

## ВЕРТИКАЛЬНІ КОЛИВАННЯ ВАНТАЖУ НА ШКЕНТЕЛІ СУДНОВОГО СТІЛОВОГО КРАНУ

*Овчарук О.М., Скрипка Г.Л.,  
Херсонський державний морський інститут*

**Вступ.** Однією з проблем створення суднових кранів є дотримання підвищених вимог щодо легкості конструкцій і їх безпечного використання. Вимога надійності й безпеки часто спонукає збільшувати запаси міцності вузлів і деталей машин, а це веде до збільшення їх маси. Маємо суперечність двох тенденцій, котрі можна узгодити лише обґрунтованим зменшенням коефіцієнтів запасу міцності конструкцій. А це, в свою чергу, потребує нарощування знань з динаміки вказаних машин.

Деякі дослідження в цьому напрямку проводились школою проф. Іванченка Ф.К. [1], але вони були обмежені переважно підвісами мостових кранів і дещо застаріли.

Процеси коливання вантажу на підвісах (шкентелях) стрілових кранів суттєво складніші, і тут основну роль, як побачимо далі, відіграють пружні сили в топенантах. Дослідити ці процеси надто важливо, бо при цьому вдається визначити динамічні навантаження в елементах конструкції.

**Мета роботи.** Метою роботи є побудова моделі динамічних процесів підйому вантажу на шкентелі стрілового крану (при пусках і загальмовуванні), визначення амплітуди і частоти коливань, а також – коефіцієнта динамічності. З'ясуємо, яким чином можна ці коливання обмежити. Розробимо алгоритм подібних розрахунків надалі.

Результати роботи можуть бути використані при створенні та експлуатації підйомно-транспортних машин іншого призначення, наприклад, у будівництві.

**Результати дослідження.** Методику дослідження проілюструємо на прикладі типового електрогідравлічного крану КЭГ 8018 (закордонний аналог – кран «Хегглундс»). Кінематична схема крану показана на рис. 1. На ній позначено:

- $L_C$  – довжина стріли (у нашому випадку  $L_C=20$  м);
- $L_1$  – довжина шкентеля;
- $L_2$  – довжина тросу-відтяжки від шкентеля;
- $L_3$  і  $L_4$  – продовження тросу-відтяжки ( $L_4$  – на приводному барабані);
- $L_5$  – довжина топенанту;
- $L_6$  – довжина тросу-відтяжки від топенанту;
- $L_7$  – продовження тросу-відтяжки на приводному барабані;
- $\beta$  – кут нахилу стріли до горизонталі.

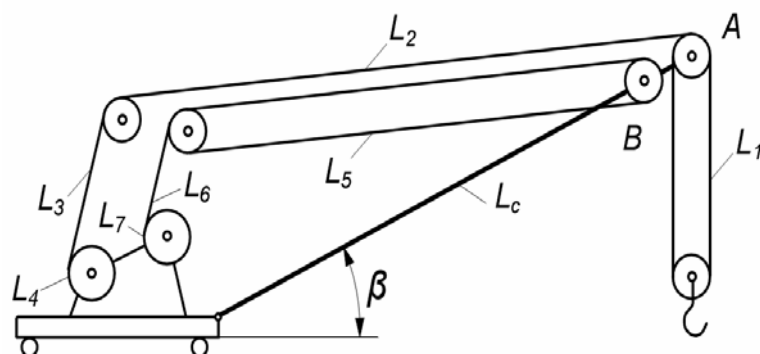


Рисунок 1. Кінематична схема крану

Розрахунки проведемо при  $\beta \approx 25^\circ$ , що відповідає екстремальному навантаженню топенанту, при якому напруження розтягнення тросів сягають максимально допустимих значень. Спрощена кінематична схема навантаження стріли показана на рис. 2. Осі блоків А і В практично співпадають. Кут  $\alpha$  приблизно  $20^\circ$ .

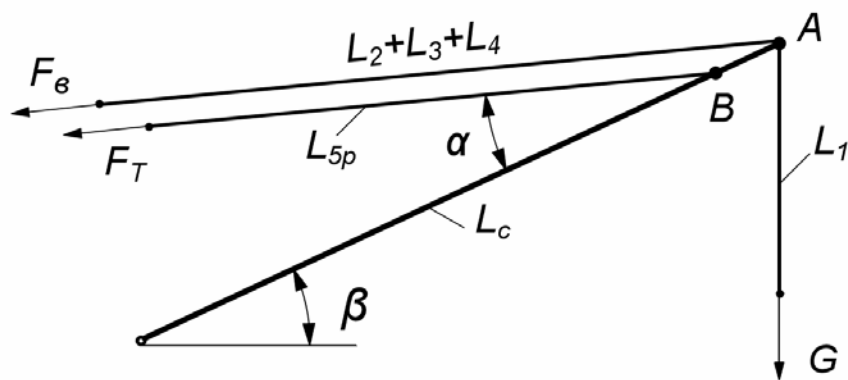


Рисунок 2. Спрощена схема навантаження стріли

На схемі:

$L_{5p}$  – розрахункова довжина топенанту;

$F_T$  – сила натягу топенанту;

$F_b$  – сила натягу тросу-відтяжки від шкентеля.

Схема силового навантаження стріли показана на рис. 3.

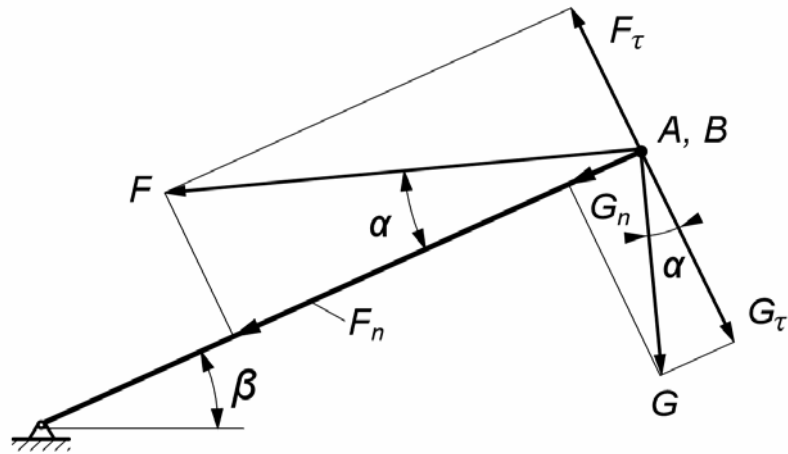


Рисунок 3. Схема силового навантаження стріли

Тут:

$G$  – вага вантажу (зі складовими  $G_\tau$  і  $G_n$ ). За умовою  $G=8 \cdot 10^4 \text{ Н}$ .

$F$  – сумарна сила натягу топенанту і тросу-відтяжки від шкентеля (зі складовими  $F_\tau$  і  $F_n$ );

$$F = F_\tau + F_n \quad (1)$$

Для врівноваженої стріли:

$$F_\tau = G_\tau = G \cdot \cos \alpha$$

Тоді

$$F_n = F_\tau / \operatorname{tg} \alpha = G \frac{\cos \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (2)$$

$$G_n = G \cdot \sin \alpha \quad (3)$$

Сила повздовжнього стиснення стріли:

$$F_c = F_n + G_n = G \left( \frac{\cos \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} + \sin \alpha \right) \quad (4)$$

Формули (1)...(4) не враховують сил тертя в блоках А і Б, але для орієнтовних розрахунків їх надійність важливіша за ілюзорну точність.

Познайомившись таким чином з умовою задачі, визначимо послідовність наступних дій для досягнення поставленої в статті мети. Конкретно треба визначити:

- частоту вертикальних коливань вантажу;
- амплітуду цих коливань;

- коефіцієнт динамічності (тобто, у скільки разів динамічні навантаження в конструкції перевищують статичні).

Завдання вирішується у три етапи:

I. Визначаються величини деформацій стріли і канатної системи під дією номінального статичного навантаження, а відтак, і коефіцієнт жорсткості цієї системи.

II. Складається диференційне рівняння руху вантажу по вертикалі під дією динамічних сил (пускового або гальмівного моментів).

III. Вирішується рівняння, знаходяться потрібні параметри, проводиться результативний аналіз.

1. Деформація видовження топенанту

За законом Гука: 
$$\Delta L_T = \frac{F \cdot L_{5p}}{E \cdot S} , \quad (5)$$

де  $L_{5p}$  – розрахункова довжина топенанту з урахуванням одинарного подовження тросу.

$$L_{5p} = L_5 + (L_6 + L_7)/n_2 \quad (6)$$

$n_2$  – кратність поліспасти топенанту, наприклад,  $n_2=3$ ;

$L_7$  – відрізок тросу на барабані, що видовжується.

Приблизно, з урахуванням конструкції крану:

$$L_{5p} = L_c + 0,25 L_c / n_2 \quad (7)$$

$E$  – модуль пружності тросу,  $E=1,2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$  [1];

$S$  – сумарна площа перетину дротів тросу.

$$\frac{F}{S} = [\sigma] \quad (8)$$

$[\sigma]$  – допустимі напруження при розриві,  $[\sigma]=300 \text{ МПа}$  [3].

Таким чином, орієнтовно 
$$\Delta L_T = [\sigma] \cdot L_{5p} / E \quad (9)$$

Чисельно 
$$L_{5p} = 20 + 0,25 \cdot 20/3 = 21,66 \text{ м}$$

$$\Delta L_T = 300 \cdot 10^6 \cdot 21,66 / 1,2 \cdot 10^{11} = 54,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

2. Деформація вкорочення стріли від стискання:

$$\Delta L_c = \frac{F_c \cdot L_c}{E_c \cdot S} \quad (10)$$

$$\frac{F_c}{S} = [\sigma_c] = 160 \text{ МПа} [2]$$

$$E_c = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$$

Чисельно  $\Delta L_c = [\sigma_c] \cdot L_c / E_c = 160 \cdot 10^6 \cdot 20 / 2 \cdot 10^{11} = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

3. Зниження нока стріли (точки А) від сукупної дії деформацій топенанту і стріли

Ця задача може бути наочно вирішена графічно за допомогою рис. 4, виконаного в масштабі з дотриманням кута  $\alpha$ . У нашому випадку

$$\Delta h = 0,186 \text{ м}$$

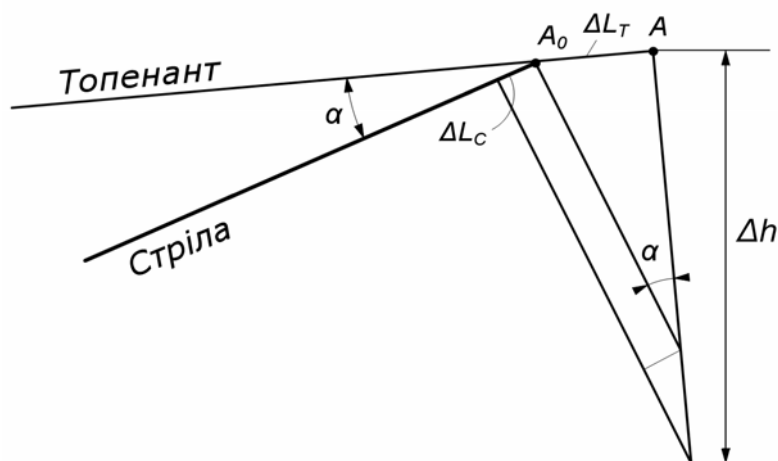


Рисунок 4. Зниження нока стріли

4. Деформація подовження шкентеля:

$$\Delta L_{ш} = \frac{G \cdot L_{1p}}{E \cdot S}, \quad (11)$$

де  $G/S = [\sigma] = 200 \text{ МПа}$  (на максимальному вильоті можливе недовантаження шкентеля).

$$E = 1,2 \cdot 10^{11} \text{ Па},$$

$$L_{1p} = L_1 + (L_2 + L_3 + L_4) / n_1, \quad (12)$$

де  $n_1$  – кратність поліспасти шкентеля (наприклад, 2).

Чисельно  $L_1 \approx L_c \cdot \sin \beta = 20 \cdot \sin 25^\circ = 6,85 \text{ м}$

$$L_{1p} = 6,85 + 0,25 L_c / 2 = 9,35 \text{ м}$$

$$\Delta L_{III} = 200 \cdot 10^6 \cdot 9,35 / 1,2 \cdot 10^{11} = 64 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Загальна величина опускання вантажу під власною вагою:

$$\Delta L_{заг} = \Delta h + \Delta L_{III} = 0,186 + 0,064 = 0,25 \text{ м.}$$

Коефіцієнт жорсткості підвіски вантажу:

$$C = \frac{G}{\Delta L_{заг}} = \frac{8 \cdot 10^4}{0,25} = 3,2 \cdot 10^5 \text{ Н/м.} \quad (13)$$

5. Диференційне рівняння руху вантажу в нестационарному режимі матиме вигляд:

$$m\ddot{u} = -cu + \lambda t \quad (14)$$

де  $m$  – маса вантажу;

$u$  – вісь руху вантажу (по вертикалі вгору) у тій системі координат, що рухалась разом з вантажем до початку неусталеного руху;

$t$  – час руху;

$\lambda$  – коефіцієнт наростання сили в шкентелі у фазі розгону вантажу вгору при пуску приводу або у фазі загальмовування, коли вантаж рухається вниз.

Пусковий момент електродвигуна приблизно вдвічі перевищує номінальний статичний момент підйому вантажу. Норма гальмівного моменту також подвійна відносно номінального моменту. Тому можна ввести коефіцієнт  $k$  перевищення динамічного моменту  $M_{дин}$  над статичним.

Приблизно  $k=2$ , тоді:

$$M_{дин} = k \cdot M_{стат}$$

Це рівнозначно тому, що до сили натягу шкентеля  $G$  додається додаткова сила  $F_n$ , або:

$$F_n = (k - 1) \cdot G \quad (15)$$

Тоді  $\lambda = F_n / t_n = (k - 1)G / t_n$ , (16)

де  $t_n$  – час дії неврівноваженого моменту (або сили  $F_n$ ).

Попередні дослідження показали, що при застосуванні електроприводу  $t_n \approx 0,5 \text{ с}$ .

Таким чином, матимемо орієнтовно:

$$\lambda = (2 - 1)G/0,5 = 2G H/c \quad (17)$$

Рівняння (14) набуває наступного канонічного вигляду (для фази нестабільного руху):

$$\ddot{u} + \frac{c}{m}u = \frac{\lambda}{m}t \quad (18)$$

Це неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку зі сталими коефіцієнтами для коливальних рухів.

У рівнянні (18) не врахована маса стріли, котра також виконує вимушені коливання синхронно з вантажем. Але приведена до нока маса стріли мала, а її коливання слабші, ніж коливання вантажу, тому нею можна знехтувати або збільшити умовно масу вантажу (за розрахунками приблизно на 2 %).

6. Загальне розв'язання рівняння (18) має вигляд:

$$u = A \cdot \sin(\omega_0 t + \psi) + Bt, \quad (19)$$

де  $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$  (кругова частота коливань). (20)

Підставляємо (19) у (18):

$$-A \cdot \omega_0^2 \cdot \sin(\omega_0 t + \psi) + \omega_0^2 \cdot A \cdot \sin(\omega_0 t + \psi) + \omega_0^2 \cdot Bt = \frac{\lambda}{m}t.$$

Звідси 
$$B = \frac{\lambda}{m\omega_0^2}. \quad (21)$$

Амплітуду  $A$  і початкову фазу  $\psi$  визначимо з початкових умов:

при 
$$t=0, u_0=0, \dot{u}_0 = 0$$

$$u_0 = A \cdot \sin \psi = 0 \Rightarrow \psi = 0$$

$$\dot{u} = A \cdot \omega_0 \cos(\omega_0 t) + B \quad (22)$$

$$\dot{u}_0 = A \cdot \omega_0 + B = 0$$

$$|A| = \frac{B}{\omega_0} = \frac{\lambda}{m\omega_0^3} \quad (23)$$

Перевіримо результат за правилом розмірностей:

$$[A] = \frac{[\lambda]}{[m] \cdot [\omega_0^3]} = \frac{H/c \cdot c^3}{кг \cdot 1} = \frac{кг \cdot м \cdot c^2}{c^2 \cdot кг} = м.$$

Вірно.

Одержимо конкретні дані в нашому прикладі ( $G=8 \cdot 10^4 Н$ ,  $L_C=20 м$ ).

1. *Кругова частота коливань*

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{3,2 \cdot 10^5}{8 \cdot 10^4}} \cdot 9,8 = 6,2 c^{-1}.$$

*Циклічна частота*

$$\nu = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{6,2}{2 \cdot 3,14} = 0,99 \text{ (1 Гц)}.$$

2. *Амплітуда, з урахуванням (20)*

$$A = \frac{\lambda}{m\omega_0^3} = \frac{2 \cdot G \cdot g}{G \cdot 6,2^3} = \frac{2g}{6,2^3} = \frac{2 \cdot 9,8}{6,2^3} = 0,0822 \text{ м}.$$

3. *Коефіцієнт динамічності*

У загальному вигляді:

$$K_o = \frac{m\ddot{i}_{\max} + mg}{mg} = \frac{\ddot{i}_{\max} + g}{g}. \quad (24)$$

Відповідно до (22):

$$\ddot{i} = -A \cdot \omega_0^2 \sin(\omega_0 t),$$

$$\ddot{i}_{\max} = A \cdot \omega_0^2.$$

У прикладі

$$\ddot{i}_{\max} = 0,0822 \cdot 6,2^2 = 3,16 м/с^2,$$

$$K_o = \frac{3,16 + 9,8}{9,8} = 1,32.$$

Якщо час пуску  $t_n$  розтягнути до 1 с, відповідно одержимо такі дані:

$$\lambda = \frac{G}{1} = 8 \cdot 10^4 \text{ Н/с}$$

$$A = 0,0411 м$$

$$\ddot{i}_{\max} = 1,58 \text{ м/с}^2$$



$$K_{\delta} = \frac{1,58 + 9,8}{9,8} = 1,16.$$

Частота коливань залишається тією самою. Якщо розглянути задачу раптового прикладання додаткової сили  $F_n = G$  (з відповідним розв'язанням диференційного рівняння), то одержимо:  $A = 0,25$  м,  $K_{\delta} = 2$ . Дані розрахунку показані на рис. 5.

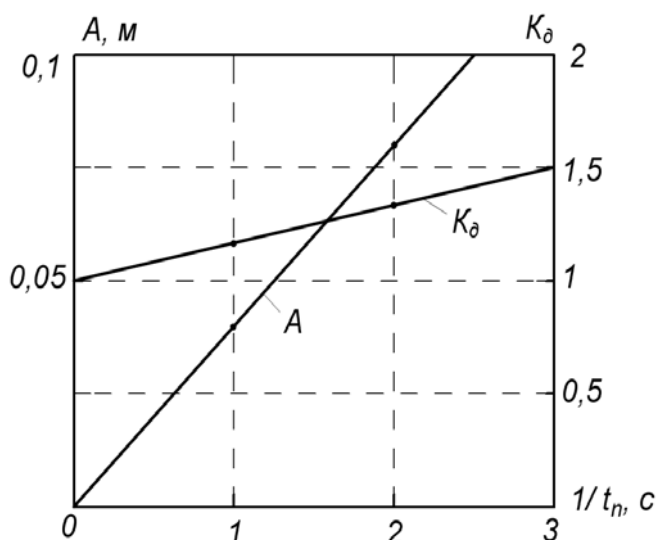


Рисунок 5. Залежність амплітуди  $A$  і коефіцієнта  $K_{\delta}$  від зміни сил  $t_n$

**Висновки.** Запропоновано математичну модель та алгоритм визначення пружних деформацій підвіски вантажу на стрілі крану і відповідних коливань його під дією зовнішніх динамічних сил. Визначені частота, амплітуда коливань і динамічний коефіцієнт.

Встановлено, що коли стріла крану наближається до горизонталі (кут нахилу  $0 \dots 25^\circ$ ), пружне опускання вантажу значне, причому опускання за рахунок видовження топенанту в 3...4 рази більше, ніж за рахунок видовження шкентеля. Частота вертикальних коливань вантажу за номінального режиму невелика (у нашому випадку 1 Гц), але при зменшенні маси збільшується.

Амплітуда коливань  $A$  та коефіцієнт динамічності  $K_{\delta}$  залежать від швидкості зміни зовнішніх сил (при пуску або загальмовуванні). Якщо сила на шкентелі (початкова) подвоюється за 1 секунду:

$$K_{\delta} = 1,16, A = 40 \text{ мм (у нашому випадку);}$$

якщо подвоюється за 0,5 секунди:

$$K_{\delta} = 1,32, A = 80 \text{ мм;}$$

якщо сила подвоюється раптово, то (теоретично):

$$K_{\delta} = 2, A = 250 \text{ мм.}$$

Звідси випливає, що різні зміни зовнішніх сил протягом менш ніж 0,5...1 с небажані. Дотриматись цієї вимоги можна за рахунок збільшення моменту інерції гальмівного шківу або засобами автоматики.

Маса стріли на вертикальні коливання вантажу практично не впливає.

### **СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ**

1. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – К. : Вища школа, 1993. – 393 с.
2. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины и палубные механизмы. – М. : Высшая школа, 1985. – 405 с.
3. Камнев Г.Ф., Кипринский П.Р., Балин В.М. Подъемно-транспортные машины и палубные механизмы. – М. : Транспорт, 1976. – 367 с.
4. Международная конвенция СОЛАС-74.