

V. O. KOVALENKO, O. V. ZHURAVEL, V. V. STRYZHAK, G. O. ANISHCHENKO, S. P. IGLIN

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ МАТЕМАТИЧНОЇ СТАТИСТИКИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВАГИ МОСТОВИХ КРАНІВ

У статті представлено новий метод для вирішення науково-практичної задачі автоматизованого розрахунку ваги мостових кранів загального призначення. Числові дані щодо ваги наявних кранів наведено у вигляді таблиць і структуровано в залежності від вантажопідйомності і прольоту. Використано гіпотези математичної статистики, які дали змогу розподілити результати відповідно до нормального закону за умови однакової точності отриманих даних. На основі цих припущень застосовано метод найменших квадратів, що дозволило побудувати функцію двох змінних, яка визначає залежність ваги крана від прольоту та вантажопідйомності, об'єднуючи ці параметри. Отримано формулу, що дає можливість програмно обчислювати вагу кранів. У статті обґрунтовано переваги запропонованого методу.

Ключові слова: мостовий кран, вага крану, автоматизація, розрахунок.

V. KOVALENKO, O. ZHURAVEL, V. STRYZHAK, H. ANISHCHENKO, S. IGLIN

TRAVELLING RESISTANCE DETERMINATION OF A BRIDGE CRANE BY STATISTICAL METHODS

The article presents a new method for solving the scientific and practical task of automating the calculation of the weight of general-purpose overhead cranes. The numerical data on the weight of existing cranes are provided in tables and structured according to load capacity and span. Hypotheses of mathematical statistics were applied, which allowed the results to be distributed according to the normal law under the assumption of equal accuracy of the obtained data. Based on these assumptions, the method of least squares was used to construct a two-variable function that establishes the relationship between the crane's weight, span, and load capacity by combining these parameters. A formula was derived that enables the weight of cranes to be calculated programmatically. The advantages of the proposed method are substantiated in the article.

Keywords: bridge crane, crane weight, automation, calculation.

Вступ і обґрунтування актуальності. Наукові школи в Україні та за кордоном створили значний теоретичний фундамент для проектування механізмів вантажопідйомних машин, підтвердження їх міцності, стійкості, витривалості і інших показників безпечної роботи. Крім цього підприємствами напрацьовано великий масив даних фактичних конструкцій виготовлених і працюючих машин. Однак підходи до проектування нових машин в більшості випадків, як і раніше передбачають велику кількість ручної роботи. Традиційний розрахунок потужності приводу механізму пересування крану вимагає визначення опору статичного пересування крану. В свою чергу цей параметр залежить від конкретних показників – діаметра колеса, діаметра цапфи, коефіцієнта реборди, що може бути різним в залежності від типу струмопідводу, а також від форми поверхонь рейки та колеса (опір тертя). Тобто вже на цьому етапі нам необхідно прийняти велику кількість конструктивних рішень, що є дуже затратним. Для вирішення цієї проблеми пропонується змінити підхід, використовуючи математичні методи статистики. Це дозволить автоматизувати процес розрахунку і скоротить час проектування, що є актуальним на сьогоднішній день.

Огляд досліджень

Значення ваги кранів формується через велику кількість факторів, але найголовнішим чином визначається розрахунком на міцність, що докладно описано в ряді довідкової літератури та стандартів зокрема в роботах [1–3]. Актуальність теми також підтверджує і велика кількість опублікованих досліджень в галузі вивчення силових факторів та динаміки мостових кранів, що супроводжує їх роботу. Так у статті [4] вивчається вплив бокових сил на ходову частину мостового крана. Заміна аналітичних розрахунків чисельними також досліджується і для металоконструкцій мостових кранів, але для цього необхідно порівняти їх результати. Приклад такого дослідження виконано в роботі [5]. Чисельні розрахунки

параметрів застосовуються все частіше, особливо при виборі електроприводів, що впливає з публікацій [6–10]. Питання вдосконалення розрахунку в частині визначення ваги мостових кранів залишається висвітленим недостатньо і потребує подальшого вивчення.

Мета дослідження сформуванню функціональну залежність для визначення ваги мостового крану в залежності від вантажопідйомності і прольоту, що дозволить автоматизувати розрахунок.

Результати досліджень

Найбільш точне визначення ваги крану відбувається на заключному етапі проектування, коли відома конструкція всіх його основних елементів. В свою чергу, на початковому етапі розробки крану також необхідно знати точне значення його ваги. Від цього буде залежати визначення його ціни і ціни проекту, а також дані ваги крану необхідні для визначення ряду інших параметрів – потужності механізмів пересування, міцності підкранових шляхів.

На практиці на початкових етапах проектування користуються даними вже виконаних проектів. Складність полягає в тому, що параметри крану, який необхідно буде виготовити можуть не співпадати з параметрами вже виготовлених кранів. Тому, спираючись на виконані проекти потребується виконувати усереднення, що вимагає ручної роботи і прийняття відповідальних рішень. Вирішенням цієї проблеми і способом підвищити точність є застосування статистичного методу.

Вага крану головним чином залежить від таких факторів: група режиму роботи, проліт та вантажопідйомність.

Розподілимо крани в залежності від груп класифікації режиму роботи за ISO 4301 наступним чином : А1-А3 – легкі, А4-А5 – середні, А6-А8 – важкі.

Використовуючи дані виконаних проектів (будемо вважати їх експериментальними даними), для кожної з цих трьох груп запишемо в таблиці значення ваги кранів у відповідності до прольоту і вантажопідйомності. Експериментальні дані для різних груп режиму роботи приведені в таблицях 1-3.

Проведемо дослідження нульової гіпотези про нормальний розподіл експериментальних даних. Для прикладу такого аналізу використаємо дані (табл. 3). Тут ми маємо 36 експериментальних точок, математичне очікування залишків становить $m = 2,9606 \times 10^{-15}$, а їхнє середньоквадратичне відхилення – $s = 1,7327$. На рис. 1 показано емпіричну функцію розподілу цих даних, нормовану за формулою $x_i = (r_i - m_R) / s_R$, та стандартну функцію нормального розподілу. Тут статистика Колмогорова становить 0,1101, що менше за критичне значення 0,2653. Отже, на рівні значущості $\alpha = 0,01$ немає підстав відкидати нульову гіпотезу, і розподіл результатів експерименту можна вважати нормальним (рис. 1).

Таблиця 1 – Експериментальні дані щодо ваги мостових кранів в залежності від прольоту і вантажопідйомності для груп режиму роботи А1-А3

Проліт, м в/п, т	10	14	18	22	26	30
5	12,91	14,49	17,69	22,35	26,31	30,5
10	17,17	17,45	21,01	24,85	29,47	35,49
15	19,67	22,24	25,52	29,43	34,05	40,4
20	24,51	26,33	29,98	35,05	41,07	47,49
30	33,3	36,71	42,87	49,82	56,19	61,16
50	45,5	51,04	57,79	65,22	72,75	79,99

Таблиця 2 – Експериментальні дані щодо ваги мостових кранів в залежності від прольоту і вантажопідйомності для груп режиму роботи А4-А5

Проліт, м в/п, т	10	14	18	22	26	30
5	14,66	16,54	19,54	23,34	27,57	31,82
10	18,37	19,57	22,08	25,76	30,54	36,9
15	22,78	25,38	28,45	32,15	37,39	43,65
20	24,96	27,98	31,9	36,1	41,35	48,02
30	36,15	40,74	45,46	50,79	56,93	64,52
50	48,74	52,86	59,59	66,68	73,5	80,57

Таблиця 3 – Експериментальні дані щодо ваги мостових кранів в залежності від прольоту і вантажопідйомності для груп режиму роботи А6-А8

Проліт, м в/п, т	10	14	18	22	26	30
5	14,99	16,88	20,62	25,46	30,36	33,79
10	19,04	21,81	24,65	27,64	31,96	38,08
15	25,39	28,19	31,35	35,49	40,7	48,76
20	27,73	30,17	33,26	37,09	42,28	49,12
30	37,31	41,5	47,57	54,45	60,81	69,93
50	50,89	59,45	63,83	68,52	75,42	83,59

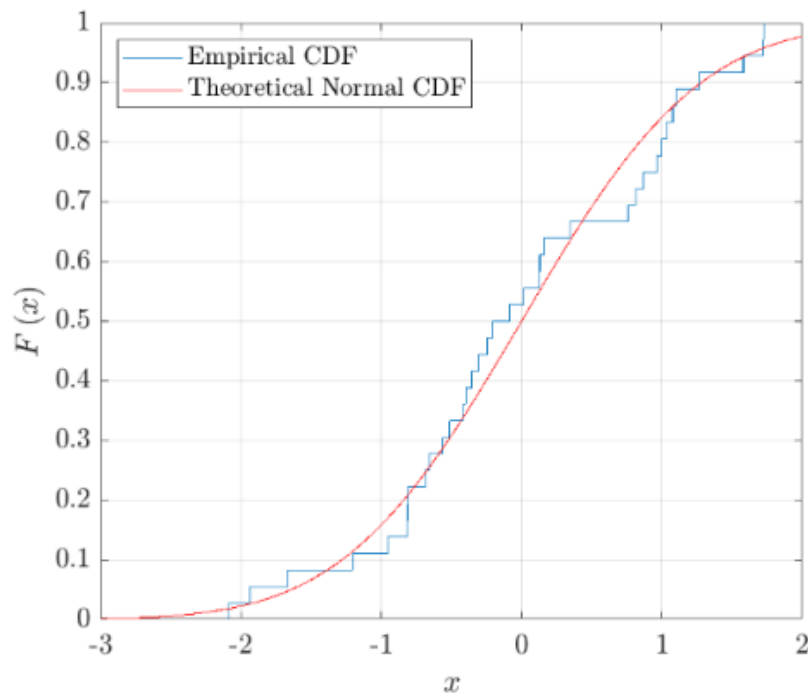


Рис. 1 – Емпірична та теоретична стандартна нормальна кумулятивна функція розподілу для даних ваги крану

Побудуємо для цих даних будувалася математична модель у вигляді полінома оптимального ступеня:

$$z = b_1 + b_2 \cdot x + b_3 \cdot y + b_4 \cdot x^2 + b_5 \cdot x \cdot y + b_6 \cdot y^2 + b_7 \cdot x^3 + b_8 \cdot x^2 \cdot y + b_9 \cdot x \cdot y^2 + b_{10} \cdot y^3 + \dots$$

де: x – проліт, м, y – вантажопідйомність, т.

Для всіх груп режимів роботи ми додавали до моделі доданки не по одному, а групами: лінійні, квадратичні тощо. У табл. 4 наведені вибіркові дисперсії для різних математичних моделей і різних груп режиму роботи та їхнє порівняння.

Таблиця 4 – Вибіркові дисперсії та їхнє порівняння для різних математичних моделей та різних груп режиму роботи.

Режим роботи Модель	A1-A3	A4-A5	A6-A8
лінійна: $m=3; f=36-3=33$	$D_3=7.9398$	$D_3=7.7555$	$D_3=9.3593$
квадратична: $m=6; f=36-6=30$	$D_6=2.3235$	$D_6=2.6782$	$D_6=5.2323$
порівняння квадратичної моделі з лінійною: $F_{0.01}(30,33)=0.4246$	$D_6/D_3=0.2926;$ $0.2926<0.4246;$ приймаємо квадратичну модель	$D_6/D_3=0.3453;$ $0.3453<0.4246;$ приймаємо квадратичну модель	$D_6/D_3=0.5591;$ $0.5591>0.4246;$ але все одно приймаємо квадратичну модель
кубічна: $m=10; f=36-10=26$	$D_{10}=0.4767$	$D_{10}=0.9222$	$D_{10}=4.0417$
порівняння кубічної моделі з квадратичною: $F_{0.01}(26,30)=0.3996$	$D_{10}/D_6=0.2052;$ $0.2052<0.3996;$ приймаємо кубічну модель	$D_{10}/D_6=0.3443;$ $0.3443<0.3996;$ приймаємо кубічну модель	$D_{10}/D_6=0.7725;$ $0.7725>0.3996;$ але все одно приймаємо кубічну модель
4-го ступеня: $m=15; f=36-15=21$	$D_{14}=0.3720$	$D_{14}=0.9743$	$D_{14}=3.4154$
порівняння моделі 4-го ступеня з кубічною: $F_{0.01}(21,26)=0.3610$	$D_{14}/D_{10}=0.7804;$ $0.7804>0.3610;$ відкидаємо модель 4-го ступеня	$D_{14}/D_{10}=1.0565;$ $1.0565>0.3610;$ відкидаємо модель 4-го ступеня	$D_{14}/D_{10}=0.8450;$ $0.8450>0.3610;$ відкидаємо модель 4-го ступеня

Пояснимо заповнення табл. 4 на прикладі стовпчика A1-A3. Для спрощення обчислень ми додавали до моделі доданки не по одному, а групами: лінійні, квадратичні тощо. Для лінійної моделі ($m=3$) вибіркова дисперсія $D_3=7.9398$, а для квадратичної ($m=6$): $D_6=2.3235$. Їхнє відношення $D_6/D_3=0.2926$, а квантиль F -розподілу Фішера для $f_1=36-6=30; f_2=36-3=33$ на рівні значущості $\alpha=0.01$ дорівнює $F_{0.01}(30,33)=0.4246$. Оскільки $0.2926<0.4246$, то зменшення вибіркової дисперсії при врахуванні квадратичних доданків є суттєвим, тому квадратичні доданки слід враховувати.

Далі додаємо ще чотири кубічні доданки: це базисні функції x^3, x^2y, xy^2 та y^3 . Вибіркова дисперсія кубічної моделі $D_{10}=0.4767$, а її відношення до вибіркової дисперсії квадратичної моделі $D_{10}/D_6=0.2052$. Відповідний квантиль F -розподілу Фішера $F_{0.01}(26,30)=0.3996$. І тут $0.2052<0.3996$, тому й кубічні доданки теж слід враховувати.

Тепер додамо ще й п'ять доданків 4-го ступня: x^4 ; x^3y ; x^2y^2 ; xy^3 та y^4 . Для цієї моделі вибіркова дисперсія $D_{14}=0.3720$; її відношення до вибіркової дисперсії кубічної моделі $D_{14}/D_{10}=0.7804$. Квантиль $F_{0.01}(21,26)=0.3610$. Тут вже $0.7894>0.3610$; тобто зменшення вибіркової дисперсії є незначним. Отже, доданки 4-го ступня можна не враховувати, і обмежитися кубічною моделлю.

Так само заповнені й наступні два стовпчики: А4-А5 та А6-А8. Для важких кранів можна було б обмежитися лінійною моделлю, але для порівняння з іншими теж оберемо кубічну модель.

В таблиці 5 наведені розраховані параметри кубічної моделі та довірчі інтервали до них для кранів усіх груп режиму роботи.

Таблиця 5 – Параметри кубічної моделі та довірчі інтервали для них

	A1-A3	A4-A5	A6-A8
b_1	$13,626 \leq 25,076 \leq 36,525$	$6,157 \leq 17,937 \leq 29,718$	$0,660 \leq 10,927 \leq 21,193$
b_2	$-3,915 \leq -2,116 \leq -0,317$	$-2,426 \leq -0,575 \leq 1,276$	$-0,881 \leq 0,732 \leq 2,345$
b_3	$-1,049 \leq -0,599 \leq -0,155$	$-1,004 \leq -0,542 \leq -0,079$	$-0,898 \leq -0,494 \leq -0,091$
b_4	$0,024 \leq 0,117 \leq 0,209$	$-0,061 \leq 0,033 \leq 0,128$	$-0,118 \leq -0,035 \leq 0,048$
b_5	$0,013 \leq 0,039 \leq 0,064$	$0,009 \leq 0,035 \leq 0,061$	$0,019 \leq 0,042 \leq 0,065$
b_6	$0,036 \leq 0,050 \leq 0,065$	$0,037 \leq 0,052 \leq 0,067$	$0,036 \leq 0,0488 \leq 0,0619$
b_7	$-0,003 \leq -0,001 \leq 0,0001$	$-0,002 \leq -0,00003 \leq 0,001$	$-0,0002 \leq 0,001 \leq 0,002$
b_8	$-0,0009 \leq -0,0004 \leq 0,0001$	$-0,0008 \leq -0,0003 \leq 0,0002$	$-0,0007 \leq -0,0002 \leq 0,0002$
b_9	$-0,0003 \leq -0,00006 \leq 0,0002$	$-0,0004 \leq -0,0001 \leq 0,0001$	$-0,0005 \leq -0,0003 \leq 0$
b_{10}	$-0,0008 \leq -0,0006 \leq -0,0005$	$-0,0009 \leq -0,0007 \leq -0,0004$	$-0,0007 \leq -0,0006 \leq -0,0004$

На рисунку 2 показані поверхні залежності ваги від прольоту та вантажопідйомності для різних груп режиму роботи кранів. Червоними зірочками показані експериментальні дані, а напівпрозорими поверхнями — верхні та нижні довірчі границі. З рисунків видно, що запропонована кубічна модель достатньо точно апроксимує експериментальні дані, і всі експериментальні точки потрапляють в довірчі границі.

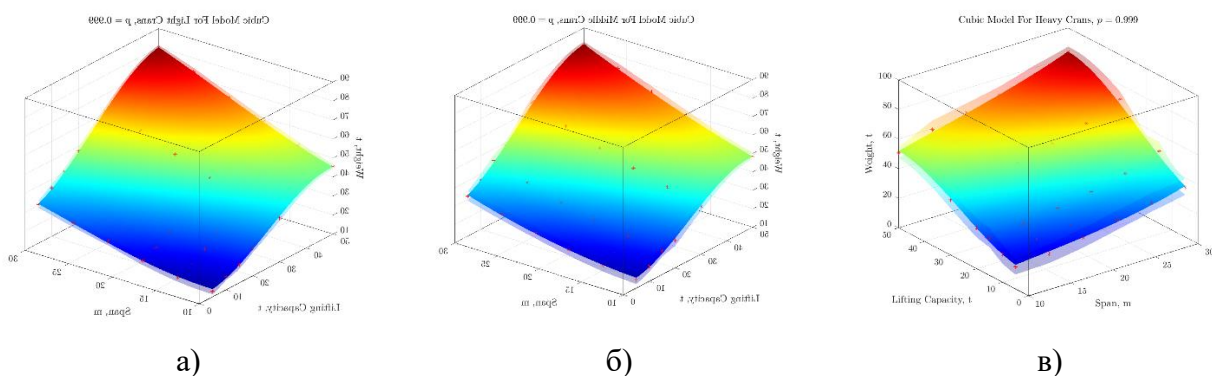


Рис. 2 – Результат розрахунку маси крану в залежності від прольоту і вантажопідйомності на основі отриманої функціональної залежності для кранів режимів роботи: а) А1-А3; б) А5-А6; в) А6-А8

Функціональні залежності для визначення ваги вантажних візків. Аналогічний підхід можна застосувати також і для визначення ваги візка. Завдання визначення ваги візка зводиться до знаходження найкращих теоретичних залежностей для функції – ваги візка від аргументу – вантажопідйомності крану для різних типів кранів за групами режиму роботи: легкої, середньої

та важкої. Особливість вантажних візків полягає в тому, що вони можуть бути обладнані одним або двома механізмами піднімання. В загальному випадку кількість механізмів піднімання можна поставити в залежність від вантажопідйомності. Крани малої вантажопідйомності обладнуються, як правило, одним механізмом піднімання. При збільшенні максимальної вантажопідйомності крану з'являється необхідність обладнати візок механізмом головного піднімання, який забезпечує найбільшу вантажопідйомність, і допоміжного піднімання, що має меншу вантажопідйомність і служить для виконання допоміжних операцій або допоміжного технологічного циклу. При цьому необхідно відзначити, що механізм допоміжного піднімання може працювати в більш важкому режимі ніж головний і застосовуватись частіше. Тому класифікуємо візки за кількістю механізмів піднімання і будемо шукати функціональні залежності окремо.

Конструкція рами візка визначається головним чином розташуванням обладнання на ньому. Тому зробимо припущення, що головним і єдиним фактором, який впливає на вагу вантажного візка мостового крану загального призначення є максимальна вантажопідйомність. В таблиці 6 приведені експериментальні дані ваги візків мостових кранів загального призначення.

Таблиця 6 – Експериментальні дані ваги візків мостових кранів

	Вантажопідйомність, т	Вага візка, т		
		A1-A3 (легкий)	A4-A5 (середній)	A6-A8 (важкий)
Один механізм піднімання	4	1,1919	1,8207	2,3809
	5	1,7571	2,3747	3,1979
	7,5	3,008	3,5371	4,8253
	10	4,0184	4,4309	5,8251
	12,5	4,7809	5,0848	6,245
	15	5,2925	5,503	6,2095
Два механізми піднімання	15	6,4773	7,1145	8,12
	20	8,1137	8,7124	9,68
	25	9,75	10,3104	11,24
	30	11,3864	11,9083	12,80
	35	13,0227	13,5062	14,36
	40	14,6591	15,1042	15,92
	45	16,2955	16,7021	17,48
	50	17,9318	18,3	19,04

Аналіз експериментальних даних для кранів з одним механізмом піднімання показав, що при зростанні аргументу x досліджувана функція y зростає, але, можливо, тільки до певного граничного значення, залишаючись весь час опуклою вгору. Такі криві називаються кривими насичення. Їхній вигляд є таким:

$$y = b_1 + b_2(1 - e^{-b_3x}) \quad (1)$$

де b_1 – початкове значення функції y при $x = 0$; b_2 – значення, на яке збільшується функція y у порівнянні з b_1 при зростанні x до нескінченності; b_3 – швидкість цього зростання. Закон (1) є розповсюдженим і широко застосовуваним. За його допомогою описується, наприклад, зміна величини струму під час перехідного процесу при вмиканні напруги та великому опорі мережі. Або температура тіла при його нагріванні від контакту з іншим гарячішим тілом.

Функція (1) нелінійно залежить від параметрів моделі b_1, b_2, b_3 , тому пошук цих параметрів здійснюється шляхом безпосередньої мінімізації функції правдоподібності – суми квадратів відхилень експериментальних значень y_i від теоретичних:

$$L(b_1, b_2, b_3) = \sum_{i=1}^n (y_i - b_1 - b_2(1 - e^{-b_3 x_i})) \Rightarrow \min \quad (2)$$

Ця мінімізація здійснюється чисельними методами. Довірчі інтервали для параметрів моделі b_1, b_2, b_3 знаходяться шляхом лінеаризації значень y_i у невеликому проміжку навколо їхніх теоретичних значень у припущенні нормального закону розподілу. Обчислення довірчих інтервалів також здійснюється чисельним методом.

Для перевірки нормальності розподілу, через малу кількість експериментальних даних, немає можливості застосувати тест Пірсона. Тому в даному випадку використовуємо тест Колмогорова. Для цього ми знаходимо відхилення r_i всіх експериментальних даних від їхніх теоретичних значень:

$$r_i = y_i - b_1 - b_2(1 - e^{-b_3 x_i}) \quad (3)$$

стандартизуємо їх, тобто віднімаємо їхнє вибіркоче математичне сподівання (воно близьке до нуля) та ділимо на їхнє вибіркоче середньоквадратичне відхилення. Далі будемо їхню вибіркочу функцію розподілу та порівнюємо її з функцією розподілу стандартного нормального розподілу. Позначимо максимальну різницю між ними D . За методом Колмогорова випадкова величина

$$\Lambda = D\sqrt{n} \quad (4)$$

де n – кількість експериментальних точок, має функцію розподілу:

$$F(\lambda) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} (-1)^k e^{-2k^2 \lambda^2} \quad (5)$$

незалежно від того, яким був розподіл початкової випадкової величини. Тому, якщо отримане на практиці значення λ не буде перевищувати критичного його значення на рівні значущості q :

$$\lambda \leq \lambda_{1-q} \quad (6)$$

то можна вважати, що теоретичний розподіл підібраний вірно. Зокрема, ми порівнюємо емпіричну функцію розподілу стандартизованих залишків r_i з теоретичною функцією стандартного нормального розподілу, і в усіх випадках тест Колмогорова дозволяє прийняти гіпотезу про нормальний розподіл експериментальних даних.

В таблиці 7 наведені результати розрахунків – коефіцієнти математиної моделі та довірчі інтервали для її параметрів. Нижче приведені рівняння та мінімальне значення функції правдоподібності (сума квадратів відхилень).

Таблиця 7 – Експериментальні дані ваги візків мостових кранів

Режим роботи	A1-A3			A4-A5			A6-A8		
	нижня границя	значення	верхня границя	нижня границя	значення	верхня границя	нижня границя	значення	верхня границя
b_1	-2,372	-1,993	-1,614	-1,683	-1,362	-1,042	-9,845	-5,686	-1,528
b_2	8,945	9,213	9,481	8,043	8,198	8,352	8,49	12,275	16,059
b_3	0,089	0,105	0,121	0,108	0,122	0,136	0,173	0,263	0,353

Криві насичення на рівні значущості $q = 0,10$ для кранів різних груп режиму роботи:

A1-A3: $y(x) = -1,993 + 9,213(1 - e^{-0,105 \cdot x})$, сума квадратів відхилень $R = 3,57 \cdot 10^{-3}$

A4-A5: $y(x) = -5,686 + 12,275(1 - e^{-0,263 \cdot x})$, сума квадратів відхилень $R = 2,107 \cdot 10^{-3}$

A6-A8: $y(x) = -5,686 + 12,275(1 - e^{-0.263x})$, сума квадратів відхилень $R = 6,626 \cdot 10^{-3}$

На рис. 3 показані експериментальні точки та теоретичні криві насичення для ваги кранових візків різних груп режиму роботи з одним механізмом підймання.

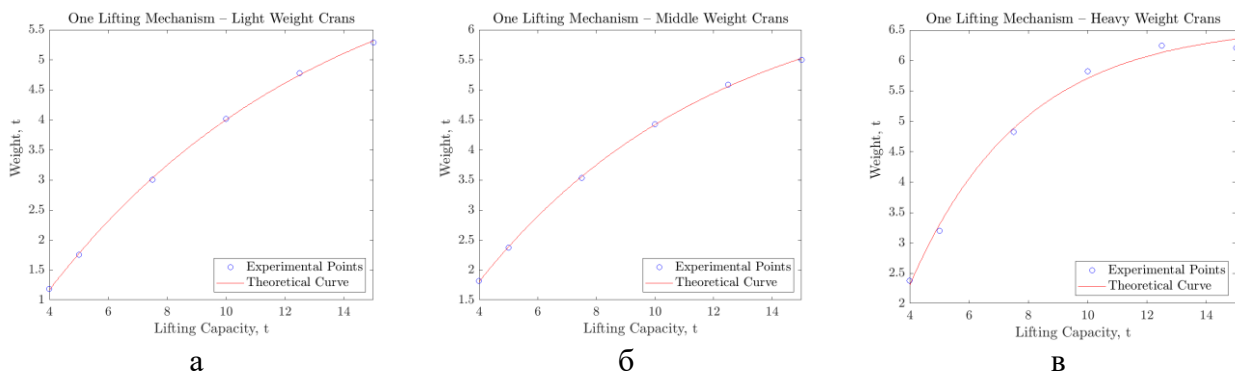


Рис. 3 – Графіки функціональних залежностей ваги вантажних візків з одним механізмом піднімання від вантажопідйомності:
а) А1-А3; б) А5-А6; в) А6-А8

Висновки. У статті розв'язана задача визначення ваги мостового крану на основі статистичних даних за допомогою функціональних залежностей. Встановлено, що розрахунок параметрів за традиційною методикою вимагає відчутних працездат і є ускладненим на певних етапах проектування. Запропонована концепція розрахунку ваги мостових кранів із застосуванням методів математичної статистики на основі існуючої теоретичної бази й бази фактичних значень параметрів раніше виготовлених і успішно працюючих кранів.

Список літератури:

1. Scheffler M. Grundlagen der Fördertechnik — Elemente und Triebwerke. Vieweg Verlag, 1994.
2. ДСТУ EN 13001-3-3_2018 Крани вантажопідймальні. Загальні положення конструювання. Частина 3-3
3. ДСТУ EN 13001-1:2018 Крани вантажопідймальні. Загальні положення конструювання. Частина 1. Загальні принципи та вимоги
4. Zelić, Atila & Zuber, Ninoslav & ŠOSTAKOV, Rastislav.. Experimental determination of lateral forces caused by bridge crane skewing during travelling. Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability. vol 20, 2017 p.90-99. doi: 10.17531/ein.2018.1.12.
5. Denis Molnár, Miroslav Blatnický, Ján Dižo Comparison of Analytical and Numerical Approach in Bridge Crane Solution. Manufacturing Technology. April 2022, Vol. 22, No. 2 DOI: 10.21062/mft.2022.018
6. Kozłowski, M., & Czerepicki, A. (2023). Quick Electrical Drive Selection Method for Bus Retrofitting. Sustainability (Switzerland), 15(13). <https://doi.org/10.3390/su151310484>
7. Husain, I., Ozpineci, B., Islam, M. S., Gurpinar, E., Su, G. J., Yu, W., Chowdhury, S., Xue, L., Rahman, D., & Sahu, R. (2021). Electric Drive Technology Trends, Challenges, and Opportunities for Future Electric Vehicles. Proceedings of the IEEE, 109(6). <https://doi.org/10.1109/JPROC.2020.3046112>
8. Suryavanshi, S., Dr. Pravin M. Ghanegaonkar, Dr. Ganesh K. Jadhav, & Sagar R Wankhede. (2023). Comparative Performance Assessment of Sizing of Electric Motor through Analytical Approach for Electric Vehicle Application. ARAI Journal of Mobility Technology, 3(4). <https://doi.org/10.37285/ajmt.3.4.7>
9. Akl, M. M., Ahmed, A. A., & Rashad, E. E. M. (2019). A Wide Component Sizing and Performance Assessment of Electric Drivetrains for Electric Vehicles. 2019 21st International Middle East Power Systems Conference, MEPCON 2019 - Proceedings. <https://doi.org/10.1109/MEPCON47431.2019.9008195>
10. Belhadi, Y., Kraa, O., Saadi, R., Bahri, M., & Telli, K. (2023). Sizing of Fuel Cell/Supercapacitor Hybrid System based on Frequency Splitting of required Energy. EEA - Electrotehnica, Electronica, Automatica, 71(4). <https://doi.org/10.46904/eea.23.71.4.1108005>

References (transliterated)

1. SCHEFFLER M. Grundlagen der Fördertechnik — Elemente und Triebwerke. Vieweg Verlag, 1994
2. DSTU EN 13001-3-3_2018 Krany vantazhopidymal'ni. Zahal'ni polozhennya konstruyuvannya. Chastyna 3-3

3. DSTU EN 13001-1:2018 Krany vantazhopidiymal'ni. Zahal'ni polozhennya konstruyuvannya. Chastyna 1. Zahal'ni pryntsyipy ta vymohy
4. Zelić, Atila & Zuber, Ninoslav & ŠOSTAKOV, Rastislav.. Experimental determination of lateral forces caused by bridge crane skewing during travelling. Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability. vol 20, 2017 p.90-99. doi: 10.17531/ein.2018.1.12.
5. Denis Molnár, Miroslav Blatnický, Ján Dižo Comparison of Analytical and Numerical Approach in Bridge Crane Solution. Manufacturing Technology. April 2022, Vol. 22, No. 2 DOI: 10.21062/mft.2022.018
6. Kozłowski, M., & Czerepicki, A. (2023). Quick Electrical Drive Selection Method for Bus Retrofitting. Sustainability (Switzerland), 15(13). <https://doi.org/10.3390/su151310484>
7. Husain, I., Ozpineci, B., Islam, M. S., Gurpinar, E., Su, G. J., Yu, W., Chowdhury, S., Xue, L., Rahman, D., & Sahu, R. (2021). Electric Drive Technology Trends, Challenges, and Opportunities for Future Electric Vehicles. Proceedings of the IEEE, 109(6). <https://doi.org/10.1109/JPROC.2020.3046112>
8. Suryavanshi, S., Dr. Pravin M. Ghanegaonkar, Dr. Ganesh K. Jadhav, & Sagar R Wankhede. (2023). Comparative Performance Assessment of Sizing of Electric Motor through Analytical Approach for Electric Vehicle Application. ARAI Journal of Mobility Technology, 3(4). <https://doi.org/10.37285/ajmt.3.4.7>
9. Akl, M. M., Ahmed, A. A., & Rashad, E. E. M. (2019). A Wide Component Sizing and Performance Assessment of Electric Drivetrains for Electric Vehicles. 2019 21st International Middle East Power Systems Conference, MEPCON 2019 - Proceedings. <https://doi.org/10.1109/MEPCON47431.2019.9008195>
10. Belhadi, Y., Kraa, O., Saadi, R., Bahri, M., & Telli, K. (2023). Sizing of Fuel Cell/Supercapacitor Hybrid System based on Frequency Splitting of required Energy. EEA - Electrotehnica, Electronica, Automatica, 71(4). <https://doi.org/10.46904/eea.23.71.4.1108005>

Надійшла (received) 14.10.2024 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@kphi.edu.ua.

Журавель Олексій Валерійович (Zhuravel Olexsii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання; м. Харків, Україна; e-mail: oleksii.zhuravel@mit.kphi.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@kphi.edu.ua.

Аніщенко Галина Оттівна (Anishchenko Halina) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теоретичної механіки; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6818-4980>; e-mail: halyna.anishchenko@kphi.edu.ua.

Іглін Сергій Петрович (Iglin Sergii) кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри комп'ютерної математики і аналізу даних; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9144-7427>; e-mail: sergii.iglin@kphi.edu.ua.