOPING A METHODOLOGY FOR CRANE SKEWING LOADS CALCULATING

The article discusses the main theoretical assumptions used in methods for calculating skewing loads acting on crane. These loads are caused by sideways movements during operation and lead to numerous negative consequences. The corresponding lateral forces acting on the wheels are standardized according to the current standards – DSTU EN13001-2 and DSTU EN15011. The existing problems, limitations of these approaches, and ways to overcome them are discussed, primarily the use of a two-point support model along with a single-point one, refinement of empirical formulas for the force of wheel adhesion to the rail, and expansion of the number of forces applied in the calculation combination. These refinements and additions require the use of programming tools, which is acceptable today. The results can be used in the development of an improved methodology for determining the lateral forces acting on cranes.

Keywords: crane, skew, lateral forces, standard, model, methodology.

Вступ і обґрунтування актуальності.

Перекосні навантаження виникають при русі кранів всіх типів. В залежності від особливостей геометричних пропорцій та жорсткості конструкції, виду приводу, розподілення опорів пересування та ін., ці навантаження виникають внаслідок різних причин – окремих чи діючих в комбінації. Не зважаючи на те, що проблема нараховує більше ніж 150 років, вона є постійним предметом численних досліджень, що пов'язане зі значними негативними впливами на конструкцію як кранів, так і підкранових шляхів. На рис. 1 показані приклади пошкоджень металоконструкції викликаних дією сил перкоса. Негативними наслідками також є погіршення умов роботи ходової частини та, відповідно, зменшення ресурсу трансмісії, а також підвищення витрат енергії при пересуванні.

Сучасний підхід частіше за усе передбачає проведення моделювання з аналізом напружено-деформованого стану силової конструкції за методом кінцевих елементів на етапі конструювання. Перекосні сили розраховуються за чинними стандартними методиками та прикладаються до коліс у певному закріпленні моделі в комбінації з іншими зусиллями. Однак, складність процесу руху має наслідком підвищену вірогідність пошкоджень навіть при дотриманні вимог цих стандартів. Наприклад, за результатами обстежень 1500 мостових кранів, виконаних Донбаською державною машинобудівною академією, приблизно 60% втомних пошкоджень були виявлені в місцях, де розрахунки за загальноприйнятими методиками а також результати тензометрування не показували значних напружень. 50% загальних пошкоджень приходились на кінцеві балки [1, 2]. Гіпотетично, в якості причини розглядаються фрикційно-пружні автоколювання зусиль, однак більш коректно говорити про систематичні неодноразові зриви зчеплення [3, 4]. Наведений приклад є одним з аргументів важливості продовження досліджень перекосних навантажень.

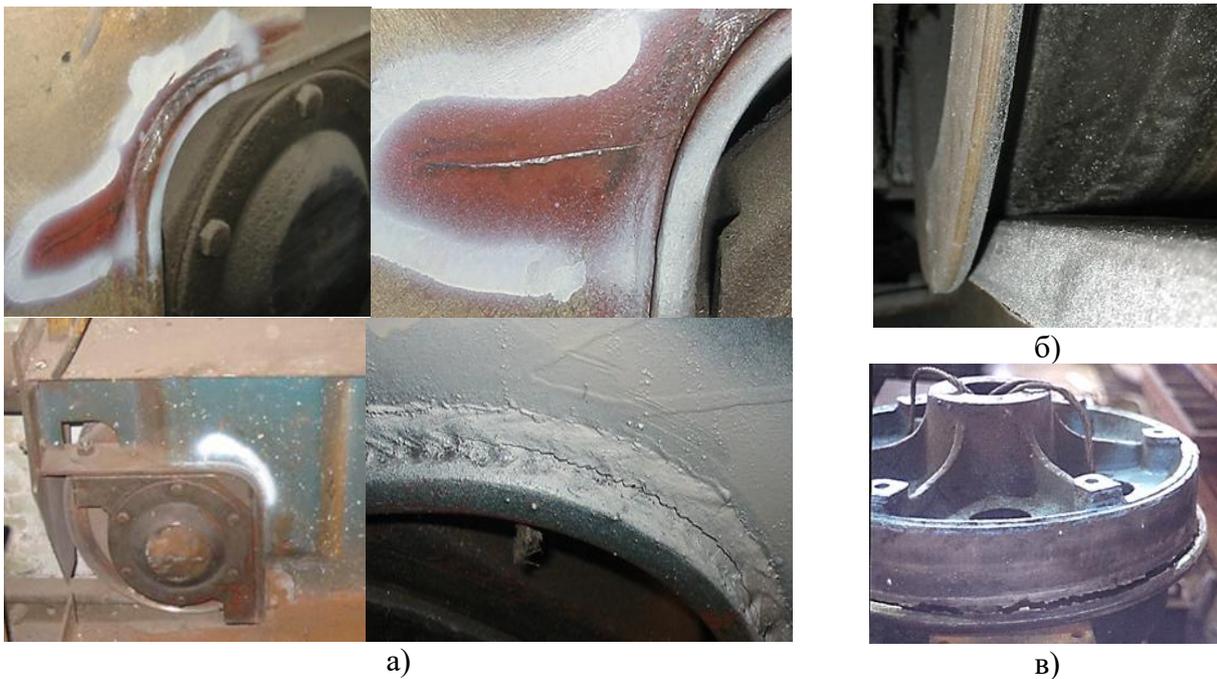


Рис. 1 – Приклади пошкоджень викликаних дією перекоських сил: а) – тріщини в надбуксовій зоні кінцевої балки; б) – зношення реборди та бічної поверхні рейки; в) – відшарування реборди

Огляд досліджень.

Увага далі приділяється в першу чергу результатам досліджень, які узагальнені в методиках, представлених в діючих стандартах.

EN 13001-2 «Крани вантажопідіймальні. Загальні положення конструювання. Частина 2. Вплив навантажень» був вперше введений в 2012 р., а в 2014 р. був прийнятий в якості ДСТУ шляхом підтвердження, на мові оригіналу. Основою методики визначення перекоських сил є теоретичні та експериментальні дослідження К. Хенніса [5] і Г. Ганновера (наприклад, [6, 7]). Вперше ця методика була нормована в DIN 15018-1-1974 «Cranes, Steel Structures», після чого, майже без змін прийнята в ISO 8686-1 «Cranes – Design principles for loads and load combinations» та EN 13001-2 та на сьогодні є загальноприйнятою для кранів різних типів. Модель поступово допрацьовується, в основному, шляхом окремих уточнень. Принципово важливим (і найбільш дискусійним) моментом є універсальність підходів та масштабування області застосування моделі. Далі ці питання розглянуті більш докладно.

Методика базується на ряді припущень, а саме: розглядається сталий рух; кран вважається абсолютно жорстким, а колеса ідеально вирівняними. Кран рухається з повертанням цілком на кут, який визначається як еквівалентна величина з урахуванням зазорів між рейками та напрямними елементами, допусків на непаралельність коліс та знос реборд/роликів, бічних поверхонь рейок. Маса крана вважається розміщеною посередині в напрямку рейок. Нехтуються опори руху від сил тертя та дії вітру. У разі відсутності синхронізації привідні колеса розглядаються як холості.

Кочення коліс відбувається без зривів зчеплення з поперечним та поздовжніми пружними ковзаннями – «крипами» (рис. 2, а). При цьому використовується емпірична формула залежності сил крипа від кута повертання колеса до напрямку переміщення.

При синхронізації привідних коліс (механічній чи електричній) для цих коліс враховується поздовжній крип.

Викладений далі опис геометричних особливостей задачі переважно базується на матеріалах, представлених Г. Пайером [8]. Рух крана розглядається як чисте обертання навколо абсолютного полюсу обертання або, альтернативно, як сукупність поздовжнього переміщення та обертання навколо миттєвого полюсу пружного ковзання. Аналізується стан в момент

досягнення максимального бічного зусилля, діючого на один направляючий елемент – реборду чи ролик.

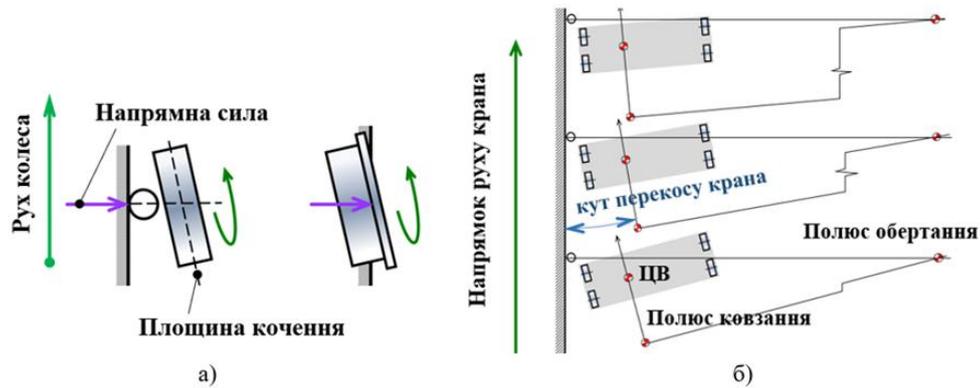


Рис. 2 – а) рух колеса з поперечним пружним ковзанням – «крипом»; б) рух крана з поступовим вирівнюванням при контакті одного ролика

На рис. 2 (б) розрахункове положення показано внизу. Сили знаходяться як такі, що діють в напрямках протилежних до швидкостей проковзування. Розрахунковий стан за визначенням відповідає початку процесу вирівнювання. При проведенні експериментів Х. Ганновер спостерігав таке вирівнювання. Воно відбувалось повільно при синхронізації та швидко при незалежному обертанні коліс.

Бічні зусилля приймаються пропорційними проковзуванням коліс. Тому первинно розраховується відстань полюсу ковзання в поздовжньому напрямку (поперечне положення полюсу ковзання вважається співпадаючим з положенням центра ваги) після чого знаходяться переміщення коліс (рис. 3, а), що дає змогу обчислити сили крипу, які є пропорційними та спрямованими протилежно переміщенням. Після цього знаходиться реакція, від рейки на напрямний елемент (рис.3, б).

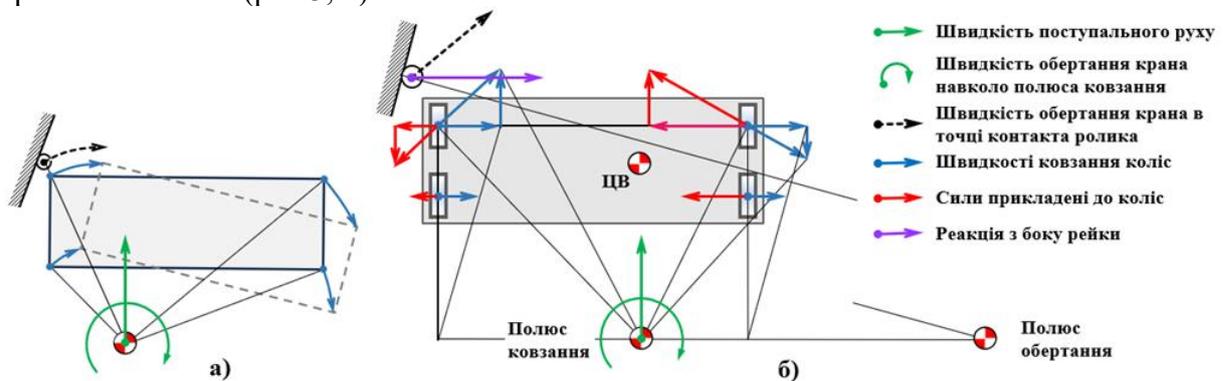


Рис. 3 – Схема переміщень коліс при пружних ковзаннях (а) та відповідних сил крипу (б)

На зображенні (б) наведено приклад комбінованого закріплення коліс на вісях. Передня пара коліс синхронізована, тому ці колеса сприймають сили від поздовжнього крипу. Задні колеса обертаються незалежно, тому відповідні сили пов'язані тільки з поперечним крипом.

Позначення та опис можливих варіантів фіксації коліс на валах показані на рис. 4, а; на рис. 4, б приведене оброблене зображення з DIN 15018-1, на якому показані сили при закріпленнях коліс всіх типів. При повному закріпленні CFF на колеса діють сили від обох крипів; при фіксації IFF – тільки сили від поперечних проковзувань; при закріпленні CFM праве колесо передає тільки поздовжню силу, а при закріпленні IFM не передає жодних сил.

Найбільш поширеним типом закріплення є IFF. Типи фіксації CFM та IFM можуть бути застосовані при моделюванні кранів, які мають малу поперечну жорсткість.

На рис. 4 показані окремі випадки руху крану з несинхронізованими, маючими вісьову фіксацію колесами, для яких розподіл бічних сил є найбільш простим. У випадку обпирання однієї реборди (а) розрахункове положення полюсу ковзання знаходиться на вісі задніх коліс,

тому бічні сили на ці колеса не діють. У випадку діагонального обпирання (б) величини сил такі ж, але розподіл сил в цілому є центрально симетричним. Бічне обпирання (в) не відповідає базовому припущенню ідеального вирівнювання коліс. Загальні випадки (з винесеними напрямними роликками, з довільним числом коліс, маючих різний тип закріплень) потребують урахування положення полюсу ковзання.

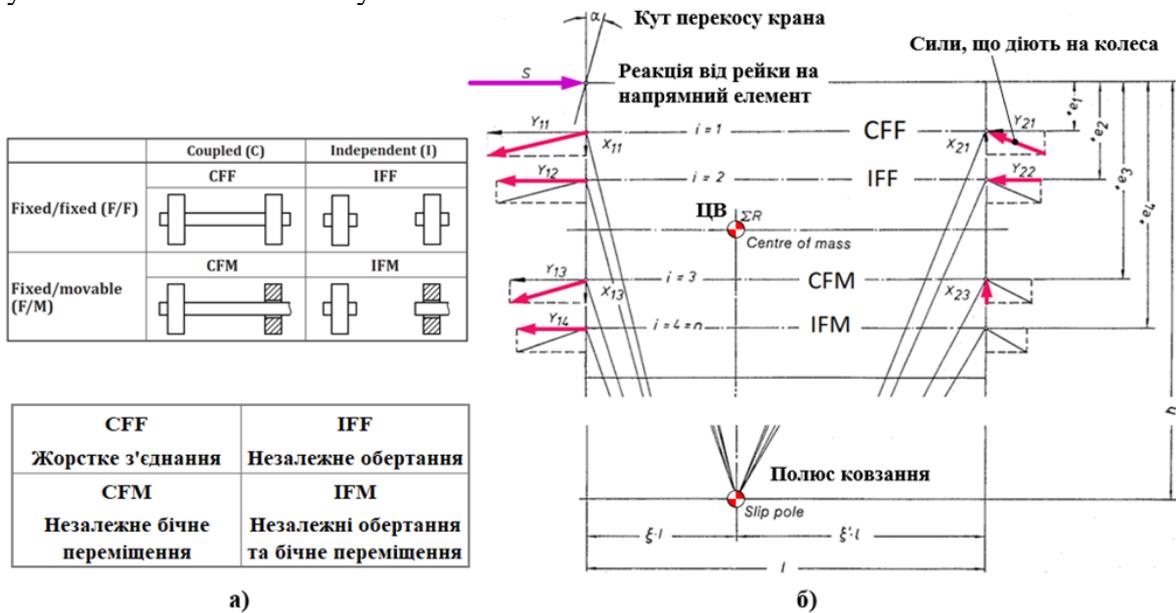


Рис. 4 – а) – варіанти позначань закріплення коліс; б) – Геометрична схема прикладених сил (обробка зображення наведеного в DIN 15018-1)

В ISO 8686-5 «Cranes – Design principles for loads and load combinations Part 5: Overhead travelling and portal bridge cranes» та ДСТУ EN 15011 «Крани вантажопідіймальні. Мостові та козлові крани» наведена більш розгорнута методика для кранів мостового типу. Уточнення базуються частково на роботі Х. Ганновера [9], а в основному, на аналітичних і експериментальних дослідженнях Д. Сандерса [10-12]. Частина формул приведена до більш загального виду, що дозволило урахувати довільне розміщення центру ваги крана за двома координатами. Іншим наслідком є можливість задання меншого числа коліс, що важливе для випадків трьохколісної конструкції, а також для кранів з шарнірними опорами. Для таких кранів розглядаються незалежні закріплення лівої та правої частин (по 2 колеса з кожної сторони) – рис. 5, а. Також пропонується методика урахування гнучкості конструкції, що є принципово важливим, оскільки кут перекосу при цьому може бути збільшений (рис. 6, б).

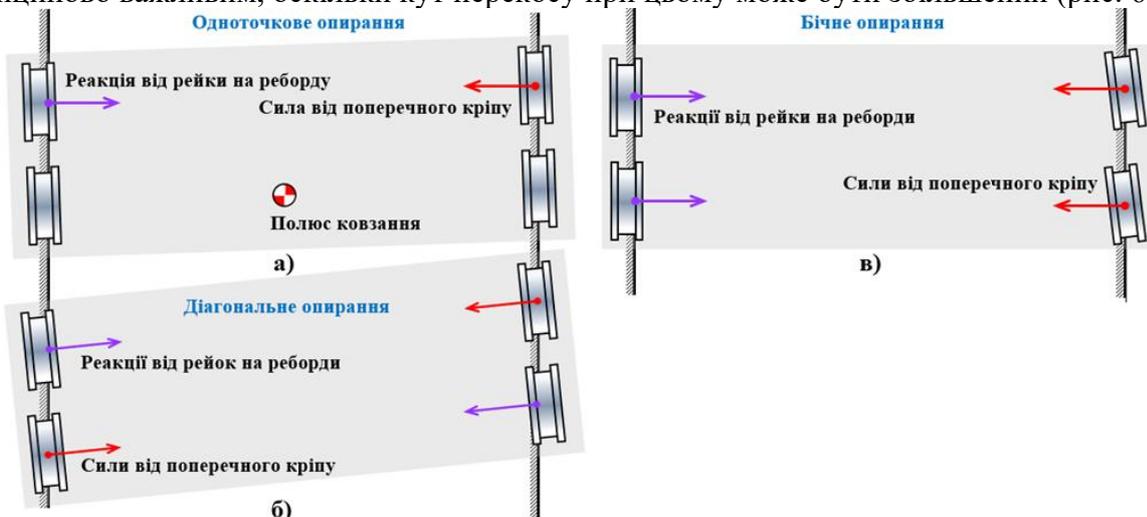


Рис. 5 – Сили перекосу для 4-х колісного крана з ребордними колесами

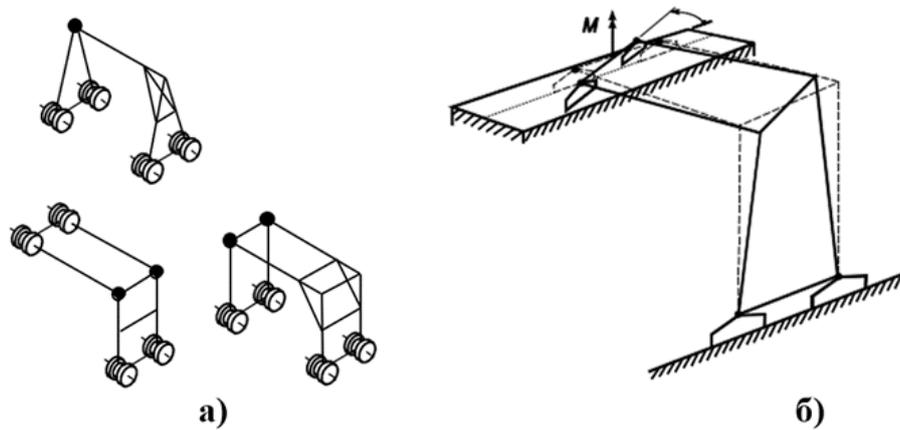


Рис. 6 – Окремі варіанти розрахункової геометрії кранів за EN 15001

На кафедрі «Підійомно-транспортні машини і обладнання» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» розроблені програми, які дозволяють знаходити перекосні сили за EN 13011-2 та EN 15001. На рис. 7 показано фрагмент розрахункової таблиці, а на рис. 8 – графічний інтерфейс з результуючою та довідковою інформацією.

Досвід використання програм є позитивним, в першу чергу завдяки можливості аналізу та оптимізації точності геометрії крану та підкранового шляху. Це додатково свідчить про важливість підходів, запропонованих в нових стандартах.

Результати досліджень.

Особливістю розглянутих методик є їх застосування до області техніки з дуже широким колом варіювання параметрів, тому є доречним підхід системного аналізу «спочатку вишир, потім в глибину». Відповідно, далі звернуто увагу на інформаційну сторону проблеми, в першу чергу на відсутність внутрішніх неузгоджень та коректність визначення сфери застосування.

Включити F_{y11} до направляючої сили F_y так
Направляюча сила, що діє на кран/візок $F_y = 29,52$ кН

Узгодити масштаби відображення сил

Загальн. масштаб відобр. сил 0,2

Вихідні дані
Поздовжна відстань загальн. ЦВ від осі напрямн. ел. 6,750 м

Тип синхронізації та поздовжного з'єднання з валом	Положення колісних пар (за збільшенням)	Відстань ЦПК від крайнього напрямного елементу (за збільшенням)	РОЗРАХУНКОВІ ДАНІ							
			Лівий бік				Правий бік			
			Позначення коліс	Коефіцієнти поперечної сили	Коефіцієнти поздовжньої сили	Сили кріпу, що діють на колеса поперек рейок	Сили кріпу, що діють на колеса уздовж рейок	Позначення коліс	Коефіцієнти поперечної сили	Сили кріпу, що діють на колеса поперек рейок
d_i м	h м	ν_{1i}	ξ_{1i}	F_{y1i} кН	F_{x1i}	ν_{2i}	F_{y2i} кН	F_{x2i}		
IFF	0	1,89	11	0,250	0,000	0	0 21	0,250	+29,52	0
IFF	1,885	1,89	12	0,000	0,000	0	0 22	0,000	0	0
Итог										
IFF	3,115	1,89	11	-0,163	0,000	-19,26	0 21	-0,163	-19,26	0
IFF	5	1,89	12	-0,413	0,000	-48,78	0 22	-0,413	-48,78	0
IFM	5	1,89	13	-0,413	0,000	-48,78	0 23	0,000	0	0

Рис. 7 – Програма для розрахунку перекосних навантажень за методикою EN 15001. Таблиця з розрахунковими даними

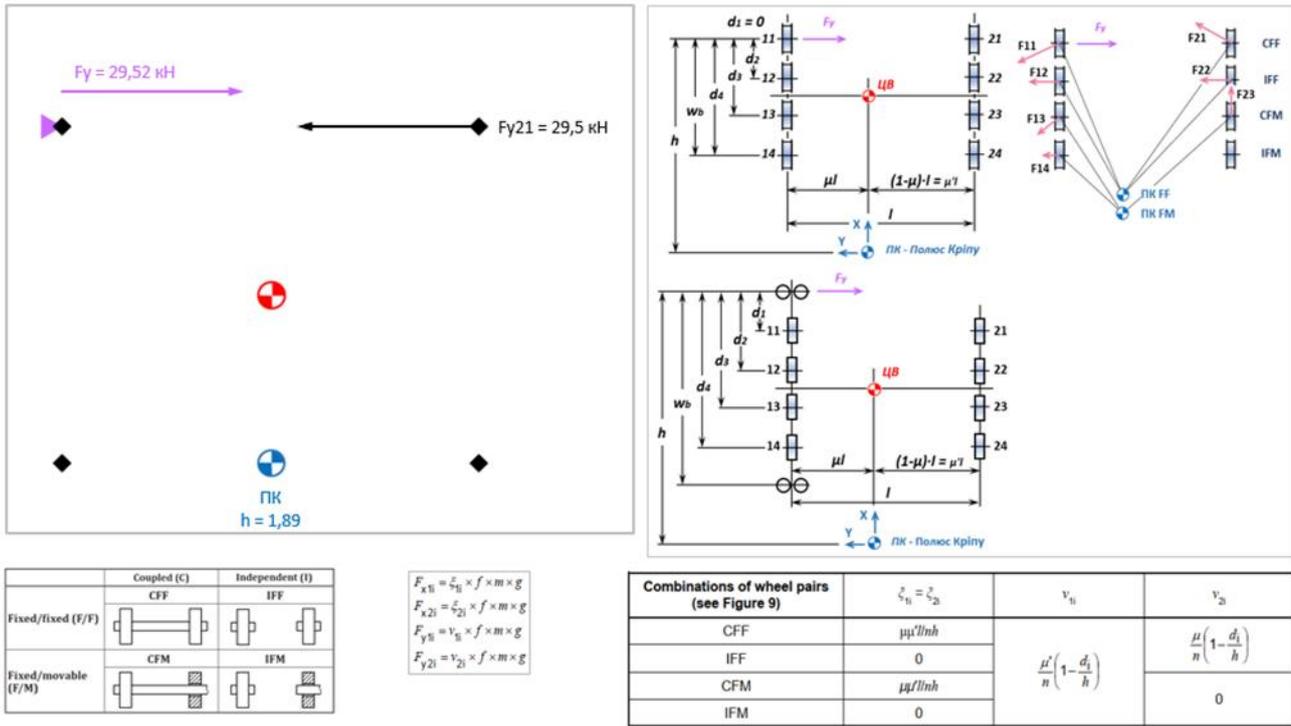


Рис. 8 – Програма для розрахунку перекоських навантажень за методикою EN 15001. Діаграма з результативними даними та довідкові таблиці

Дискусійним питанням є те, що перекоські сили вважаються діючими лише в одній комбінації навантажень разом з опором від дії вітру робочого стану. Динамічні впливи, опори руху від тертя враховуються окремо в інших комбінаціях. Питання оцінки комбінованого впливу різних опорів було досліджене Г. Пайером [8]. За результатами викладок результуючі бічні сили можуть бути значно більшими. Цей аналіз був виконаний в рамках моделі одноточкового обпирання, тобто при відсутності сумарного моменту в горизонтальній площині від сил інерції та опору, що є суттєвим обмеженням.

Стосовно сфери застосування нормативів можна звернути увагу на те, що в сучасному стандарті СМАО 70-2020 (Specifications for Top Running Bridge & Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes) регламентується підхід, який дає принципово інші оцінки величини сил. Аналогічні оцінки були нормовані в FEM 1.001 (зараз не діє) з несуттєвими відмінностями (рис. 9).

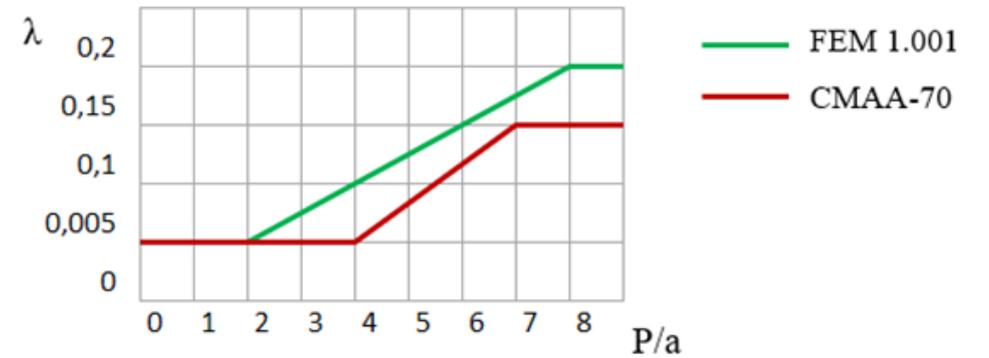


Рис. 9 – Коефіцієнт λ (відношення бічної сили, що діє на колесо, до вертикальної сили). P – проліт, а – колісна база крана

Така модель впродовж довгого часу була загальноприйнятою, тому вона вважається «класичною».

На відміну від EN, згідно з FEM, перекосні зусилля включені до комбінації навантажень разом з силами динаміки та опору. Причиною перекосів вважається дія поздовжніх сил (активних та тих, що чинять опір) на різних сторонах крана. Тому має місце залежність бічних сил від пропорцій крана в плані. Саме така залежність викликає заклинювання коліс при відношенні прогону до бази більше ніж 7-8. Перекосні сили для кранів з такими пропорціями в стандартах СММА FEM не розглядались.

Формально, інший, але за природою, аналогічний підхід був нормований в ISO 8686-5 – 1992. Розрахунковим параметром є забігання Δ , яке може бути використане при розрахунку напружень в металоконструкції. Забігання розраховується за формулою:

$$\Delta = \frac{L}{\zeta} \quad (1)$$

де L – прогон (рис. 10); ζ – коефіцієнт, значення якого наведені в таблиці 1.

При розрахунках ходових частин бічна сила приймається 0,1 від вертикальної.

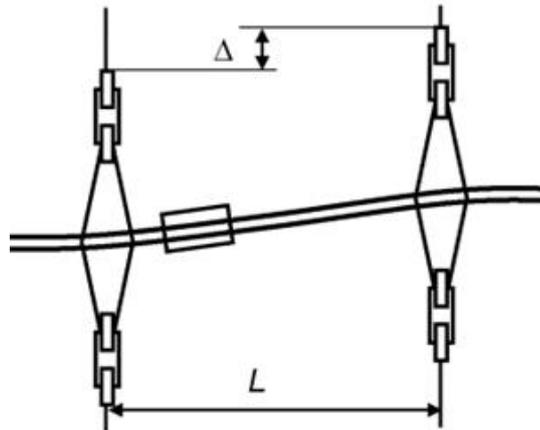


Рис. 10 – Зображення до визначення величини перекосних навантажень

Важливою особливістю є те, що за «класичними» поглядами для кранів з великими відносними прогонами бічні сили є порівняними за величиною з силами від крипу.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнта ζ

Тип крана	Система керування механізмів пересування	
	Без синхронізації	З синхронізацією
Мостовий	200	400
Козловий	100	150

Примітка: приводами з синхронізацією слід вважати приводи з частотною системою керування

Значним обмеженням методики EN 13001-2 є виключно одноточкова схема обпирання моделі. Це унеможлиблює дослідження сумісного впливу сил крипу, опорів та динаміки.

Інше важливе обмеження пов'язане з особливостями сил зчеплення колеса з рейкою. В нормативних моделях використовуються суттєво спрощені оцінки. Так, коефіцієнти зчеплення приймаються однаковими для поперечного та поздовжнього крипів, що є грубим припущенням, яке дозволило спростити математичний зв'язок між швидкостями проковзувань та силами. Однак, більш важливим є нехтування залежністю сил зчеплення з контактним тиском, а також суттєво обмежені значення верхньої границі цих сил. Складний характер сил крипу був експериментально зафіксований Ганновером, але ця інформація ввійшла до остаточної моделі обмежено. На рис. 11 показані в узагальненому виді результати

експериментальних досліджень сили поперечного крипу в залежності від кута повороту площини обертання колеса відносно напрямку руху та в залежності від контактної тиску за Герцем [13]. В умовах підвищеної чистоти контактуючих поверхонь при низьких контактних напруженнях рядом авторів були зафіксовані підвищені значення коефіцієнту бічного зчеплення. В першу чергу це відноситься до систематичних стендових досліджень, виконаних Х. Марквардтом [14].

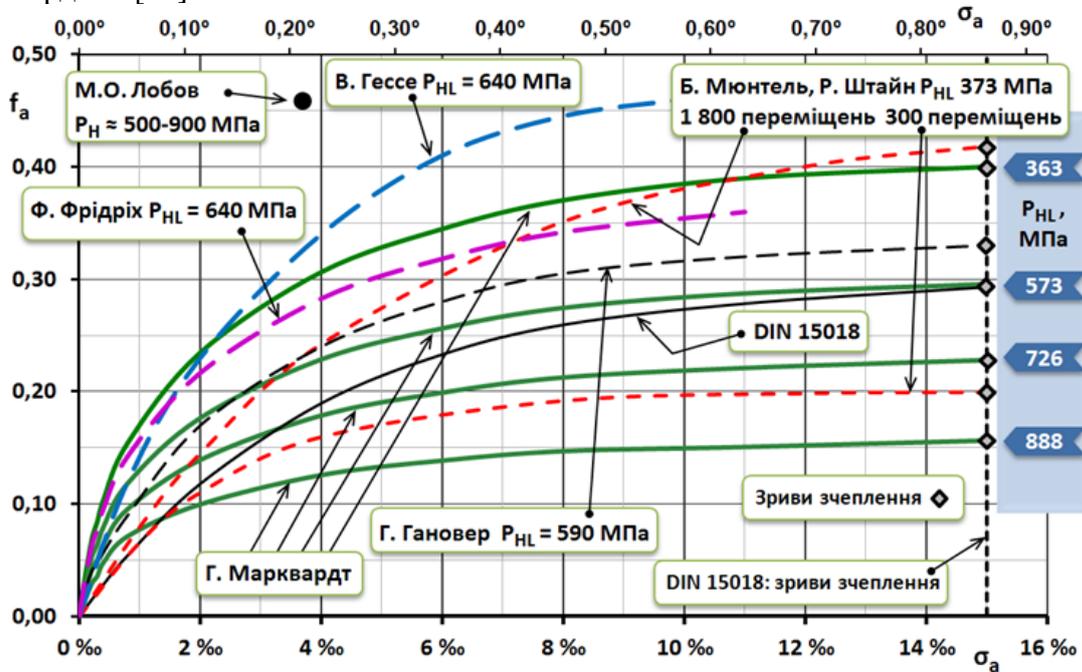


Рис. 11 – Значення коефіцієнту поперечного пружного ковзання f_a в залежності від відносного поперечного зсуву колеса σ_a та величин контактних тисків за Герцем. $f_a = F_a/F_v$, де F_a – поперечна складова сили зчеплення; F_v – вертикальна сила

Вплив стану поверхонь був переконливо продемонстрований в серії експериментів проведених Мюнтелем та Штайном [15, 16]. Не зважаючи на очищення коліс металевими щітками, швидко утворення окисної плівки суттєво зменшувало зчеплення. Після кількох переміщень високий рівень зчеплення відтворювався (рис 12).

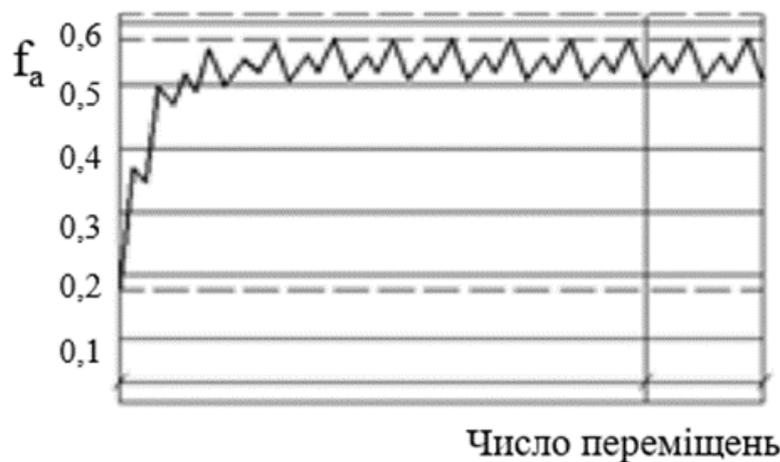


Рис. 12 – Значення коефіцієнту поперечного пружного ковзання f_a в залежності від числа переміщень крану

Найвищі сили зчеплення були зафіксовані Ф. Абелем (рис. 13) під час стендових ресурсних випробувань кранових коліс – [17]. Вірогідно, мав місце високий ступінь очищення поверхонь.

Отримані Ф. Абелем максимальні значення вдвічі перевершують величину коефіцієнту зчеплення, наведену в EN 13001-2.

Уточнення величин коефіцієнтів зчеплення має ключове значення для аналізу можливості недопущення зривів зчеплення. З цієї ж нагоди є бажаним приймати до уваги пружність підкранових шляхів.

Стосовно аналізу руху крана методом кінцевих елементів, можна відмітити наступне. На сьогодні досягнуто високий рівень таких досліджень. При моделюванні враховується багато взаємозалежних процесів: конкретна геометрія шляху та встановки коліс, пружність конструкції, періодичні замикання сил при торканні різних реборд, ребордне тертя, характеристики двигунів, розгойдування вантажу та ін.

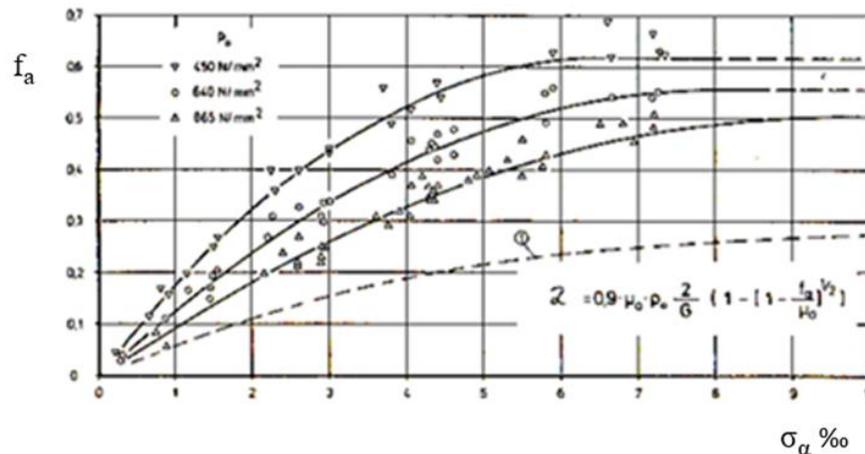


Рис. 13 – Ф. Абель. Експериментальні значення коефіцієнту поперечного крипу в залежності від кутів крипу та величини контактного тиску за Герцем

В цьому плані показовим є цикл досліджень, виконаний в останній час Й. Мюсілеком [18, 19]. На рис. 14 показані типові результати. Моделювання, вірогідно, було виконане в середовищі Matlab.

Дослідження такого рівня мають незаперечну цінність, особливо в плані оптимізації конструкції конкретного крана. Але по причині складності вони є важко адаптованими до узагальнення. Навіть при набагато нижчому рівні детальності, результати, отримані за допомогою програмування потребують ретельної статистичної обробки. Такі важливі роботи були виконані Х. Марквардтом [20, 21], але ці результати на сьогодні, на жаль, не є поширеними.

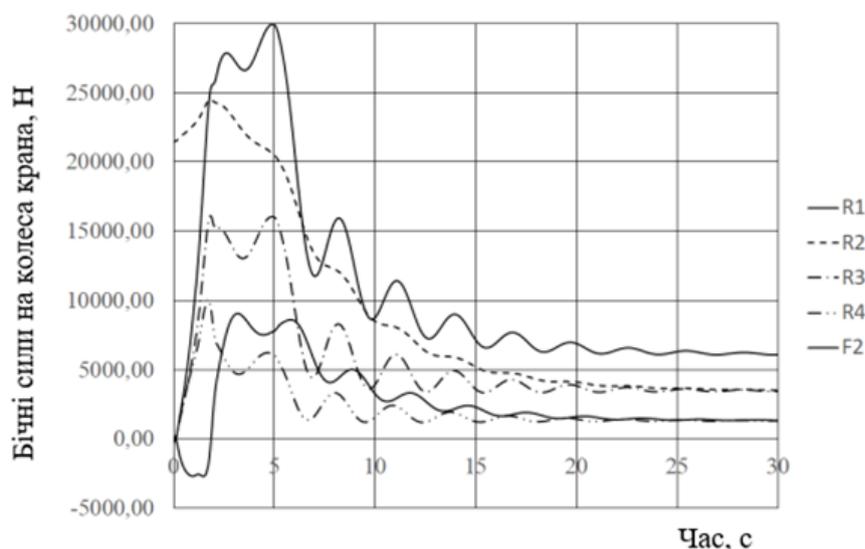


Рис. 14 – Й. Мюсілек. Розрахункові бічні навантаження на колеса мостового крана

Висновки. Основна методика розрахунку діючих на крани перекоських навантажень наведена в ДСТУ EN 13001-2 та ДСТУ EN 15011. Принципова важливість методики полягає в можливості оцінки впливу геометричних недосконалостей крану та рейкового шляху. Аналітичний підхід викликає суттєві обмеження. Так, перекоські зусилля враховуються лише в одному сполученні навантажень при нехтуванні силами опору та динаміки. В контакт з рейкою знаходиться один найбільш навантажений напрямний елемент. У разі врахування додаткових сил виникає необхідність забезпечити контакт другого напрямного елемента для сприймання моменту в горизонтальній площині. Це ускладнює логічну та математичну сторони моделі та призводить до необхідності використовувати елементи програмування, що на сьогодні не є критичним. Бажаним є доповнення контактної-фрикційної моделі, а саме, уточнення коефіцієнтів зчеплення в залежності від напрямку дії, стану поверхонь та від величини контактних напружень. Також інтерес представляють оцінки можливості зривів зчеплення та пошук шляхів для запобігання цього негативного явища.

Ускладнення вихідних даних є об'єктивною особливістю задачі. Подібна ситуація є типовою, проблеми такого роду активно обговорюються та вирішуються в областях техніки, де урахування великого числа факторів є абсолютно необхідним та зафіксовано низкою об'ємних стандартів. Наприклад, це вибухобезпечне обладнання [22].

Розгорнуте моделювання з числовим вирішенням системи диференціальних рівнянь представляє інтерес для дослідження конкретних конструкцій, однак має обмежену методичну цінність, оскільки потребує проведення підсумкового узагальнюючого аналізу з варіюванням вихідних даних та подальшим статистичним аналізом, що, напевно, є передчасним, оскільки існує обширне поле для багатьох різнобічних уточнень визнаної методики.

Список літератури:

1. Смелянов О.А. Мости кранові, зварні. Конструкція. Навантаженість. Діагностика. Забезпечення ресурсу. Краматорськ: ДГМА, 2002, 334 с.
2. Смелянов О.А. Підвищення циклічної довговічності кранових мостів. Технічна діагностика та неруйнівний контроль, №1, 2004. С. 23-34.
3. Смелянов О.А., Шепотько В.П., Лубенець С.В., Пихота Ю.В. Виникнення та кінетика поперечних навантажень, діючих на зварний міст крану. Технічна діагностика та неруйнівний контроль, №1, 2001. С. 13-18.
4. Смелянов О.А., Шепотько В.П., Лубенець С.В., Пихота Ю.В. Силова взаємодія крану зі шляхами. Вплив поперечної жорсткості моста на розподіл енергії деформації та накопичення втомних пошкоджень. Технічна діагностика та неруйнівний контроль, №2, 2001. С. 27-31.
5. Hennies K. Seitenkräfte in Brückenkrananlagen infolge Schräglaufs des Kranes. Stahl und Eisen, Düsseldorf 89 (1969) 8, S. 398-404.
6. Hannover H.-O. Fahrverhalten von Brückenkranen. Fördern und Heben. 21. 1972. 22 (1972).
7. Hannover H.-O. Fahrverhalten von Brückenkranen. Teil II. Fahrverhalten mit Störgrößen: Theorie, Verauchsergebnisse, Toleranzen. Fördern und Heben. 1972, 22, №5. S. 249-261.
8. Pajer, G., M. Scheffler G. Adam u. a. Grundlagen der Fördertechnik: Band 1: Unstetigförderer. Berlin : Verl. Technik, 1989. 290 s.
9. Hannover H.-O.: Fahrverhalten von Kranen. Ein ABC der Spurführungsmechanik. Reiche Materialfluss in Betrieb. Bd. 21. Düsseldorf: VDI 1974. 104 s.
10. Sanders, Dirk: Einfache Berechnung der Schräglaufkräfte. Hebezeuge und Fördermittel, Verlag Technik, Berlin 1996/3, p. 74 – 75.
11. Sanders, Dirk: Schräglaufkräfte nichtstarrer Krane. Stahlbau, Verlag Ernst und Sohn, Berlin 1996/8, p. 276 – 284.
12. Sanders, Dirk: Spurführungskräfte von Brückenkranen, elektrische Kopplung der Fahrtriebe. Stahlbau, 1994/4, p. 105–111.
13. Турчин О.В. Удосконалення методів визначення навантажень від перекосу для кранів мостового типу. Дис. канд. техн. Наук : 05.05.05. Харків, 2018. 199 с.
14. Marquardt H.G. Berechnungsmodell für die Horizontalkraften Brückenkranen während der gleichförmigen Fahrbewegung. Wissenschaftliche Zeitschrift TH Magdeburg. 1973. 17 (1973): 6.
15. Muntel B.C. Querkraft-Schlupf-Funktionen einer realen Brückenkrananlage unter Variation der Parameter. Braunschweig, Techn. Univ., Diss., v. 1987.

16. Stein R. Einfluß von Beschaffenheit und Zustand der Schienen und Räder auf die Querkraft-Querschlepp-Funktion bei Kranen. Braunschweig, Techn. Univ., Diss. V. 1989. Kurzfassung: Thormann D., Stein R. Kräfte aus Schräglauflauf bei Kranen. Fördern und Heben, Mainz 39 (1989) 12, S. 989-994.
17. Abel F. Lasergestützte Untersuchungen der Spurführungsdynamik von Brückenkränen zur Bestimmung von praxisgerechten Schräglauflaufkollektiven : Dissertation. Bochum : Lehrst. für Fördertechnik, 1988. 212 s.
18. Musílek J. Skewing of crane during acceleration. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 1203 (2021). DOI 10.1088/1757-899X/1203/2/022019
19. Musílek J. Horizontal Forces on Crane Runway Caused by Skewing of the Crane 471 (2019). DOI 10.1088/1757-899X/471/5/052001
20. Scheffler M., Marquardt H.G. Horizontalkräfte an schienenfahrbaren Kranen. Deutsche Hebe- und Fördertechnik, Ludwigsburg 24 (1978) 2. S. 75-78; 3. S. 125-128.
21. Marquardt H.G. Horizontalkräfte an Brückenkränen während der gleichmäßigen Fahrbewegung unter Beachtung des stochastischen Charakters einiger Einflußgrößen. Dresden, Techn. Univ. Diss. v. 1976. Kurzfassung: Einfluß der Fahrbewegung auf die Horizontalkräfte an Brückenkränen. Hebezeuge und Fördermittel, Berlin 17 (1977) 7. S. 196-203.
22. Рибаків В.К., Таболіна Ю.Д., Котлярок В.О. Інформаційно-логічне моделювання вибухозахисту електроприводів шибєрних засувок. XIX Міжнародна науково-практична конференція магістрантів та аспірантів «Теоретичні та практичні дослідження молодих вчених» (19-21 листопада 2025 року): матеріали конференції за ред. проф. Є.І. Сокола. Харків: НТУ «ХПІ», 2025. С. 283.

References (transliterated):

1. Iemelianov O.A. Mosty kranovi, zvarni. Konstruktsiia. Navantazhenist. Diahnostyka. Zabezpechennia resursu. Kramatorsk: DHMA, 2002, 334 s.
2. Iemelianov O.A. Pidvyshchennia tsyklichnoi dovhovichnosti kranovykh mostiv. Tekhnichna diahnostyka ta neruinivnyi kontrol, №1, 2004. S. 23-34.
3. Iemelianov O.A., Shepotko V.P., Lubenets S.V., Pykhota Yu.V. Vynyknennia ta kinytyka poperechnykh navantazhen, diiuchykh na zvarnyi mist kranu. Tekhnichna diahnostyka ta neruinivnyi kontrol, №1, 2001. S. 13-18.
4. Iemelianov O.A., Shepotko V.P., Lubenets S.V., Pykhota Yu.V. Sylova vzaiemodiia kranu zi shliakhamy. Vplyv poperechnoi zhorstkosti mosta na rozpodil enerhii deformatsii ta nakopychennia vtomnykh poshkodzen. Tekhnichna diahnostyka ta neruinivnyi kontrol, №2, 2001. S. 27-31.
5. Hennies K. Lateral forces in bridge crane systems due to crane skewing. Stahl und Eisen, Düsseldorf 89 (1969) 8, pp. 398-404.
6. Hannover H.-O. Travel behavior of bridge cranes. Fördern und Heben. 21. 1972. 22 (1972).
7. Hannover H.-O. Travel behavior of bridge cranes. Part II. Travel behavior with disturbance variables: theory, test results, tolerances. Fördern und Heben. 1972, 22, №5. pp. 249-261.
8. Pajer, G., M. Scheffler, G. Adam, et al. Fundamentals of Conveyor Technology: Volume 1: Discontinuous Conveyors. Berlin: Verl. Technik, 1989. 290 p.
9. Hannover H.-O.: Traveling behavior of cranes. An ABC of track guidance mechanics. Reiche Materialfluss in Betrieb. Vol. 21. Düsseldorf: VDI 1974. 104 p.
10. Sanders, Dirk: Simple calculation of skew forces. Lifting equipment and conveyors, Verlag Technik, Berlin 1996/3, pp. 74-75.
11. Sanders, Dirk: Skew forces of non-rigid cranes. Steel Construction, Ernst und Sohn Publishing House, Berlin 1996/8, pp. 276-284.
12. Sanders, Dirk: Track guidance forces of bridge cranes, electrical coupling of travel drives. Steel Construction, 1994/4, pp. 105-111.
13. Turchyn O.V. Udoskonalennia metodiv vyznachennia navantazhen vid perekosu dlia kraniv mostovoho typu. Dys. kand. tekhn. Nauk : 05.05.05. Kharkiv, 2018. 199 s.
14. Marquardt H.G. Calculation model for horizontal forces in bridge cranes during uniform travel. Scientific Journal TH Magdeburg. 1973. 17 (1973): 6.
15. Muntel B.C. Shear force-slip functions of a real bridge crane system with varying parameters. Braunschweig, Technical University, Dissertation, 1987.
16. Stein R. Influence of the condition and state of the rails and wheels on the shear force-shear slip function in cranes. Braunschweig, Technical University, Diss. V. 1989. Abstract: Thormann D., Stein R. Forces from skew running in cranes. Fördern und Heben, Mainz 39 (1989) 12, pp. 989-994.
17. Abel F. Laser-assisted investigations of the track guidance dynamics of bridge cranes to determine practical skewing collectives: Dissertation. Bochum: Chair of Conveyor Technology, 1988. 212 pp.
18. Musílek J. Skewing of crane during acceleration. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 1203 (2021). DOI 10.1088/1757-899X/1203/2/022019
19. Musílek J. Horizontal Forces on Crane Runway Caused by Skewing of the Crane 471 (2019). DOI 10.1088/1757-899X/471/5/052001

20. Scheffler M., Marquardt H.G. Horizontal forces on rail-mounted cranes. Deutsche Hebe- und Fördertechnik, Ludwigsburg 24 (1978) 2. pp. 75-78; 3. pp. 125-128.
21. Marquardt H.G. Horizontal forces on bridge cranes during uniform travel, taking into account the stochastic nature of some influencing factors. Dresden, Techn. Univ. Diss. v. 1976. Abstract: Influence of travel on horizontal forces on bridge cranes. Hoisting and Conveying Equipment, Berlin 17 (1977) 7. pp. 196-203.
22. Rybakov V.K., Tabolina Yu.D., Kotliarok V.O. Informatsiino-lohichne modeliuвання vybukhozakhystu elektropryvodiv shybernykh zasuvok. XIX Mizhnarodna naukovo-praktychna konferentsiia mahistrantiv ta aspirantiv «Teoretychni ta praktychni doslidzhennia molodykh vchenykh» (19-21 lystopada 2025 roku): materialy konferentsii za red. prof. Ye.I. Sokola. Kharkiv: NTU «KhPI», 2025. S. 283.

Надійшла (received) 25.11.2025 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Коваленко Валентин Олександрович (Kovalenko Valentyn) – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9161-198X>; e-mail: valentyn.kovalenko@khp.edu.ua

Стьопочкін Володимир Львович (Stopochkin Volodymyr) – Науково-дослідний центр «Промислова безпека та технічний аудит», завідувач відділом технічного аудиту та інжинірингу, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-6863-415X>; email: v61step@gmail.com

Турчин Ольга Володимирівна (Turchyn Olha) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання, м. Харків, Україна; <https://orcid.org/0000-0002-9153-3704>; e-mail: olha.turchyn@khp.edu.ua

Гнатенко Григорій Олександрович (Gnatenko Grygoriy) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5450-375X>; e-mail: Grygoriy.Gnatenko@khp.edu.ua

Рубашка Володимир Петрович (Rubashka Volodymyr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання, м. Харків, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9856-3850>; email: Volodymyr.Rubashka@khp.edu.ua

Стрижак Всеволод Вікторович (Stryzhak Vsevolod) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3032-6004>; e-mail: vsevolod.stryzhak@khp.edu.ua