

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України
Факультет конструювання та дизайну
Науково-дослідний інститут техніки і технологій
Відділення в Любліні Польської академії наук**

**Інженерно-технічний факультет
Словацького університету наук про життя**

Естонський університет наук про життя

**Агроінженерний факультет
Природничого університету в Любліні**

**Інженерно-технічний факультет
Празького університету наук про життя**



**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
XX МІЖНАРОДНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ НАУКОВО-ПЕДАГОГІЧНИХ
ПРАЦІВНИКІВ, НАУКОВИХ СПІВРОБІТНИКІВ ТА АСПІРАНТІВ
«ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕХНІЧНИХ ТА
БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ:
КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙН»**

(19-20 березня 2020 року)

Київ-2020

УДК 621.86

**АНАЛІЗ РОБІТ З ДИНАМІКИ ПОВОРОТУ ТА ЗМІНИ ВІЛЬОТУ
БАШТОВИХ КРАНІВ**

*В.С. Ловейкін, д.т.н., проф.,
Ю.О. Ромасевич, д.т.н., доц.,
Д.І. Муштин, аспірант*

Національний університет біоресурсів і природокористування України

У роботі Вайнсона А.А. [1] розрахунок динамічних навантажень при роботі механізму повороту крана ведеться на основі динамічної моделі із

зосередженими масами. Інтегрування відповідної математичної моделі при умові початку руху зі стану спокою та при постійному рушійному зусиллю дозволив отримати вираз для визначення пружного крутного моменту у механізмі повороту крана:

$$M = M_{cm} + \frac{J_k}{J_k + J_p} M_{надл} (1 - \cos pt) + \frac{J_k}{J_k + J_p} mR^2 \omega \left(1 + \frac{\frac{\beta^2}{p^2} \cos pt - \cos \beta t}{1 - \frac{\beta^2}{p^2}} \right), \quad (1)$$

де M_{cm} та $M_{надл}$ – моменти відповідно статичного опору та надлишковий (рушійний); J_p та J_k – моменти інерції обертових частин механізму повороту крана: до пружного елемента (зведення) та після нього відповідно; R – виліт вантажу; ω – кутова швидкість повороту крана; m – маса вантажу; β та p – власні частоти коливань системи, які спричинені низькочастотними маятниковими коливаннями вантажу та високочастотними коливаннями пружного елемента приводу механізму повороту крана. Вони визначаються так:

$$\begin{cases} \beta = \sqrt{\frac{g}{l}}; \\ p = \sqrt{\frac{(J_k + J_p)c_n}{J_k J_p}}, \end{cases} \quad (2)$$

де g – прискорення вільного падіння; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; c_n – зведена пружність елемента приводу, до якого виконується зведення.

У формулі (1) перший доданок визначає вплив статичних опорів у механізмі, другий – надлишкового (рушійного) момента, а третій – момент від коливань вантажу [1].

Для механізму зміни вильоту вантажу можна навести аналогічні вирази. Аналізуючи отримані залежності (1) і (2) можна прийти до висновку, що максимальне значення динамічного моменту, який діє у пружному елементі механізму повороту не залежить від інерційних і пружних властивостей механізму. Дійсно, поклавши $\cos pt = -1$ та $\cos \beta t = -1$, отримаємо вираз для опису максимальної величини моменту:

$$M_{\max} = M_{cm} + 2 \frac{J_k}{J_k + J_p} M_{надл} + 2 \frac{J_k}{J_k + J_p} mR^2 \omega. \quad (3)$$

Аналогічний висновок справедливий і для механізму зміни вильоту вантажу. Таким чином, для того, щоб зменшити шкідливу дію динамічних навантажень необхідно: 1) збільшувати інерційні властивості приводу; 2) зменшувати надлишковий момент (зусилля) приводних механізмів. Перший спосіб конструктивно полягає у введенні у кінематичні ланцюги маховиків. Це призводить до збільшення тривалості пуску механізмів, що негативно впливає на його енергетичні показники. Тому раціональним шляхом

забезпечення прийняттого рівня динамічних навантажень при незначних енерговитратах у приводі є керування його надлишковим моментом.

У роботі [2] Гайдамаки В.Ф. вираз визначення максимальних динамічних навантажень проводиться аналогічно: спочатку виконується побудова динамічної моделі механізмів, записуються рівняння руху зведених мас систем, а потім проводиться інтегрування рівнянь при нульових початкових умовах та умові постійності рушійного фактора (моменту чи зусилля). Різниця у розрахунках з попередньою роботою полягає у врахуванні моменту, який створений силами тертя, нахилу та вітру. Крім того, Гайдамака В.Ф. у розрахунках не врахував дію відцентрового зусилля.

У роботі Шеффлера М., Дресига Х., Курта Ф. [3] акцент зроблено на встановленні величин кутів відхилення вантажу від вертикалі у радіальному і тангенціальному напрямках. Автори навели результати власних досліджень та порівняли їх із вже відомими. Такий підхід зумовлений тим, що у багатьох розрахункових методиках елементів баштових кранів необхідно знати величини кутів відхилення вантажу від вертикалі.

Загалом підхід щодо визначення динамічних навантажень при якому рушійне зусилля приймається постійним, є доволі спрощеним. В ньому не відображаються особливості механічної характеристики приводних механізмів, які у багатьох випадках є значимим фактором при дослідженні динаміки механізмів повороту крана та зміни вильоту вантажу.

Комаров у своїх дослідженнях [4] на основі розробленої математичної моделі сумісних рухів зведених мас механізмів крана при його повороті та зміни вильоту вантажу (руху візка вздовж стріли) знайшов вираз, який описує максимальне динамічне зусилля, яке буде діяти на візок перпендикулярно до стріли крана. Останнє включає три складові: силу Кориоліса F_1 , силу інерції F_2 і силу, яка створена натягом канату F_3 . описується наступною залежністю:

$$(F_1 + F_2 + F_3)_{\max} = \omega v(m_0 + m_2) + \frac{m_2 \omega L}{t_1} \sqrt{1 + \frac{v^2 l}{L^2 g}} + \frac{\omega L}{t_1} (m_0 + m_1 + m_2), \quad (4)$$

де L – найбільший виліт вантажу; v – швидкість переміщення візка; m_0 , m_1 , m_2 – зведені маси відповідно візка, крана (зведення виконується до місця розташування візка, тому $m_1 = \frac{I}{L^2}$, де I – момент інерції крана) та вантажу.

Вираз (4) отримано за умови найбільш небезпечного поєднання величин сил F_1 , F_2 та F_3 .

Крім того, Комаров отримав вираз, який подібний до (1) та дозволяє встановити максимальну величину крутного моменту, що діє у пружному елементі механізму повороту крана при його розгоні:

$$M_{\max.n} = M_{cm} + 2M_{надл} \frac{J_k + mR^2}{J_k + J_p + mR^2}. \quad (5)$$

та при гальмуванні:

$$M_{\max.z} \approx \frac{M_{cm}(J_k - J_p)}{J_k + J_p} + 2M_{\text{надл}} \frac{J_k + mR^2}{J_k + J_p + mR^2}. \quad (6)$$

Користуючись виразами (5) і (6) автор дав оцінку величинам максимальних моментів у пружному елементі для обох режимів: $M_{\max.n} \approx (2,7 \dots 4,6)M_{cm}$ та $M_{\max.z} \approx (2,8 \dots 3,7)M_{cm}$.

Список використаної літератури:

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. – М. Машиностроение, 1989. – 536 с.
2. Гайдамака В.Ф. Грузонодные машины / В.Ф. Гайдамака. – К.: Вища школа, 1989. – 328 с.
3. Грузонодные краны. Кн. 2 / Шеффлер М., Дресиг Х., Курт Ф.; [пер. с немецкого М.М. Рунов, В.Н. Федосеев]; под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.
4. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров. – М.-К.: Машгиз, 1953. – 187 с.