

УДК 621.87

Визначення інерційних навантажень поворотної стріли самохідного крана

Володимир Волянук¹, Дмитро Міщук², Євгеній Горбатюк³

Київський національний університет будівництва і архітектури,
Повітрофлотський проспект 31, Київ, Україна, 03680

¹volian535@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-6852-9037>

²mischuk.do@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8263-9400>

³gek_gor@i.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8148-5323>

Received: 29.04.2020; Accepted: 08.12.2020

<https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.96.0201>

Анотація. В будівництві для виконання навантажувально-розвантажувальних робіт широко застосовуються самохідні стрілові крани, основною перевагою яких, серед інших видів кранів, є висока мобільність. Частка самохідних стрілових кранів у будівництві складає більше 60%.

Важливим елементом самохідних стрілових кранів є стріла, від міцності конструкції якої в значній мірі залежить забезпечення техніки безпеки виконання робіт краном і попередження аварійних ситуацій, які ведуть до травматизму та загибелі обслуговуючого персоналу. При розрахунках стріли крана на міцність, потужності електродвигунів механізмів зміни вильоту стріли та повороту, гальм цих механізмів необхідно враховувати всі види навантажень, які діють на поворотну стрілу з вантажем, зокрема, інерційні, що складають вагому частину інших навантажень.

У роботі розглянуто розрахунок наступних моментів сил інерції: створюваний вертикальними інерційними силами при гальмуванні механізму підймання вантажу; що виникає від маси вантажу і стріли в період несталого руху механізму зміни вильоту стріли при пуску і гальмуванні; створений відцентровою силою вантажу, який виникає при обертанні поворотної частини крана; що виникає від маси вантажу і стріли в період несталого руху механізму обертання крана. При розрахунках цих моментів інерції враховуються такі вихідні дані: геометричні розміри крана, маса та довжина стріли, маса і висота підйому вантажу, кут нахилу самохідного крана на місцевості в зоні будівництва, радіус дії стріли крана, швидкості переміщення стріли та вантажу, терміни пуску і галь-

мування механізмів підйому вантажу, зміни вильоту стріли та повороту крана.

Отримані залежності для визначення інерційних навантажень поворотної стріли самохідного крана дозволять більш точно з врахуванням множинних факторів обраховувати значення цих навантажень з метою проведення міцнісних розрахунків стріли, підбору складових механізмів підймання вантажу, зміни вильоту стріли та повороту крана.

Ключові слова: кран, стріла, вантаж, момент, інерція.

ВСТУП

Навантажувально-розвантажувальні роботи є невід'ємною частиною технологічного процесу будівництва. Для виконання цих робіт застосовуються здебільшого крани та вантажопідйомні механізми. Самохідні стрілові крани займають найбільшу частку серед кранів у будівництві, основною їх перевагою є висока мобільність.

Серед елементів конструкції крана важливе місце займає стріла, від характеристик і технічного стану якої залежить техніка безпеки при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт та попередження травматизму обслуговуючого персоналу. Нині в самохідних стрілових кранах найбільш широко застосовуються стріли з прямолінійною віссю та регульованою величиною вильоту.

При виконанні міцнісних розрахунків стріли необхідно враховувати всі види навантажень, що діють на неї, серед яких ва-

жливе місце займають інерційні навантаження. Інерційні навантаження в стрілі виникають при її несталому русі, тобто в періоди розгону та гальмування в механізмах підйому вантажу, зміни вильоту стріли та її повороту. В роботі розглянуто визначення цих навантажень з урахуванням множинних факторів, що дозволяє більш точно визначити їх величини.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Розробити методику визначення інерційних навантажень на стрілу самохідного стрілового крана при несталому русі механізмів підйому вантажу, зміни вильоту стріли та її повороту з урахуванням множинних факторів з метою отримання більш точних значень цих величин.

АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

В роботах [2-6] наведені загальні залежності для визначення інерційних навантажень на елементи конструкції крана, його приводи а також на стрілу. Однак у цих залежностях не враховуються кут нахилу крана в зоні будівництва, відхилення вантажу під дією відцентрових сил під час повороту стріли, положення рівнодіючої сил інерції на осі стріли, що не співпадає з центром маси стріли. Врахування цих факторів дозволить точніше визначити інерційні навантаження на стрілу, проводити міцнісні розрахунки елементів стріли та складових механізмів її приводу [7-12].

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

При розрахунках конструкції стріли самохідного крана на міцність, потужності електродвигунів механізмів зміни вильоту стріли та повороту, гальм цих механізмів необхідно враховувати інерційні навантаження поворотної стріли з вантажем [13].

Сумарний момент інерції поворотної стріли крана з вантажем дорівнює

$$\sum M_i = M_i^e + M_i^{bc} + M_i^u + M_i^{nob}, \quad (1)$$

де M_i^b – момент сил інерції, створений вертикальними інерційними силами при гальмуванні механізму підймання вантажу, що рухається зі швидкістю V_b за час гальмування t , Н·м; M_i^{bc} – момент сил інерції, що виникає від маси вантажу і стріли в період несталого руху механізму зміни вильоту при пуску і гальмуванні, Н·м; M_i^u – момент сил інерції, створюваний відцентровою силою вантажу, що виникає при обертанні поворотної частини крана з частотою $n_{кр}$, тобто при роботі в період несталого руху механізму повороту, Н·м; M_i^{nob} – момент сил інерції від маси вантажу і стріли в період несталого руху механізму обертання крана, Н·м;

Момент сил інерції створюваний вертикальними інерційними силами при гальмуванні механізму підймання вантажу визначається (Рис. 1)

$$M_i^e = G_g \frac{V_g}{t} [(a-b) \cos \alpha + h \sin \alpha]. \quad (2)$$

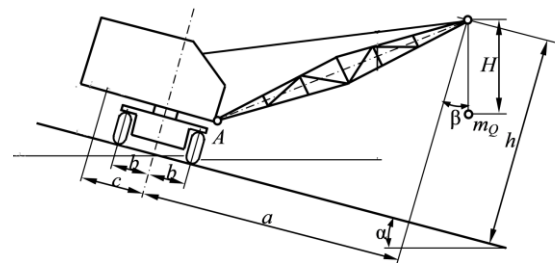


Рис. 1. Схема до визначення моменту інерції поворотної стріли з вантажем самохідного крана

Fig. 1. The scheme to determine the moment of inertia of the rotary boom with the load of the self-propelled crane

При малих кутах нахилу шляху допускається

$$M_i^e = G_g \frac{V_g}{t} (a-b) \quad (3)$$

Інерційне навантаження від маси вантажу і стріли в період несталого руху механі-

зму зміни вильоту стріли залежить не тільки від маси стріли і вантажу, але й від положення вантажу відносно головних блоків стріли, й від системи підвіски вантажу. При скороченні довжини підвіски вантажу прискорення переміщення вантажу по своїй величині наближається до прискорення головки стріли. Тому, розглядаючи найбільшу дію цього навантаження, умовно прийнято вважати, що маса вантажу зосереджена в головці стріли. Тоді інерційне навантаження від маси вантажу при підйомі стріли буде:

$$P_i^s = ma = Q \frac{V_c}{t_p}, \quad (4)$$

де a – дотичне прискорення кінця стріли, м/с²; V_c – колова швидкість головки стріли, м/с; t_p – час несталого режиму роботи механізму зміни вильоту стріли (пуску та гальмування), с; Q – маса вантажу, кг.

Величини V_c і t_p змінюються залежно від вильоту гака. При розрахунку приймається середнє значення цих величин.

Вплив маси стріли, розподіленої по довжині стріли доцільно замінити масою приведеної до оголовка стріли

$$P_i^c = m_{np}^c a = m_{np}^c \frac{V_c}{t_p}, \quad (5)$$

де m_{np}^c – маса стріли приведена до її оголовка, кг.

Відтак, сумарне інерційне навантаження від маси вантажу і стріли в період несталого руху механізму зміни вильоту стріли буде

$$P_i^c = \frac{(Q + m_{np}^c) V_c}{t_p}. \quad (6)$$

Остаточний момент сил інерції, що виникає від маси вантажу та стріли в період несталого руху при роботі механізму зміни вильоту напишемо

$$M_i^{sc} = \frac{(Q + m_{np}^c) V_c}{(\tan \alpha_p)^n \cdot k_{\delta_{ок}}} [(a-b) \cos \alpha + h \cdot \sin \alpha] = \frac{(Q + m_{np}^c) V_c}{t} [(a-b) + h]. \quad (7)$$

Розглянемо інерційні навантаження стріли самохідного крана з прямолінійною подовжньою віссю, які є найбільш поширеними.

Допускаємо, що маса стріли розподілена рівномірно по всій її довжині. Тоді, маса елементарної ділянки стріли буде

$$dm = \frac{m_c}{l} dx, \quad (8)$$

де m_c – маса стріли, кг; l – довжина стріли, м; dx – довжина елементарної ділянки стріли, м (Рис. 2).

Момент інерції маси елементу стріли відносно опори стріли

$$dJ = dm \rho^2 = \frac{m_c}{l} x^2 dx, \quad (9)$$

де ρ – радіус відцентрової сили маси стріли, м; x – відстань від опори стріли до її елементарної ділянки, м.

Момент сил інерції маси всієї стріли при її підйомі з середнім прискоренням

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{V_c}{t_p l}, \quad (10)$$

відносно шарніра опори стріли:

$$dM = dJ \varepsilon = \frac{m_c}{l} x^2 dx \frac{V_c}{t_p l} = \frac{m_c V_c}{l^2 t_p} x^2 dx, \quad (11)$$

Момент сил інерції стріли, Н·м

$$M = \int_0^l \frac{m_c V_c}{l^2 t_p} x^2 dx = \frac{m_c V_c l^3}{l^2 t_p 3} = \frac{m_c V_c l}{3 t_p}, \quad (12)$$

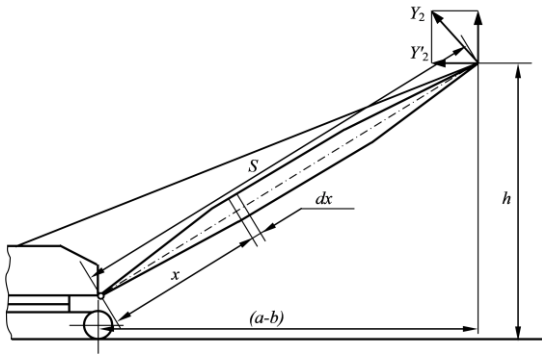


Рис. 2. Схема до визначення сумарного інерційного навантаження від маси стріли

Fig. 2. The scheme to determine the total inertial load from the mass of the boom

Приведена маса стріли, зосереджена на її кінці, створює такий же момент сил інерції, як і момент від дійсної рівномірно розподіленої маси стріли, тобто

$$M_{np} = J_{np} \varepsilon = m_c^{np} \rho^2 \frac{V_c}{t_p l} = \frac{m_c^{np} l^2 V_c}{t_p l} = \frac{m_c^{np} V_c l}{t_p}, \quad (13)$$

де m_c^{np} – маса стріли приведена до її оголовка, кг; J_{np} – момент інерції приведеної маси, зосередженої на кінці стріли, Н·м.

Прирівнюючи праві частини рівнянь (12) і (13), визначаємо величину приведеної маси стріли до її оголовка:

$$\frac{m_c^{np} V_c l}{t_p} = \frac{m_c V_c l}{3t_p}, \quad (14)$$

звідки:

$$m_c^{np} = \frac{m_c}{3}. \quad (15)$$

Якщо прямолінійна частина має істотне відхилення від рівномірного розподілу маси стріли по довжині, то як наближене рішення, можна всю довжину стріли розбити на зони, всередині яких погонна вага стріли змінюється неістотно. Потім визначається сумарний момент інерційного навантаження відносно шарніра опори стріли, який

одержимо в результаті підсумовування інтегралів моментів для всіх зон стріли.

Момент сил інерції, що створюється відцентровою силою вантажу, який виникає при обертанні поворотної частини крана з частотою $n_{кр}$, тобто при роботі в період несталого руху механізму повороту, визначається (Рис. 3):

$$M_i^y = P_y h, \quad (16)$$

де P_y – відцентрова сила; h – відстань від рівня стоянки крана до оголовка стріли.

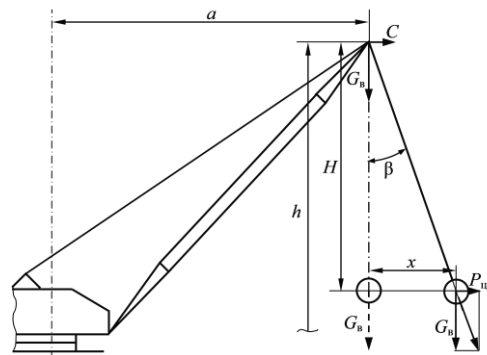


Рис. 3. Схема до визначення моменту сил інерції, створюваного відцентровою силою вантажу, який виникає при роботі в період несталого руху механізму повороту

Fig. 3. Scheme for determining the moment of inertia forces created by the centrifugal force of the load, which occurs during operation during the period of unstable movement of the turning mechanism

Відцентрова сила дорівнює, кг

$$P_y = m \omega^2 \rho = m \frac{\pi^2 n^2}{900} (a + x), \quad (17)$$

де m – маса вантажу, кг; n – частота обертання крана, хв^{-1} ; a – горизонтальна відстань від осі обертання крана до кінця стріли, м; x – відстань відхилення вантажу під дією відцентрової сили, м.

Величина відхилення вантажу під дією відцентрової сили, м

$$x = H \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad \frac{x}{H} = \frac{P_6}{G_6}, \quad (18)$$

де H – вертикальна відстань від центру маси вантажу до оголовка стріли, м.

Звідки

$$x = \frac{P_4 H}{G_6}. \quad (19)$$

Радіус цієї відцентрової сили дорівнює, м

$$c = a + x = a + \frac{P_4 H}{G_6}. \quad (20)$$

Підставляючи та перетворюючи отримаємо

$$P_4 = m \frac{\pi^2 n^2}{900} \left(a + \frac{P_4 H}{G_6} \right);$$

$$P_4 = \frac{G_6 \pi^2 n^2 a}{g \cdot 900} + \frac{G_6 \pi^2 n^2 P_4 H}{g \cdot 900 G_6};$$

$$P_4 - \frac{P_4 n^2 H}{900} = \frac{G_6 n^2 a}{900}.$$

Звідки

$$P_4 = \frac{G_6 n^2 a}{900 - n^2 H}. \quad (21)$$

Момент сил інерції вантажу від відцентрової сили, що виникає при повороті крана остаточно визначається, Н·м

$$M_i^4 = \frac{G_6 n^2 a h}{900 - n^2 H}. \quad (22)$$

Момент сил інерції від маси вантажу та стріли в період несталого руху механізму обертання крана направлений по дотичній до траєкторії руху мас (Рис. 4). Точний розрахунок цього навантаження проводиться з урахуванням розподілу маси стріли по її довжині і з урахуванням підвіски вантажу.

Розрахунок еквівалентної маси стріли по її довжині з допущенням рівномірного роз-

поділу маси стріли по її довжині здійснюється, прийнявши вісь стріли прямолінійною. Оскільки маса стріли розподілена по похилій прямій, а точка додаткової рівно

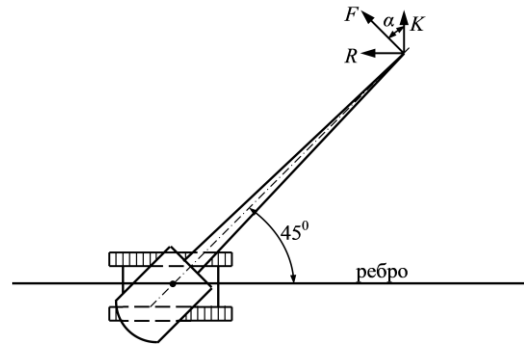


Рис. 4. Схема до визначення сили моменту сил інерції від маси вантажу і стріли в період несталого руху механізму обертання крана

Fig. 4. Scheme for determining the force of the moment of inertia from the mass of the load and the boom during the period of unstable movement of the crane rotation mechanism

діючої сил інерції не співпадає з центром ваги стріли, необхідно визначити положення рівнодіючої на осі стріли. Для цього визначаємо величину сили інерції маси стріли.

Елементарна маса стріли дорівнює (Рис. 5)

$$dm = \frac{m_c}{l} dx. \quad (23)$$

де m_c – маса стріли, кг; l – довжина стріли, м.

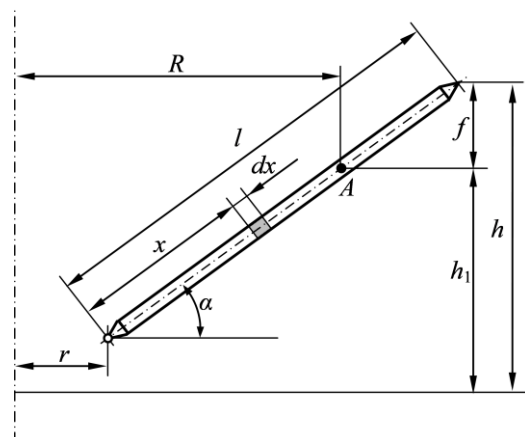


Рис. 5. Елементарна маса стріли

Fig. 5. Elementary mass of the boom

Елементарна сила інерції стріли

$$\begin{aligned} dP &= dm \cdot a = dm \frac{V_c}{t} = dm \frac{\bar{\omega}}{t} l = \\ &= \frac{m_c}{l} \cdot \frac{\pi n}{30t} (r + x \cos \alpha) dx. \\ dP &= \frac{m_c}{l} \cdot \frac{\pi n}{30t} (r + x \cos \alpha) dx, \quad (24) \end{aligned}$$

де t – час несталоного руху механізму обертання, с; α – кут нахилу стріли, град; r – відстань від осі обертання крана до п'яти стріли, м.

Сила інерції від маси стріли дорівнює, Н

$$\begin{aligned} P &= \int_0^l \frac{m_c \pi n}{30tl} (r + x \cos \alpha) dx = \frac{m_c \pi n}{30tl} \left(lr + \frac{l^2 \cos \alpha}{2} \right); \\ P &= \frac{m_c \pi n}{30t} \left(r + \frac{l \cos \alpha}{2} \right). \quad (25) \end{aligned}$$

Момент сили інерції елемента стріли відносно осі обертання крана

$$dM = dP(r + x \cos \alpha). \quad (26)$$

Сумарний момент сили інерції стріли відносно осі обертання крана, Н·м

$$\begin{aligned} M &= \int_0^l \frac{m_c \pi n}{30tl} (r + x \cos \alpha) dx = \\ &= \frac{m_c \pi n}{30tl} \int_0^l (r + 2xr \cos \alpha + x^2 \cos^2 \alpha) dx; \\ M &= \frac{m_c \pi n}{30tl} (r^2 x + 2r \cos \alpha \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{3} \cos^2 \alpha); \\ M &= \frac{m_c \pi n}{30tl} (r^2 l + r l^2 \cos \alpha + \frac{l^3}{3} \cos^2 \alpha); \\ M &= \frac{m_c \pi n}{30t} (r^2 + r l \cos \alpha + \frac{l^2}{3} \cos^2 \alpha). \quad (27) \end{aligned}$$

Знаходимо радіус R рівнодіючої сил інерції на осі стріли від осі обертання крана, м

$$\begin{aligned} R = \frac{M}{P_i} &= \frac{m_c \pi n \left(r^2 + r l \cos \alpha + \frac{l^2}{3} \cos^2 \alpha \right) / 30t}{m_c \pi n \left(r + \frac{l \cos \alpha}{2} \right) / 30t} = \\ &= \frac{r^2 + r l \cos \alpha + \frac{l^2}{3} \cos^2 \alpha}{r + \frac{l}{2} \cos \alpha}. \quad (28) \end{aligned}$$

Рівнодіюча сила інерції розташована нижче рівня оголовка стріли на величину f

$$\begin{aligned} f &= l \sin \alpha - (R - r) \operatorname{tg} \alpha = l \sin \alpha - (R - r) \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}; \\ f &= l \sin \alpha \left[1 - (R - r) \frac{1}{l \cos \alpha} \right] = \\ &= l \sin \alpha \left[1 - \left(\frac{r^2 + r l \cos \alpha + \frac{l^2}{3} \cos^2 \alpha}{\left(r + \frac{l}{2} \cos \alpha \right) l \cos \alpha} - \frac{r}{l \cos \alpha} \right) \right]; \\ f &= l \sin \alpha \left\{ 1 - \frac{\left(r^2 + r l \cos \alpha + \frac{l^2}{3} \cos^2 \alpha - r^2 - \frac{lr}{2} \cos \alpha \right)}{\left(r + \frac{l}{2} \cos \alpha \right) l \cos \alpha} \right\}. \end{aligned}$$

Остаточно отримаємо

$$f = l \cdot \sin \alpha \left[1 - \frac{\frac{r}{2} + \frac{l}{3} \cos \alpha}{r + \frac{l}{2} \cos \alpha} \right]. \quad (29)$$

Плече рівнодіючої сили відносно ребра перекидання A буде, м

$$h_1 = h - f = h - l \cdot \sin \alpha \left[1 - \frac{\frac{r}{2} + \frac{l}{3} \cos \alpha}{r + \frac{l}{2} \cos \alpha} \right]. \quad (30)$$

Еквівалентне навантаження, приведенне до кінця стріли, Н

$$P_e = m \frac{h-f}{h} = \frac{m_c \pi n}{30th} \left(r + \frac{l \cos \alpha}{2} \right) \cdot \left[h - l \cdot \sin \alpha \left(1 - \frac{\frac{r}{2} + \frac{l}{3} \cos \alpha}{r + \frac{l}{2} \cos \alpha} \right) \right];$$

$$P_e = \frac{m_c \pi n}{30th} (r + l \cos \alpha) \cdot \left[h - l \cdot \sin \alpha \left(\frac{r + \frac{l}{2} \cos \alpha - \frac{r}{2} - \frac{l}{3} \cos \alpha}{r + \frac{l}{2} \cos \alpha} \right) \right];$$

$$P_e = \frac{m_c \pi n}{30th} \left(r + \frac{l \cos \alpha}{2} \right) \cdot \left[\frac{rh + \frac{l}{2} h \cos \alpha - rl \sin \alpha - l \frac{r}{2} \sin \alpha \cos \alpha + \frac{r}{2l \sin \alpha} + \frac{l^2}{3} \cos \alpha \sin \alpha}{r + \frac{l}{2} \cos \alpha} \right];$$

$$P_e = \frac{m_c \pi n}{30th} \left(\frac{rh + \frac{l}{2} h \cos \alpha - \frac{r}{2} l \sin \alpha - \frac{3l^2 \sin \alpha \cos \alpha + 2l^2 \sin \alpha \cos \alpha}{6}} \right);$$

$$P_e = \frac{m_c \pi n}{30th} \left(h \left(r + \frac{l}{2} \cos \alpha \right) - \frac{r}{2} l \sin \alpha - \frac{l^2 \sin \alpha \cos \alpha}{6} \right);$$

$$P_e = \frac{m_c \pi n}{30th} \left(\frac{h \left(r + \frac{l}{2} \cos \alpha \right) - l \sin \alpha \left(\frac{r}{2} + \frac{l}{6} \cos \alpha \right)} \right). \quad (31)$$

Момент інерції від маси вантажу і стріли в період несталого руху роботи механізму повороту крана, Н·м

$$M_i^{nos} = \frac{m_c \pi n}{30th} \left(\frac{h \left(r + \frac{l}{2} \cos \alpha \right) - l \sin \alpha \left(\frac{r}{2} + \frac{l}{6} \cos \alpha \right)} \right) +$$

$$+ Q_g \frac{\pi n}{30t} (r + l \cos \alpha) h.$$

Необхідно мати на увазі, що еквівалентна сила підсумовується з силою інерції від маси вантажу, прийнявши масу вантажу зосередженою на кінці стріли.

ВИСНОВКИ

Отже, застосування наведеної методики дозволить більш точно з урахуванням множинних факторів визначати величини інерційних навантажень самохідного стрілового крана при несталому русі механізмів підйому вантажу, зміни вильоту стріли та її повороту з метою проведення міцнісних розрахунків елементів стріли, підбору складових її механізмів.

В перспективі необхідна розробка програм для виконання цих розрахунків із використанням обчислювальних машин [14].

ЛІТЕРАТУРА

1. **Лівінський О. М.** Підйомно-транспортні та вантажно-розвантажувальні машини: підручник / О. М. Лівінський, О. І. Курок, Л. Є. Пелевін, В. О. Маліч, В. М. Коваленко, В. Я. Бабиченко, І. В. Русан, В. О. Волянчук, Д. О. Міщук, Г. М. Мачишин. – К.: “МП Леся”, 2016. – 676 с.
2. **Баладінський В. Л.** Пристрої та механізми вантажопідйомних машин: навч. посібник / В. Л. Баладінський, І. В. Русан, О. М. Гаркавенко, О. Ю. Вольтерс. – К.: КНУБА, 2005. – 132 с.
3. **Гончарук О. М.** Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка: навч. посібник / О. М. Гончарук, В. М. Стрілець. – Рівне: НУВГП, 2006. – 345 с.
4. **Ловейкін В. С.** Оптимізація режиму зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук – К.: Компринт, 2013. – 206 с. <https://doi.org/10.26884/damu.m13orzvimg>.
5. **Александров М. П.** Грузоподъемные машины: учебник / М. П. Александров. – М.: Высшая школа, 2000. – 552 с.
6. **Вайнсон А. А.** Подъемно-транспортные машины: учебник / А. А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
7. **Додонов Б. П.** Грузоподъемные и транспортные устройства: учебник / Б. П. Додонов, В. А. Лифанов. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.

8. **Іванченко Ф. К.** Підйомно-транспортні машини: підручник / Ф. К. Іванченко. – К.: Вища школа, 1993. – 413 с.
9. **Колесник Н. П.** Расчеты строительных кранов: учебник / Н. П. Колесник. – К.: Вища школа, 1985. – 240 с.
10. **Бондарев В. С.** Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин: підручник / В. С. Бондарев, О. І. Дубінець, М. П. Колісник. – К.: Вища шк., 2009. – 373 с.
11. **Назаренко І. І.** Вантажопідйимальна техніка (конструкції, ефективне використання, сервіс): навч. посібник / І. І. Назаренко, Ф. О. Німко. – К.: “Слово“, 2010. – 400 с.
12. **Красношапка В. А.** Исследование динамических моделей приводов: навч. посібник / В. А. Красношапка. – К.: Наукова думка, 1983. – 183 с.
13. **Волянюк В. О.** Шляхи удосконалення краноманіпуляторних установок / В. О. Волянюк // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2013, – Вип. 81. – С. 24-30.
14. **Міщук Д.** Визначення геометричних параметрів маніпулятора за характеристиками робочого середовища / Д. Міщук, В. Волянюк, Є. Горбатюк // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2019. – Вип. 94. – С. 25-34. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0201>
5. **Aleksandrov M. P.** (2000). Lifting machines: a textbook. Moscow, High school, 552. (*in Russian*).
6. **Weinson A. A.** (1989). Lifting and transport machines: a textbook. Mowsow, Mashinostroenie, 536. (*in Russian*).
7. **Dodonov B. P., Lifanov V. A.** (1990). Lifting and transport devices: a textbook. Moscow, Mashinostroenie, 248. (*in Russian*).
8. **Ivanchenko F. K.** (1993). Lifting and transport machines: a textbook. Kyiv, High school, 413. (*in Ukrainian*).
9. **Kolesnik N. P.** (1985). Calculations of construction cranes: a textbook. Kyiv, High school, 240. – (*in Russian*).
10. **Bondarev V. S., Dubinets O.I., Kolisnyk N.P.** (2009). Lifting and transport machines: Calculations of lifting and transporting machines: textbook. Kyiv, High school, 373. (*in Ukrainian*).
11. **Nazarenko I. I., German F. O.** (2010). Lifting equipment (construction, efficient use, service): textbook. manual. Kyiv, Slovo Publ., 400. (*in Ukrainian*).
12. **Krasnochapka V. A.** (1983). Research of dynamic models of drives: textbook manual tutorial, Kyiv, Scientific thought, 183. – (*in Ukrainian*).
13. **Volianiuk V. O.** (2013). Ways to improve crane manipulators. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and reclamation machines], Nr.81, 24-30. (*in Ukrainian*).
14. **Mischuk D.** Volianiuk V., Gorbatyuk Eu. (2019). Determination of geometric parameters of the manipulator according to the characteristics of the working environment. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and reclamation machines], Nr.94, 25-34. (*in Ukrainian*). <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0201>

REFERENCES

1. **Livinsky O. M., Kurok O. I., Pelevin L. Ye., Malich V. O., Kovalenko V. M., Babichenko V. Ya., Rusan I. V., Volianiuk V. O., Mishchuk D. O., Machishin G. M.** (2016). Lifting and transport and loading and unloading machines: a textbook. Kyiv, Lesia Publ., 676. (*in Ukrainian*).
 2. **Baladinsky V. L., Rusan I. V., Garkavenco O. M., Walters O. Yu.** (2005) Devices and mechanisms of hoisting machines: textbook. Manual. Kyiv, KNUCA, 132. (*in Ukrainian*).
 3. **Goncharuk O. M., Sagittarius B. M.** (2006). Lifting, transporting and transport equipment: textbook. manual, Rivne, NUVGP, 345. (*in Ukrainian*).
 4. **Mischuk D. O., Lovejkin V. S.** (2013). Optimizacija rezhimu zmini vilotu manipujatora z gidroprivodom. Monografija [Optimization of the mode of change of departure of the manipulator with a hydraulic drive. Monograph]. CP Komprint Publ., 206. <https://doi.org/10.26884/damu.m13opzvmg>. (*in Ukrainian*).
- Determination of inertial loads of the rotary boom of a self-propelled crane**
- Vladimir Volianiuk, Dmitry Mishchuk,
Eugene Gorbatyuk*
- Kyiv National University of
Construction and Architecture*
- Abstract.** Self-propelled jib cranes are most widely used in construction for loading and unloading operations, the main advantage of which, among other types of cranes, is high mobility. The

share of self-propelled jib cranes in construction is more than 60%.

An important element of the construction of self-propelled jib cranes is the boom, the strength of the structure of which largely depends on the safety of the crane and the prevention of accidents that lead to injuries and death of maintenance personnel. When calculating the crane boom for strength, power of electric motors for changing the departure of the boom and turn, the brakes of these mechanisms must take into account all types of loads acting on the rotary boom with load, including inertial, which account for a significant share among other loads.

The paper considers the calculation of the following moments of inertia forces: created by vertical inertial forces during braking of the load lifting mechanism; arising from the mass of the load and the boom during the period of unstable movement of the mechanism of change of the boom departure during start-up and braking; the load created by

centrifugal force which arises at rotation of a rotary part of the crane; arising from the mass of the load and the boom during the period of unstable movement of the crane rotation mechanism. When calculating these moments of inertia, the following initial data are taken into account: geometric dimensions of the crane, weight and length of the boom, weight and height of the load, angle of the self-propelled crane in the construction area, radius of the crane boom, boom and load speeds, start and braking times mechanisms for lifting the load, changing the departure of the boom and turning the crane.

The obtained dependences for determining the inertial loads of the rotary boom of a self-propelled crane will allow more accurately taking into account multiple factors to calculate the values of these loads in order to perform strength calculations of the boom, selection of components for lifting, changing the boom and turning the crane.

Keywords: crane, boom, load, moment, inertia.