

УДК: 621.873.35

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.07

Колісник М. П., Березюк А. М., Заяць Г. В., Шевченко А. Ф., Червоноштан А. Л.

Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

ФІЗИЧНІ ОСНОВИ СТІЙКОСТІ СТРІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ ІЗ ЖОРСТКОЮ ПІДВІСКОЮ СТРІЛИ ПРИ РАПТОВОМУ ЗНЯТТІ ВАНТАЖУ

***Анотація.** В даній статті розглянуті фізичні основи стійкості стрілових самохідних кранів із жорстким підвісом стріли при раптовому знятті вантажу, відповідно до принципів механіки запропоновані динамічні, та математичні моделі для визначення динаміки параметрів стійкості, а саме, текучого кута нахилу, пружного кута нахилу, геометричного положення центра ваги крана при різних вильотах вантажів та інші. В таблиці наведені приклади числових значень параметрів для умов при яких стійкість забезпечується, не забезпечується та байдужа.*

***Ключові слова:** вантаж, вантажопідіймальність, стріловий самохідний кран, стійкість, математична модель, раптове зняття вантажу.*

Актуальність питання.

У фізичному розуміння стійкість це спроможність системи (крана) повертатись у своє попереднє положення після того, яку вона (він) була виведена із цього стану будь-якими внутрішніми або зовнішніми діючими силами.

Так як стрілові самохідні крани (ССК), що використовуються у будівельному виробництві, є вільностоячими, то їх стійкість проти перекидання забезпечується лише власними масами.

В даному випадку розглядаємо фізичні основи стійкості як аналіз проектних рішень моделей, а саме, динамічної та математичної моделей вільностоячого стрілового самохідного крана із жорсткими підвісом стріли.

При цьому приймаємо, що динамічна модель утворюється на основі формалізованих складових у вигляді окремих мас (маси) з'єднаних пружними зв'язками, на які діють відповідні силові фактори, що викликають коливання, а математична модель прийнята на основі динамічної моделі аналогічної моделюємому оригіналу, за формалізованою математичною трактовкою його сутності у вигляді

диференційних рівнянь руху.

У нашому випадку об'єкт, що моделюється, прийнятий у вигляді схеми стрілового самохідного крана із жорстким підвісом стріли при раптовому знятті вантажу.

Аналіз літературних джерел.

Розвиток основ теорії стійкості вантажопідіймальних кранів почався у 50-х роках минулого століття, і у наш час вони досить детально розроблені. Саме на початковому етапі розвитку були поставлені і вирішені важливі задачі в основу яких були покладені різні підходи які розглядали, як правило, вантажну стійкість, а саме стійкість крана із вантажем.

Так у роботах [1-6, 13, 14, 22, 27, 28] та інших, стійкість кранів визначалась відношенням або порівнянням моментів утримуючих сил до моменту (або моментів) перекидаючих сил;

у [4-28] стійкість визначалась за положенням рівнодіючої всіх діючих тільки вертикальних або вертикальних і горизонтальних сил;

у [15] – за відношенням кутів відхилення центрів ваг;

у [10, 11] – за порівнянням робіт сил перекидаючих із роботою необхідною для переведення центра ваги крана через положення нестійкої рівноваги.

Необхідно відмітити і роботи [8, 15, 24, 26, 29] та інші у яких розглядались окремі питання, що відносяться до стійкості кранів.

Всі розглянуті роботи та інші, що тут не названі, відносяться до вантажної стійкості і предметно тут не розглядались.

Правилами будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів [19] передбачено стійкість визначати: за дії випробувального вантажу (вантажна стійкість), відсутності вантажу (власна стійкість), раптового знімання вантажу та дії монтажних (та демонтажних) навантажень.

Нормами розрахунку ССК обумовлено розрахунок стійкості при раптовому знятті вантажу та при розрахунковому сполученні навантажень: нормативної ваги крана та нормативного динамічного навантаження, що виникає при раптовому знятті навантаження як порівняння моментів сил утримуючих і перекидаючих.

Також (у літературі) є посилання, що стійкість крана може оцінюватись експериментально при підйманні вантажу масою більше номінальної вантажопідіймальності та вітрі граничного стану, а власна стійкість без вантажу експериментально перевірити складно, тому перевіряють тільки розрахунком [28 стор. 70].

Проаналізувавши відмічені дослідження, що проводились в області стійкості вантажопідіймальних кранів, помічено, що розглядалися і використовувалися тільки статичні методи визначення стійкості або із врахуванням динамічних навантажень за їх статичним

еквівалентом. Замітимо, що у статті посилення не претендують на повноту дослідження.

Тому, спираючись на приведені методи і підходи, пропонується розглядати фізичні основи стійкості ССК у статиці і динаміці зміни параметрів стійкості.

Основними методами, які застосовані у даній роботі при дослідженні стійкості вантажопідіймальних кранів, як вільно стоячих систем, є аналітичні методи аналізу механічних систем.

Мета роботи полягає у вдосконаленню методів досліджень фізичних основ стійкості ССК із жорстким підвісом стріли при раптовому знятті вантажу (обриву вантажу), формуванні математичних моделей, що має дозволити суттєво покращити і вдосконалити математичне забезпечення методів розрахунків стійкості вантажопідіймальних кранів.

Викладення основного матеріалу дослідження.

Для розгляду фізичних основ стійкості крана при обриві вантажу приймаємо динамічну модель у вигляді жорсткої маси, рис. 1, [26], що розміщена на горизонтальній площадці і спирається на ліву опору (ребро перекидання) у вигляді шарніру тчк. A , а права являє собою пружну опору, тчк. B , жорсткістю приведеною C_n , ЦВ – центр ваги крана, I_{np} – приведений до центру ваги момент інерції системи, G_{ym} – утримуюча вага крана, F_{nrc} – приведена перекидаюча сила, що являє собою дію сил пружної опори (B) приведена до центра ваги, ω – кутовий напрям руху системи. Кути: φ_{np} – пружного нахилу системи до відриву від опори B ; φ – текучий кут повороту, який може змінюватись від початкового положення до кута критичного $0 \leq \varphi \leq \varphi_{kp}$; φ_{kp} – кут критичний, після повороту на який система буде знаходитись у стані нестійкої рівноваги; α – кут між кутом пружності та вертикальною площиною, що проходить через ребро перекидання A ; R – радіус повороту центра тяжіння системи; $R \sin(\alpha + \varphi_{np} - \varphi)$ і $R \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi)$ – плечі діючих сил; B – пружний зв'язок – опора.

Математична модель та аналіз її рішення.

Для визначення математичної моделі використали принцип можливих переміщень, а саме якщо система, що знаходиться у рівновазі, отримує можливе переміщення, то повна робота усіх сил на цьому переміщенні дорівнює нулю.

Відповідно умова стійкості при обриві вантажу може бути у вигляді

$$A_{ут.\varphi_{kp}} \geq A_{nrc.\varphi}, \quad (1)$$

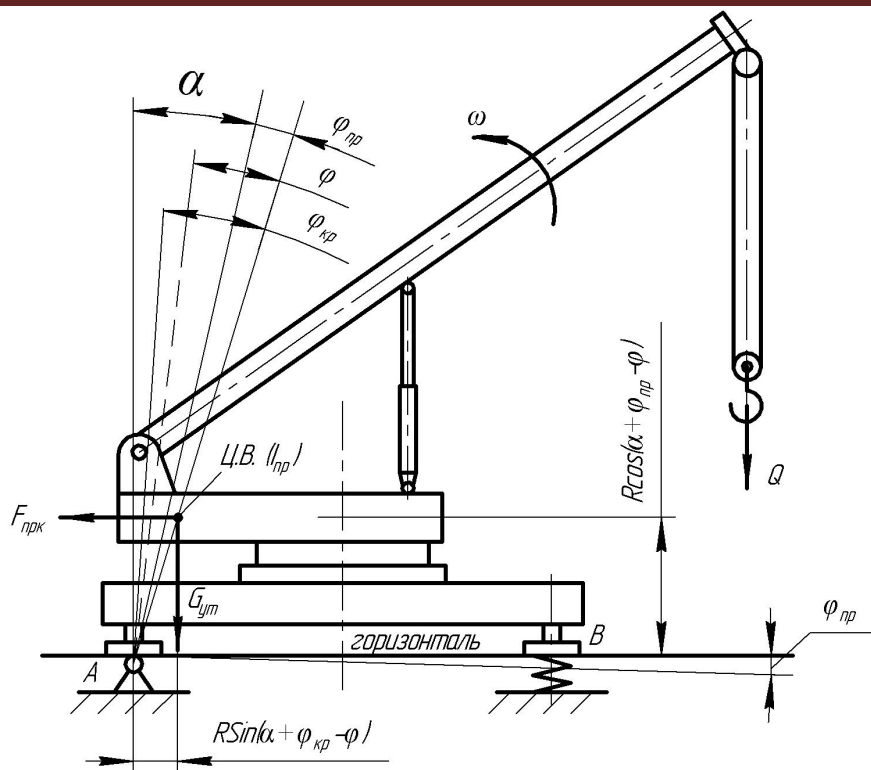


Рисунок 1 – Динамічна модель крана

де $A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}}$ – робота сил утримуючих при повороті крана на кут критичний

(запас енергії); відносно ребра перекидання (точка A);

$A_{\text{ут.}\varphi}$ – робота сил перекидаючих при повороті крана на кут φ .

Робота сил утримуючих

$$A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}} = \int_0^{\varphi_{\text{кр}}} G_{\text{ут}} \cdot R \cdot \sin(\alpha + \varphi_{\text{пп}} - \varphi) d\varphi =$$

$$= G_{\text{ут}} \cdot R [\cos(\alpha + \varphi_{\text{пп}} - \varphi_{\text{кр}}) - \cos(\alpha + \varphi_{\text{пп}})]. \quad (2)$$

Схематично робота сил утримуючих в залежності від кута нахилу системи у вигляді графіка, рис. 2, (повернуто відносно рис. 1).

На графіку показані:

площа OABN – робота сил утримуючих при повороті крана на кут пружності – $A_{\text{ут.}\varphi_{\text{пп}}} = S_{\text{OABN}}$;

площа OADF – робота сил утримуючих при повороті крана на кут критичний – $A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}} = S_{\text{OADF}}$.

Повна робота, яку можуть виконати сили утримуючі при повороті крана на кут $\alpha + \varphi_{\text{пп}}$, це площа S_{OAE} .

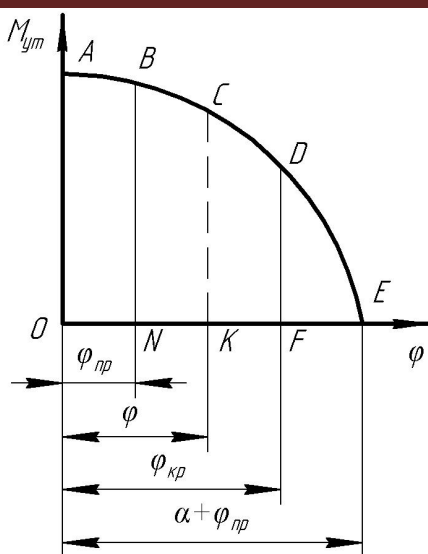


Рисунок 2 – Графік зміни робіт від кута φ

В той же час, робота сил перекидаючих при повороті на кут φ дорівнює роботі сил утримуючих при повороті на кут φ

$$A_{\text{нрк.}\varphi} = \int_0^{\varphi} F_{\text{нрк}} \cdot R \cdot \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi) d\varphi = \int_0^{\varphi} G_{\text{ym}} \cdot R \cdot \sin(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi) d\varphi = \\ = G_{\text{ym}} R [\cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi) - \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}})]. \quad (3)$$

Підставивши значення (2) і (3) у (1), отримали

$$G_{\text{ym}} R [\cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{кр}}) - \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}})] \geq G_{\text{ym}} R [\cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi) - \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}})]; \\ \text{або} \quad \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{кр}}) \geq \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi). \quad (4)$$

Отримали рішення математичної моделі у вигляді нерівності (рівності). Проведемо аналіз рішення математичної моделі, якщо:

$$1. \quad \varphi_{\text{кр}} = \varphi_{\text{нр}}, \quad \varphi = \varphi_{\text{нр}} - \Delta\varphi_1, \text{ то} \\ \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}}) \geq \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}} + \Delta\varphi_1); \\ \cos\alpha > \cos(\alpha + \Delta\varphi_1) - \text{система стійка}; \quad (5)$$

$$2. \quad \varphi_{\text{кр}} = \varphi_{\text{нр}}, \quad \varphi = \varphi_{\text{нр}}, \text{ то} \\ \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}}) \geq \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}}); \\ \cos\alpha = \cos\alpha - \text{система у стані нестійкої рівноваги}; \quad (6)$$

$$3. \quad \varphi_{\text{кр}} = \varphi_{\text{нр}} + \Delta\varphi_2, \quad \varphi = \varphi_{\text{кр}} - \Delta\varphi_3, \text{ то} \\ \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}} - \Delta\varphi_2) > \cos(\alpha + \varphi_{\text{нр}} - \varphi_{\text{нр}} - \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3); \\ \cos(\alpha - \Delta\varphi_2) > \cos(\alpha - \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3) - \text{система стійка, але є зазор між} \\ \text{опорою і основою (точ. А)}; \quad (7)$$

$$4. \quad \varphi_{\text{кр}} = \alpha + \varphi_{\text{нр}}, \quad \varphi = \alpha + \varphi_{\text{нр}}, \text{ то}$$

$\cos(\alpha + \varphi_{np} - \alpha - \varphi_{np}) = \cos(\alpha + \varphi_{np} - \alpha - \varphi_{np})$; система знаходиться у стані нестійкої рівноваги при опорі B із зазором; (8)

Таким чином, переконались, що математична модель правомірна, а її рішення дають зрозумілі і раціональні рішення в залежності від складових кутів: пружності, критичного, фактичного із врахуванням положення центра ваги відносно опор крана.

Визначаємо значення кутів, що входять у рішення математичної моделі.

Кут пружності визначаємо при відомій колії K , вазі крана G_{ym} , та заміряних деформаціях δ_1 , опори A і δ_2 B , рис. 3 (вага вантажу $Q = 0$), як різницю деформацій віднесу до колії K

$$\frac{\delta_1 - \delta_2}{K} = \operatorname{tg} \varphi_{np}, \quad \text{або} \quad \varphi_{np} = \operatorname{arctg} \frac{\delta_1 - \delta_2}{K}. \quad (9)$$

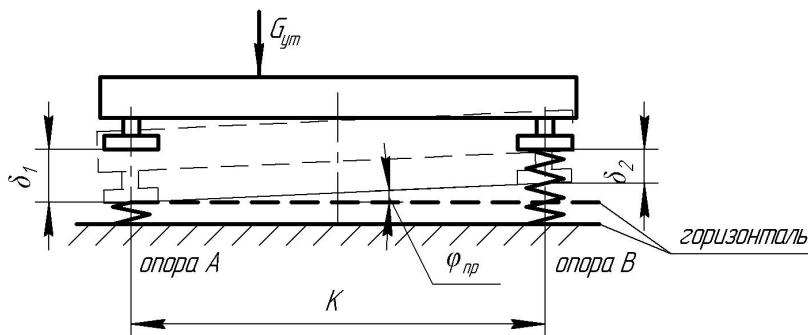


Рисунок 3 – Схема визначення кута пружного нахилу

Кут α визначаємо за геометричним розміщенням центра ваги крана, рис. 4, $\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{h}$,

$$\text{або} \quad \alpha = \operatorname{arctg} \frac{a}{h}, \quad (10)$$

де a – відстань від опори A до центра ваги крана;
 h – висота центра ваги крана

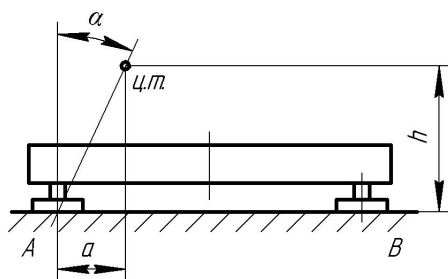


Рисунок 4 – Схема визначення кута α

Для визначення критичного кута розглядаємо схему крана із силами, приведеними до центра ваги, коли їх рівнодіюча проходить через ребро перекидання, рис. 5.

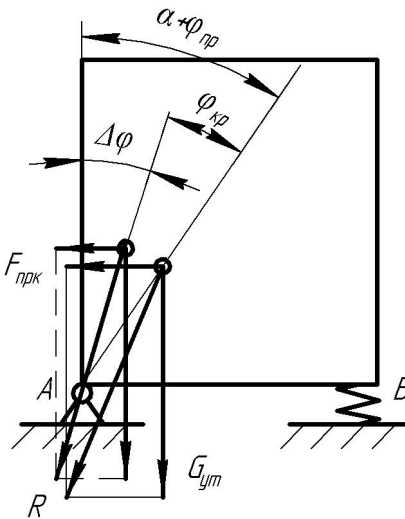


Рисунок 5 – Схема для визначення кута критичного

$$\varphi_{kp} = \alpha + \varphi_{np} - \Delta\varphi, \text{ а } \operatorname{tg} \Delta\varphi = \frac{F_{npk}}{G_{yt}}, \text{ або } \Delta\varphi = \operatorname{arctg} \frac{F_{npk}}{G_{yt}}. \quad (11)$$

Тоді

$$\varphi_{kp} = \alpha + \varphi_{np} - \operatorname{arctg} \frac{F_{npk}}{G_{yt}}. \quad (12)$$

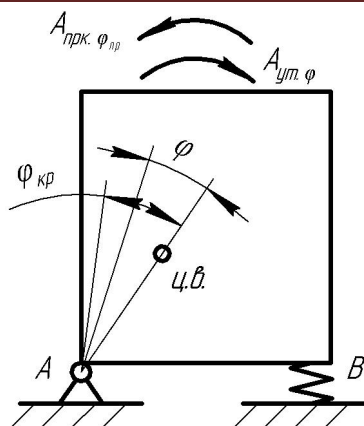
Необхідно наголосити, що кут пружності φ_{np} кут α , та кут φ_{kp} – величини перемінні і залежать від величини перекидаючої сили F_{npk} при сталій G_{yt} , і змінюються у границях $0 \leq \varphi_{kp} \leq \varphi_{np}$ до відриву опори B, рис. 1, та $\varphi_{np} \leq \varphi_{kp} \leq \alpha + \varphi_{np}$ після відриву.

Значення текучого кута повороту також є величина перемінна і залежить від навантаження крана, відповідно кількості енергії накопиченої опорою крана при навантаженні.

Для його визначення розглянемо динамічну модель крана у вигляді прямокутника, рис. 6, де відповідно напрямки робіт сил перекидаючих і утримуючих та кути критичні φ_{kp} , і текучий φ .

Математична модель складатиметься на основі динамічної із використанням принципу можливих переміщень.

Із співвідношення робіт сил утримуючих (добутку ваги крана на синус кута повороту крана, φ) і сил перекидаючих (добутку реакції опори B на синус кута повороту), а кут пружності до відриву опори від основи, $[\varphi_{np}]$.

Рисунок. 6 – Динамічна модель для визначення кута нахилу φ

$$G_{ym} \cdot R \cdot \sin \varphi = F_{nprk} \cdot K \cdot \sin[\varphi_{np}], \quad (13)$$

або

$$\sin \varphi = \frac{F_{nprk} \cdot K \cdot \sin[\varphi_{np}]}{G_{ym} \cdot R}, \quad (14)$$

де F_{nprk} – приведена до центру ваги крана, яка визначається із співвідношення

$$F_{nprk} = \frac{R_B \cdot K}{R_A}, \quad (15)$$

а реакції R_B і R_A визначаються за розрахунковими положеннями, рис. 7 а – рис. 7 г.

$l_1 = 2$ м, $l_2 = (0; 1; 1,1; 2; 3)$ м, $K = 5$, $h = 3$ м, $r = \sqrt{h^2 + l_1^2} = 3,6$ м.

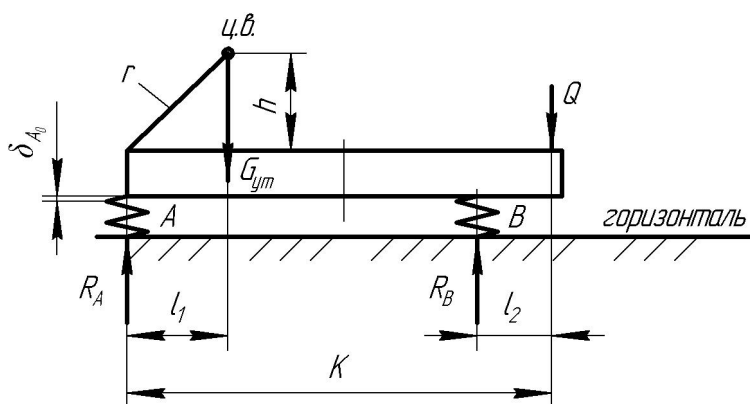


Рисунок. 7а – Положення 0. Ваги крана і вантажу умовно відсутні

Положення 0. Вага крана G_{ym} , вага вантажу Q , нахил крана φ_{np} , деформації опор δ_A і δ_B ; реакції опор R_A і R_B відсутні; ц.в. – центр ваги крана.

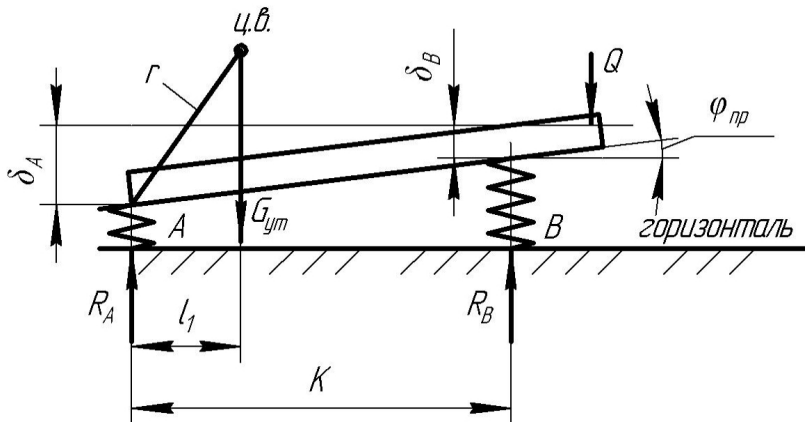


Рисунок. 7б – Положення 1. Вага крана присутня, вага вантажу відсутня

Положення 1. Вага крана присутня, $G_{ym} = 300$ кН, $Q=0$.

Реакції: $R_A = \frac{G_{ym}(K-l_1)}{K} = \frac{300(5-2)}{5} = 180$ кН.

$R_B = \frac{G_{ym} \cdot l_1}{K} = \frac{300 \cdot 2}{5} = 120$ кН.

Пружність опор: $C_n = 4700$ кН/м.

Деформації опор:

$\delta_A = \frac{180}{4700} = 0,0383$ м; $\delta_B = \frac{120}{4700} = 0,02553$ м.

$\text{tg } \varphi_{np} = \frac{\delta_A - \delta_B}{K} = \frac{0,0383 - 0,01277}{5} = 0,01277$ м.

$\varphi_{np} = 44'$, $\varphi_{np} = \frac{44'}{60'} = 0,73^\circ$.

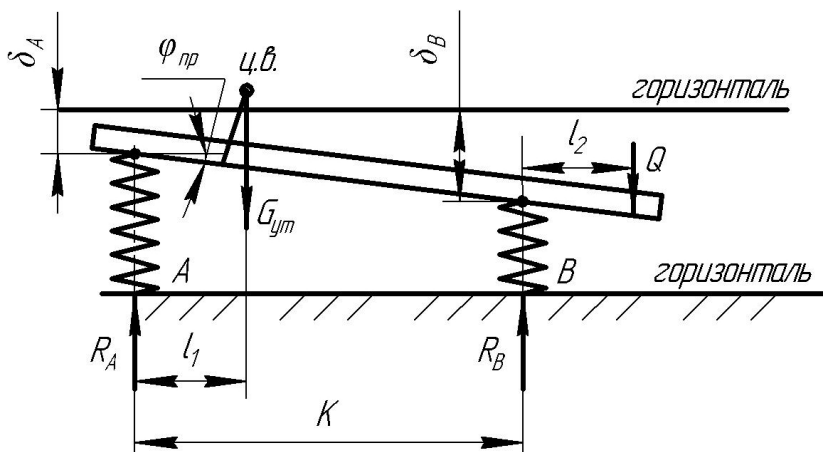


Рисунок. 7в – Положення 2. Ваги крана і вантажу присутні

Положення 2. Вага крана присутня, $G_{ym} = 300$ кН, вага вантажу $Q = 250$ кН. $l_1 = 2$ м, $h = 3$ м, $l_2 = 3$ м.

$$\text{Реакції: } R_A = \frac{300(5-2) - 250 \cdot 3}{5} = 80 \text{ кН.}$$

$$R_B = \frac{300 \cdot 2 + 250(5+3)}{5} = 470 \text{ кН.}$$

Деформації опор:

$$\delta_A = \frac{80}{4700} = 0,01702 \text{ м; } \delta_B = \frac{470}{4700} = 0,1 \text{ м.}$$

$$\text{tg } \varphi_{np} = \frac{\delta_A - \delta_B}{K} = \frac{0,1 - 0,01702}{5} = 0,0166.$$

$$\varphi_{np} = 57', \varphi_{np} = 0,95^\circ.$$

Аналогічно визначаємо дані для інших значень l_2 , та заносимо в табл. 1.

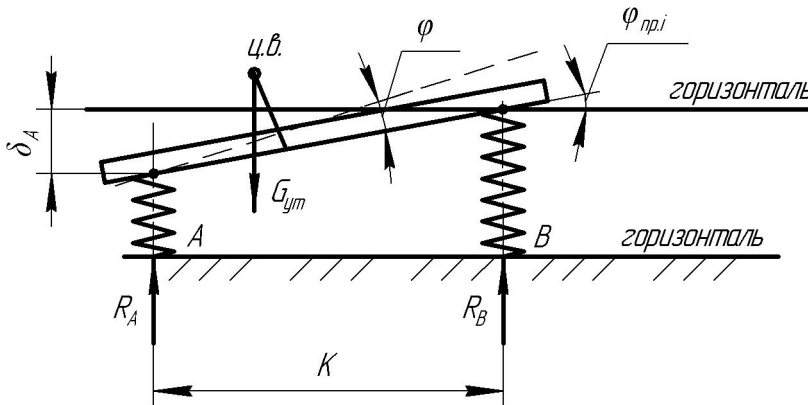


Рисунок. 7Г – Положення 3. Вага крана присутня, вага вантажу відсутня

Положення 3. Після відриву вантажу та повороту крана на кут φ . Вага крана $G_{ym} = 300$ кН, вантаж відсутній.

Кут пружного повороту до відриву опори R_B ,

$$\text{tg}[\varphi_{np}] = \frac{\delta_A - \delta_B}{K} = \frac{0,0638 - 0}{5} = 0,01277 \text{ м, а } [\varphi_{np}] = 44'.$$

Таблиця 1 – Розрахункові параметри стійкості крана

Постійні величини: $G_{ym} = 300 \text{ кН}$; $Q = 250 \text{ кН}$; $l_1 = 2 \text{ м}$; $h = 3 \text{ м}$; $K = 5 \text{ м}$. Жорсткість опор $C_n = 4700 \text{ кН/м}$; $\cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi_{кр}) \geq \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi)$.							
Параметр	Виліт вантажу, м					$Q = 0$	$l_1 = 0$
	3	2	1,1	1	0	$l_1 = 2 \text{ м}$	$Q = 0$, $G_{ym} = 300 \text{ кН}$
Реакція опор: R_A , кН. R_B , кН.	30 520	80 470	125 425	130 420	180 370	180 120	300 0
Деформації опор: δ_A , м. δ_B , м.	0,0064 0,1106	0,01702 0,1000	0,02659 0,09043	0,02766 0,08936	0,038298 0,07872	0,038292 0,02553	0,0638 0,0000
$\text{tg} \varphi_{np} = \frac{\delta_A - \delta_B}{K}$	0,02084	0,01659	0,01277	0,01234	0,008084	0,00255	0,01277
φ_{np}	1°12'	57'	44'	42'	28'	-10'	-44'
$\alpha + \varphi_{np}$	34°58'	34°43'	34°30'	34°28'	34°14'	34°46'	—
φ	2°53'	2°04'	44'	18'	15'	-44'	—
$[\varphi_{кр}] = \varphi_{np}$	44'						
Стан крана	не стійкий	не стійкий	байдужий	стійкий	стійкий	стійкий	—

Висновки:

Встановлено та підтверджено, що:

- стійкість ССК із жорсткою підвіскою вантажу при раптовому знятті вантажу залежить від сил перекидаючих, утримуючих, геометричних параметрів крану, величини ваги крана та ваги вантажу, що обірвався, але функціональної параметричної залежності стійкості крана від кожного із параметрів не визначалось.
- вважати, що з точки зору вимог охорони праці та технічних умов роботи крана, критичним кутом нахилу крана є кут пружності деформацій однієї з сторін опор, коли їх реакції дорівнюють нулю, або має місце відрив опор від основи.

Список використаної літератури

- Абрамович И.И. К вопросу устойчивости передвижных стреловых кранов, применяемых на железнодорожном транспорте, диссертация, М., 1950.

2. Аксёнов И.П. Исследование основных факторов грузовой устойчивости кранов, применяемых на железнодорожном транспорте, диссертация, М., 1950.
3. Бунаков Л.М. Исследование грузовой устойчивости башенных кранов, диссертация, Днепропетровск, 1962.
4. Бунаков Л.М., Колесник Н.П. О статье Фомичева В.П. и Касьянова В.Е. «Общая защита башенных кранов от опрокидывания». Известия вузов МВ и ССО СССР. Новосибирск, – «Строительство и архитектура», 1967, №5.
5. Бунаков Л.М. О статье Меклера М.Б. К вопросу устойчивости стреловых башенных кранов. Безопасность труда в промышленности, 1961, №12.
6. Бунаков Л.М., Ольховой Ф.Е. Новая методика определения устойчивости башенных кранов. – «Строительные и дорожные машины» – М., 1964, №12.
7. Вайнсон А.А. Проблемы устойчивости стреловых передвижных кранов, диссертация, М., 1945.
8. Воробьев П.В. К вопросу устойчивости канатных кранов. – «Внутриводской транспорт и стальные конструкции», 1939.
9. Гонтарь М.Г. Об устойчивости башенного крана с подвижным противовесом. В. Кн. Горные, строительные и дорожные машины. Вып. 1, Киев, – «Техника», 1963.
10. Коган И.Я. Об устойчивости башенных кранов. – «Механизация строительства» – М., 1951, №12.
11. Коган И.Я. Устойчивость строительных башенных кранов. Труды ВНИИСТРОЙДОРМАШ, Вып. VII, 1956.
12. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. М-Л, Машгиз, 1962.
13. Лобановский М.Г. Динамическая устойчивость стреловых кранов и расчет ограничителей грузоподъемности. НИИСМТП, Бюро технической информации, Вып. 735/IV. М., 1961.
14. Лозанский В.П. Обеспечение устойчивости башенных кранов. – «Механизация строительства», 1952, №8.
15. Меклер М.Б. К вопросу устойчивости стреловых башенных кранов. – «Безопасность труда в строительстве», 1961, №5.
16. Полковников Н.А. Об устойчивости башенных кранов. – «Механизация строительства», 1956, №9.
17. Токаев Н.И. Исследование устойчивости строительных башенных кранов, диссертация, Л., 1954.
18. Фомичев В.П., Касьянов В.Е. Общая защита башенных кранов от опрокидывания. Известия Вузов МВ и ССО СССР. – «Строительство и архитектура», 1966, №5.
19. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. К.: Основа, 2007. – 263 с.

20. Колісник М.П., Заяць Г.В., Червоноштан А.Л. Гасіння коливань вантажопідйомного крана при скиданні вантажу. // Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції / «Підвищення ефективності підйомально-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів. Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна., 2018. – С. 21-22.
21. М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, А.Л. Червоноштан. Обґрунтування керованого розгальмування механізму підйому крана при «скиданні» вантажу // Сборник научных трудов «Строительство, материаловедение, машиностроение». Выпуск 107. Днепр: 2019. – С. 145-151.
22. М.П. Колісник, Г.В. Заяць, А.Л. Червоноштан, Д.В. Калашник. Аналіз причини падіння баштового крану КБ-674А // Сборник научных трудов «Строительство, материаловедение, машиностроение». Выпуск 88. Днепропетровск: 2016. – С. 185-193.
23. Колесник Н.П., Заяц Г.В., Червоноштан А.Л. Моделирование динамики подъема груза, явления мгновенной разгрузки и влияние их на устойчивость стреловых самоходных кранов. // Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки», частина 1, 11-13 квітня – Дніпро: НМетАУ, 2017, с18.
24. Розрахунки будівельних стрілових кранів: Навчальний посібник. / М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, С.В. Ракша, В.В. Мелашич. – Дніпропетровськ: Пороги, 2015. – 816 с.
25. Scheffler., Pajer F., Kruth F. Grundlagen der Fordertechnik. 5 Auflage, 1975.
26. РД 22-145-85. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания.
27. Башенные краны / Л.А. Не взоров, А.А. Зарецкий, Л.Н. Волин и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 292 с. (Устойчивость кранов против опрокидывания (А.А. Зарецкий) с. 143-150).
28. Грузоподъемные краны. В 2-х кн. Кн. 2. Сокр. пер. с нем. / Пер. М.М. Рунов, В.Н. Федосеев. Под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.

PHYSICAL BASIS OF STABILITY OF SELF-PROPELLED CRANES WITH RIGID BOOM SUSPENSION DURING ABRUPT REMOVAL OF CARGO

Kolisnyk M. P., Berezyek A. M., Zaits H. V., Shevchenko A. F.,
Chervonoshtan A. L.

*State Higher Education Establishment «Pridneprovsk State Academy of
Civil Engineering and Architecture»*

Annotation. The physical foundations of the stability of self-propelled jib cranes with a rigid suspension of the boom during the sudden cargo removal, that may be during construction, loading or unloading operations in the construction industry are considered in this article. In addition as to the requirements to the "Rules for the Construction and Safe Operation of Hoisting Cranes" are provided for the stability calculations of hoisting cranes and have to be carried out, including "... the sudden release of the load ...", which confirms the relevance of the issue.

At the same time, the analysis of literature is presented where the questions of the theory of the stability of load-lifting cranes were considered, where the important issues were investigated and the base was various approaches to loading of lifted loads.

The purpose of the work is to improve the methods of studying the physical foundations of the stability of the self-propelled cranes with a rigid suspension of the boom during the sudden removal of the load (cargo break), the formation of mathematical models by taking into account the change in the parameters of the design stability schemes of the self-propelled cranes.

The main material of the study is represented by calculation schemes with operating factors and taking them into consideration, determination and dynamics of changes in angles: fluid, elastic and critical tilt of the crane, and with the determination of the ratio of the work forces that are containing and overturning.

The consistent patterns characterizing the stability of the shown self-propelled cranes are obtained and analyzed, the classifications of the positions of the design schemes are as stable, transitional and unstable.

In addition, based on the above-mentioned patterns, stability parameters with numerical values for specific design positions of the crane are determined, and the conclusions are established and justified.

Keywords: cargo, loading capacity, self-propelled crane, stability, mathematical model, abrupt removal of cargo.