

DOI: 10.32347/2076-815x.2021.78.544-557

УДК 621.87

к.т.н., доцент **Човнюк Ю.В.**,
uchovnyuk@ukr.net, orcid: 0000-0002-0608-0203,
Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна,
доцент **Чередніченко П.П.**,
petro_che@ukr.net, orcid: 000-0001-7161X,
к.т.н., доцент **Остапущенко О.П.**,
olga_ost_17@ukr.net, orcid: 0000-0001-8114-349X.,
Свінцицька В.В., valery_svin@ukr.net, orcid: 0000-0001-9660-9301,
Київський Національний університет будівництва і архітектури

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНІ МОДЕЛІ В АНАЛІЗІ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ (МІНІМІЗАЦІЇ) ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ/КАНАТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬ У МІСТОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ (Частина III)

Проведений аналіз динамічних навантажень у пружних елементах (канатах) вантажопідйомних машин та кранів, котрі використовуються у містобудуванні, сучасних транспортних технологіях, навантажувально-розвантажувальних операціях. Розглянуті дискретні, континуальні, та дискретно-континуальні моделі вантажопідйомних механізмів кранів. У зазначених моделях пружні елементи (канати) спочатку враховані як елементи, що мають пружні властивості системи із зосередженими параметрами. Тому канат у вантажопідйомному механізмі врахований як пружина певної жорсткості. Проте такий підхід не є коректним для канатів значної довжини (більше 10 метрів), у яких можуть виникати при підйомі/спуску вантажів хвильові процеси, котрі можуть суттєво збільшити динамічні навантаження (зокрема, коефіцієнт динамічності) – це т.з. модель каната як системи із розподіленими параметрами. На думку авторів даної роботи, найбільш коректним є підхід, котрий враховує дискретні властивості власне канату (довжиною більше 10 метрів), тобто аналіз динамічних навантажень здійснюється у межах дискретно-континуальної моделі.

Робота складається з кількох частин, у кожній з яких всебічно і детально проаналізовані динамічні навантаження у канатах в межах кожної із зазначених вище моделей для режимів пуску/гальмування вантажопідйомних механізмів кранів, а також розраховані параметри робочих процесів, за яких вказані вище навантаження стають оптимальними за величиною (тобто

приймають мінімальні значення за різних способів підйому вантажу: а) "з основи" ("з землі"), б) "з ваги", як, до речі, й коефіцієнт динамічності.

Ключові слова: дискретно-континуальне моделювання; аналіз; динамічна оптимізація; навантаження; пружні елементи/канати; вантажопідйомні механізми; крани; містобудування; транспортні технології.

Постановка проблеми. Одним з основних елементів механізмів підйому вантажу є канат. Зазвичай його моделюють пружиною з певною жорсткістю, тобто як систему дискретну (із зосередженими параметрами). У дійсності, це в багатьох випадках не так, особливо для канатів, наприклад, шахтних підйомників, значної довжини. Такі канати доцільно моделювати й досліджувати у межах континуальних систем (тобто систем із розподіленими параметрами). Якщо ж на кінцях таких канатів присутні маси (вантаж, приводний механізм з барабаном, підвіски, блоки тощо), тоді доцільно використовувати дискретно-континуальні моделі.

Слід зазначити, що основна особливість систем з неперервно розподіленою масою (пружні елементи/канати вантажопідйомних механізмів кранів) полягає у нескінченності числа степенів вільності руху, а відповідно, й числа власних частот й просторових форм коливань. З цією обставиною пов'язані й особливості математичного характеру: замість звичайних диференціальних рівнянь, які описують процеси (наприклад, пуску, гальмування вантажу, закріпленого на канаті, при його підйомі, спусканні чи фіксації (позиціонуванні) на певній висоті) у системах з кількома степенями вільності руху, тут необхідно мати справу з диференціальними рівняннями у частинних похідних. Крім початкових умов, що визначають початкові переміщення і швидкості, необхідно враховувати граничні умови, котрі характеризують кінцеві закріплення гнучкого стрижня (моделі каната), який може, зокрема, підтримувати поздовжні коливання.

У подібній постановці елементи вантажопідйомних механізмів кранів пружного типу (такі, зокрема, як канати) доволі мало досліджені і, на думку авторів даної роботи, вимагають подальшого вивчення і всебічного вдосконалення.

Аналіз публікацій по темі дослідження. Дослідження механічних систем з розподіленими параметрами проведені багатьма авторами [1-9] Проте вплив розподілених властивостей пружних елементів (канатів) вантажопідйомних механізмів кранів, їх частотні рівняння, резонансні властивості (за сталої довжини каната) для різних кінцевих/граничних умов закріплення (як самого каната, так і вантажу на ньому) вивчені недостатньо. Саме цій темі й присвячене дане дослідження.

Частково результати цитованих вище робіт тут будуть використані.

Мета даної роботи полягає у обґрунтуванні аналітичного підходу задля аналізу резонансних властивостей пружних елементів (канатів) вантажопідйомних механізмів кранів у межах дискретно-континуальної моделі стрижня постійної довжини, який підтримує поздовжні коливання. На цій основі встановлені аналітичним шляхом частоти власних коливань канатів за різних умов закріплення їх кінців у вантажопідйомних механізмах кранів, типових для реальної експлуатації таких систем.

Виклад основного змісту дослідження.

1. Основні припущення, модельне диференціальне рівняння поздовжніх коливань канатів/стрижнів постійної довжини та його розв'язок.

При аналізі поздовжніх коливань прямолінійних (гнучких) стрижнів як моделей канатів вантажопідйомних механізмів кранів, будемо вважати, що поперечні перерізи залишаються плоскими й частинки стрижня не здійснюють поперечних рухів, а переміщуються лише у поздовжньому напрямку (вподовж центральної вісі стрижня). Довжина стрижня постійна, як і площа його поперечного перерізу. Розглядатимемо лише лінійні поздовжні коливання, а дисипативними процесами (типу в'язко-пружних) нехтуємо.

Нехай u – поздовжнє переміщення довільного перерізу стрижня при коливаннях. Це переміщення залежить від місця розташування перерізу у недеформованому стрижні (координати x) й від часу t . Таким чином, $u = \bar{u}(x, t)$ є функцією двох змінних; її визначення й представляє собою основну задачу. Переміщення нескінченно близького (з координатою $x + dx$) перерізу дорівнює

$u + \frac{\partial u}{\partial x} dx$, й, відповідно, абсолютне видовження нескінченно малого елемента dx дорівнює $\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) dx$ (рис.1), а відносне видовження $\varepsilon = \partial u / \partial x$.

У відповідності з цим поздовжня сила у перерізі з координатою x може бути записана у вигляді:

$$N = ES\varepsilon = ES \cdot \partial u / \partial x, \quad (1)$$

де ES – жорсткість стрижня при його розтягу-стискуванні, S – площа поперечного перерізу стрижня, E – модуль Юнга матеріалу стрижня. Сила N також є функцією тих самих аргументів – координати x та часу t , тобто $N = N(x, t)$.

Для складання диференціального рівняння руху розглянемо елемент стрижня, який розміщений між двома нескінченно близькими перерізами. До лівої грані елемента (рис.1,в) прикладена сила N , а до правої – сила $N + \left(\frac{\partial N}{\partial x} \right) \cdot dx$. Якщо позначити через ρ щільність/густину матеріалу стрижня, тоді маса розглядуваного елемента складає $\rho S dx$. Тому рівняння руху у проекції на вісь x приймає вид:

$$-N + \left(N + \frac{\partial N}{\partial x} dx \right) = \rho S dx \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (2)$$

або

$$\frac{\partial N}{\partial x} = \rho S \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}. \quad (3)$$

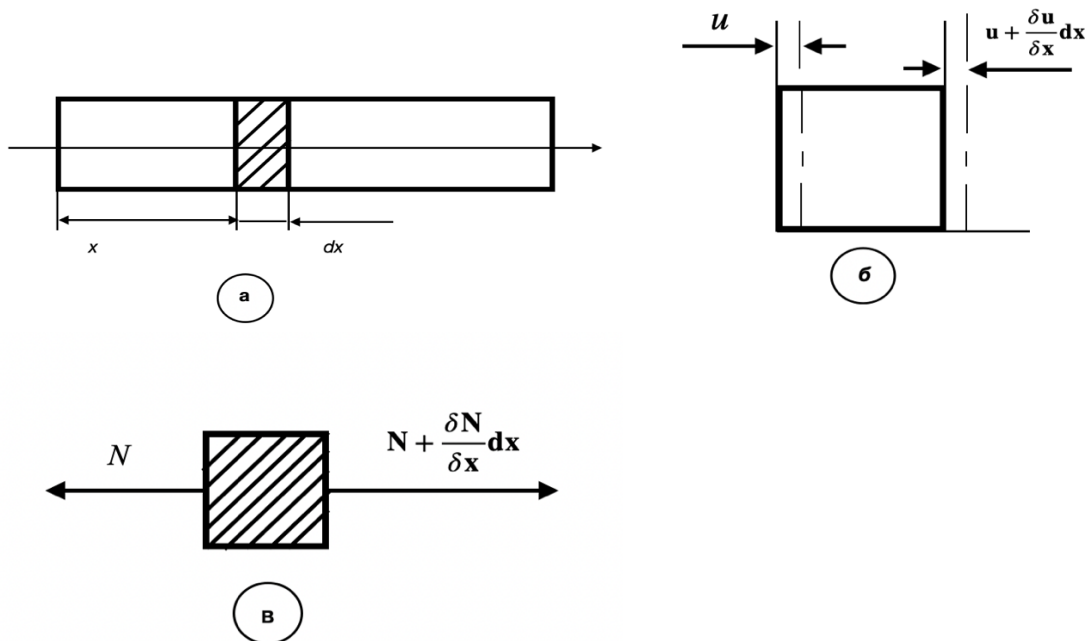


Рис.1. Розрахункова схема

Враховуючи вираз (1) й вважаючи, що $S = const$, матимемо:

$$c^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (4)$$

де $c^2 = E/\rho$ – квадрат швидкості розповсюдження коливань/хвиль позовжнього типу впововж стрижня.

Згідно з методом Фур’є шукаємо частинний розв’язок диференціального рівняння (4) у вигляді:

$$u(x,t) = X(x) \cdot T(t), \quad (5)$$

тобто припустимо, що переміщення $u(x,t)$ можна подати у вигляді добутку двох функцій, одна з котрих залежить тільки від аргументу x , а друга – тільки від аргументу t . Тоді замість визначення функції двох змінних x та t необхідно визначити дві функції $X(x)$ та $T(t)$, кожна з яких залежить тільки від однієї змінної.

Підставляючи вираз (5) у рівняння (4) матимемо $c^2 \cdot X'' \cdot T = X \cdot \ddot{T}$. Тут і надалі штрихами позначена операція диференціювання по x . Перепишемо це рівняння у вигляді $c^2 \cdot X''/X = \ddot{T}/T$. Тут ліва частина залежить тільки від x , а права – тільки від t . Для тотожного виконання цієї рівності (при будь-яких x та

t) необхідно, щоб кожна з частин була рівною постійній величині, котру позначимо через $(-p^2)$:

$$c^2 \cdot X'' \cdot T = X \cdot \ddot{T} \Leftrightarrow c^2 \cdot X''/X = \ddot{T}/T \Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} c \\ \dots \\ \dots \end{array} \right. \cdot \frac{X''}{X} = -p^2 ; \quad (6)$$

Звідси випливають два рівняння:

$$\ddot{T} + p^2 \cdot T = 0; \quad X'' + \frac{p^2}{c^2} \cdot X = 0. \quad (7)$$

Перше рівняння у (7) має розв'язок:

$$T = A \sin(pt + \alpha), \quad (8)$$

де α – початкова фаза коливань (при $t = 0$), який вказує на коливний характер процесу. З виразу (8) видно, що поки що невідома величина p має зміст частоти вільних коливань.

Друге рівняння (7) має розв'язок:

$$X(x) = \tilde{C} \sin(px/c) + \tilde{D} \cos(px/c) \quad (9)$$

й визначає власну просторову форму коливань.

Частотне рівняння, яке визначає величину p , як показано нижче, складається шляхом використання певних (конкретних) граничних умов. Це рівняння зазвичай трансцендентне й має безліч коренів. Таким чином, число власних частот поздовжніх коливань гнучкого стрижня/канату нескінченне, причому кожному n -му значенню частоти p_n відповідає своя функція $T_n(t)$, що визначається залежністю (8), й своя функція $X_n(x)$, котра визначається залежністю (9).

Розв'язок (5) є лише частинним і не дає повного опису руху. Повний розв'язок можна отримати шляхом накладання усіх частинних розв'язків:

$$u(x,t) = \sum_n X_n(x) \cdot T_n(t). \quad (10)$$

Функції $X_n(x)$ є власними (просторовими) функціями задачі й описують власні форми коливань. Вони не залежать від початкових умов й задовольняють умові ортогональності, котра при $S = const$ й $m \neq n$ має вид:

$$\int X_m(x) \cdot X_n(x) dx = 0, \quad (11)$$

де l – довжина стрижня/канату.

2. Типові граничні умови закріплення канату/стрижня вантажопідйомного механізму крана.

1) Закріплений кінець стрижня (рис.2,а). У кінцевому перерізі переміщення $u(x,t)$ повинно дорівнювати нулю. Звідси випливає, що у цьому перерізі: $X = 0$. (Тут й у подальшому лівий кінець стрижня відповідає координаті $x = 0$, а правий – координаті $x = l$).

2) У правому кінцевому перерізі стрижня ($x = l$) до нього прикладена поздовжня сила N : $-N = +ES \cdot X'(l) \cdot T$. Якщо кінець вільний, тоді $N = 0 \Leftrightarrow X'(l) = 0$ (рис.2,б). (Для лівого кінцевого перерізу при $N \neq 0$ маємо $+N = ES \cdot X'(0) \cdot T$, й $X'(0) = 0$ якщо $N = 0$).

3) Пружно закріплений кінець стрижня. При переміщенні $u(x, t)$ кінцевого перерізу виникає пружна реакція опори, тобто $-c_0 \cdot u(x, t) = -c_0 \cdot XT$, де c_0 – коефіцієнт жорсткості опори. Враховуючи, що $N = ES \cdot X' \cdot T$ для поздовжньої сили, матимемо граничну умову у вигляді $c_0 \cdot X(0) = ES \cdot X'(0)$, якщо опора розміщена на лівому кінці стрижня (рис.2,в), й у вигляді $c_0 \cdot X(l) = -ES \cdot X'(l)$, якщо опора розміщена на правому кінці стрижня.

4) Зосереджена маса m_0 на кінці стрижня. Сила інерції, яка розвивається цією масою, дорівнює, $-m_0 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -m_0 \cdot X\ddot{T}$. Оскільки, згідно з (6), (7), $\ddot{T} = -p^2 T$, тоді сила інерції може бути записана у вигляді $m_0 p^2 \cdot XT$. Враховуючи вираз для $N = ES \cdot X' \cdot T$ матимемо граничну умову у вигляді $-m_0 p^2 \cdot X(0) = ES \cdot X'(0)$, якщо маса знаходиться на лівому кінці стрижня ($x = 0$), (рис.2,г), й у вигляді $m_0 p^2 \cdot X(l) = ES \cdot X'(l)$, якщо маса зв'язана з правим кінцем.

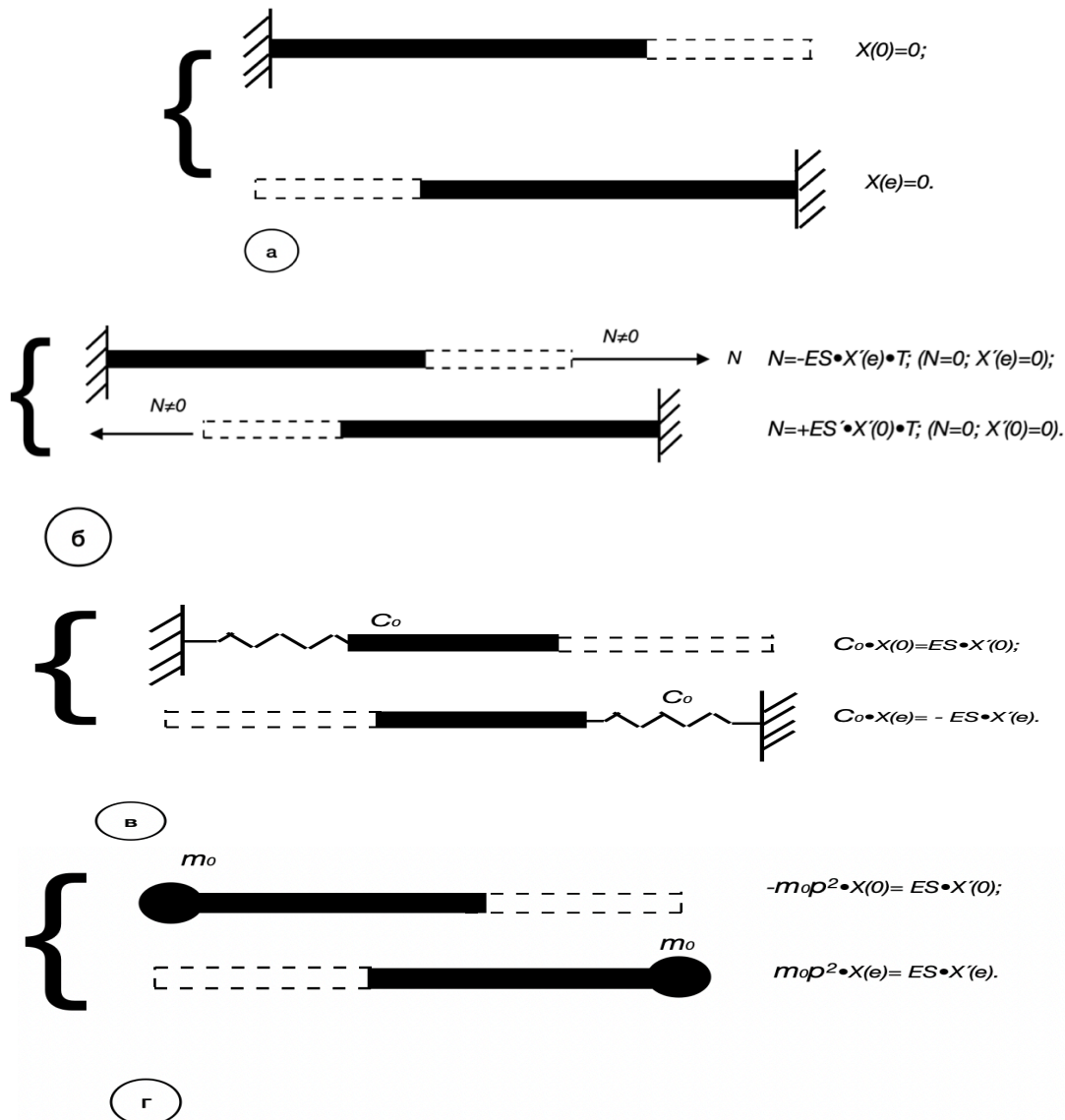


Рис.2. Типові граничні умови закріплення канату/стрижня (постійної довжини) вантажопідійомного механізму крана

3. Частотні рівняння. Розглянемо типові частинні випадки закріплення кінців канату/стрижня вантажопідйомного механізму крана.

Випадок 1. Визначимо власні частоти стрижня/канату, лівий кінець котрого ($x = 0$) закріплений, а до правого кінця прикріплена маса m_0 , тобто при $x = l$ існує інерція – сила, викликана цією масою (рис.3).

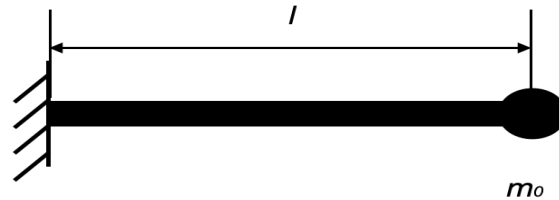


Рис.3. Розрахункова схема випадку 1.

У цьому випадку маємо наступні граничні умови:

$$X(0) = 0; m_0 p^2 \cdot X(l) = ES \cdot X'(l). \quad (12)$$

З (12) маємо:

$$\tilde{D} = 0; m_0 p^2 \sin\left(\frac{pl}{c}\right) = ES \cos\left(\frac{pl}{c}\right) \cdot \frac{p}{c}. \quad (13)$$

Отже, у першому випадку частотне рівняння для p , з урахуванням співвідношення $c^2 = E/\rho$, має наступний вид:

$$\left(\frac{pl}{c}\right) \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{pl}{c}\right) = \frac{\rho Sl}{m_0}. \quad (14)$$

Права частина рівняння (14) представляє собою відношення маси стрижня/канату (ρSl) до маси кінцевого вантажу (m_0).

Значення першого кореня рівняння ($p_1 \cdot l/c$) в залежності від співвідношення $\alpha = \rho Sl/m_0$ подані в таблиці 1.

Таблиця 1.

Значення ($p_1 l/c$) відносно α .

$\alpha = \frac{\rho Sl}{m_0}$	0,10	0,30	0,50	0,70	0,90	1,00	2,00	4,00	10,00
$p_1 \cdot l/c$	0,32	0,52	0,65	0,75	0,82	0,86	1,08	1,27	1,42

В таблиці 2 подані значення p_1, c^{-1} для різних довжин канату $l, \text{м}$, для різних α , якщо стрижень/канат – сталевий ($c = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$).

Таблиця 2.

Значення p_1, c^{-1} в залежності від α й l (довжини) каната, м

$\alpha = \frac{\rho S l}{m_0}$	0	0,10	0,30	0,50	0,70	0,90	1,00	2,00	4,00	10,00	
l ,м	10	1570,8	160	260	325	375	410	430	540	635	710
	20	785,4	80	130	162,5	187,5	205	215	270	317,5	355
	30	523,6	53,3	86,7	108,3	125	136,7	143,3	180	211,7	236,7
	100	157,1	16,0	26,0	32,5	37,5	41	43	54	63,5	71
	500	31,4	3,2	5,2	6,5	7,5	8,2	8,6	10,8	12,7	14,2
	1000	15,7	1,6	2,6	3,3	3,8	4,1	4,3	5,4	6,4	7,1

Випадок 2. Визначимо власні частоти стрижня/каната, кінець котрого ($x = 0$) закріплений, а правий ($x = l$) – пружно закріплений (рис.4).

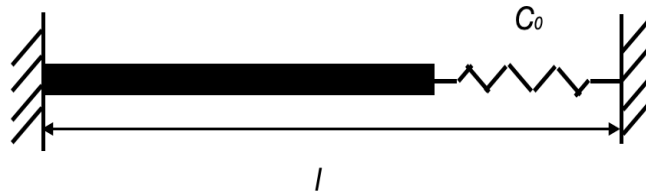


Рис.4. Розрахункова схема випадку 2.

У цьому випадку маємо наступні граничні умови:

$$X(0) = 0; \quad c_0 \cdot X(l) = -ES \cdot X'(l). \tag{15}$$

З (15) маємо:

$$\tilde{D} = 0; \quad c_0 \cdot \left(\frac{p}{c}\right)^{-1} \sin\left(\frac{pl}{c}\right) = -ES \cos\left(\frac{pl}{c}\right). \tag{16}$$

З (16) маємо:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{pl}{c}\right) = -\frac{ES}{c_0} \cdot \frac{p}{c}. \tag{17}$$

Або:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{pl}{c}\right) = -\frac{ES}{c_0 l} \cdot \left(\frac{pl}{c}\right). \tag{18}$$

Якщо ввести $p \cdot l/c = z$, тоді (18) можна подати таким чином:

$$\operatorname{tg}z = \left(-\frac{ES}{c_0 l}\right) \cdot z. \tag{19}$$

Знайшовши з трансцедентного рівняння (19) z , знайдемо й p .

Випадок 3. Розрахункова схема випадку 3 подана на рис.5.

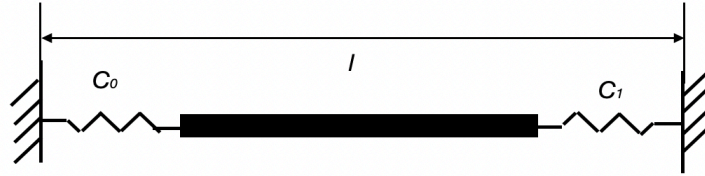


Рис.5. Розрахункова схема випадку 3.

Частотне рівняння має наступний вид:

$$\operatorname{tg} z = \frac{ES}{l} \cdot z \cdot (c_1 + c_0) \cdot \left\{ \left(ES \cdot \frac{p}{c} \right)^2 - c_0 \cdot c_1 \right\}^{-1}. \quad (20)$$

Випадок 4. Розрахункова схема випадку 4 подана на рис.6.

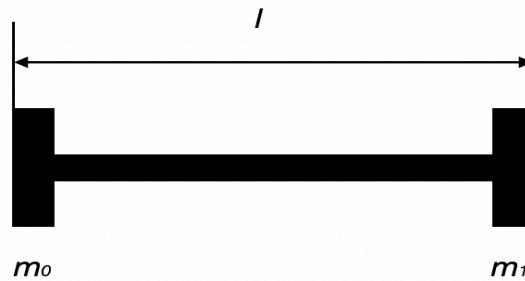


Рис.6. Розрахункова схема випадку 4.

Частотне рівняння має наступний вид:

$$\frac{ES}{l} \cdot z (m_1 + m_0) \cos z + \left\{ \left(\frac{ES}{c} \right)^2 - m_0 m_1 p^2 \right\} \sin z = 0, \quad (21)$$

або:

$$\frac{ES}{l} \cdot z (m_1 + m_0) \cos z + \left\{ \left(\frac{ES}{c} \right)^2 - m_0 m_1 \cdot \frac{c^2}{l^2} \cdot z^2 \right\} \sin z = 0. \quad (22)$$

Випадок 5. Розрахункова схема випадку 5 подана на рис.7.

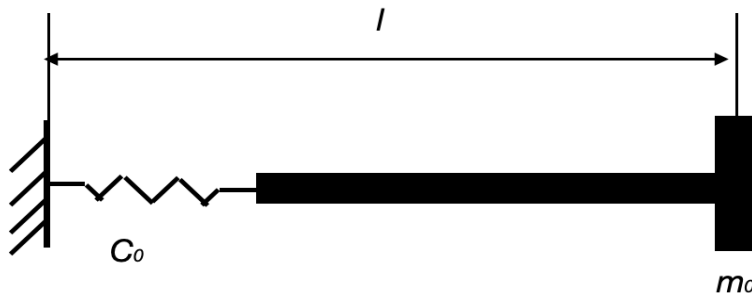


Рис.7. Розрахункова схема випадку 5.

Частотне рівняння має наступний вид:

$$\frac{ES}{l} \cdot \left\{ -m_0 z^2 \cdot \frac{c^2}{l^2} - c_0 \right\} \cos z + \left\{ \left(\frac{ES}{l} \right)^2 - m_0 c_0 \cdot \frac{c^2}{l^2} \right\} \cdot z \sin z = 0. \quad (23)$$

Випадок 6. Розрахункова схема випадку 6 подана на рис.8.



Рис.8. Розрахункова схема випадку 6.

Частотне рівняння має наступний вигляд:

$$tgz = -\frac{ES}{mg} \cdot z, \quad (24)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Випадок 7. Розрахункова схема випадку 7 подана на рис.9.

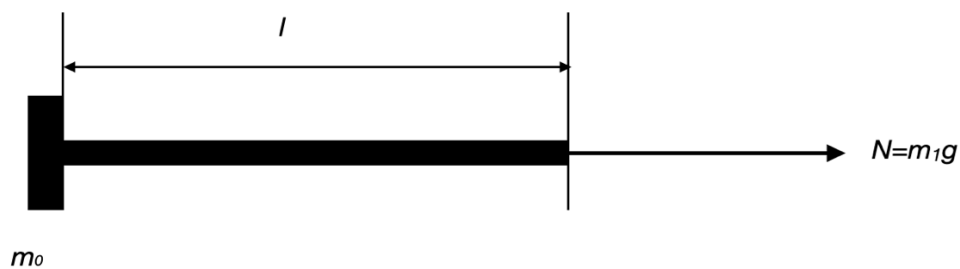


Рис.9. Розрахункова схема випадку 7.

Частотне рівняння для цього випадку має вид:

$$\left\{ \frac{ES}{l} \right\} \cdot \left\{ 1 - \frac{m_0}{m_1 g} \cdot \frac{z^2 c^2}{l^1} \right\} \cos z + z \cdot \left\{ -\frac{E^2 S^2}{m_1 g l} - m_0 \cdot \frac{c^2}{l^2} \right\} \sin z = 0. \quad (25)$$

Випадок 8. Розрахункова схема випадку 8 подана на рис.10.

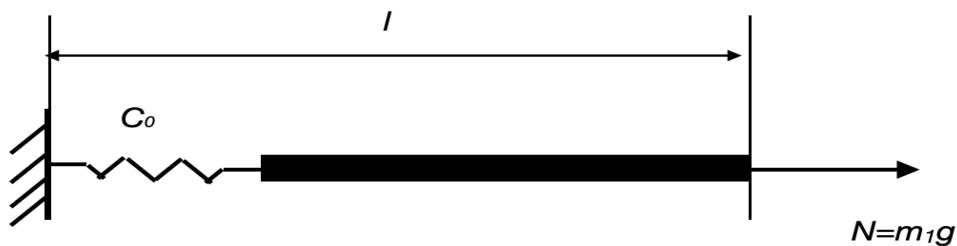


Рис.10. Розрахункова схема випадку 8.

Частотне рівняння для цього випадку має вид:

$$\frac{ES}{l} \cdot z \cdot \left\{ \frac{m_1 g}{l} + c_0 \right\} \cos z + \left\{ \frac{m_1 g}{l} \cdot c_0 - (ES)^2 \cdot z^2 \cdot \frac{1}{l^2} \right\} \sin z = 0. \quad (26)$$

ВИСНОВКИ

1. Обґрунтована дискретно-континуальна модель для аналізу резонансних властивостей пружних елементів (канатів) вантажопідйомних механізмів кранів, яка зведена до моделі гнучкого стрижня постійної довжини, котрий здатен підтримувати позовжні коливання.

2. Визначені частотні рівняння для вказаної вище моделі за різних граничних/кінцевих умов закріплення стрижня аналітичним методом.

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому бути використані при уточненні й вдосконаленні існуючих інженерних методів розрахунку та аналізу резонансних властивостей канатів вантажопідйомних механізмів кранів постійної довжини, розглядуваних як системи із зосередженими та розподіленими параметрами, як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації (особливо, у пусковий період функціонування вантажопідйомних механізмів, коли у останніх виникають значні напруження канатів). Саме такий підхід, на думку авторів дослідження, надає можливість детермінувати небезпечні резонансні частоти (власних коливань канатів) й уникати перенапружень у пружних елементах шляхом підбору спеціальних режимів руху вантажопідйомного механізму та його елементів на ділянках пуску останнього.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний /В.Л.Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
2. Ганиев Р.Ф. Колебания твердых тел /Р.Ф.Ганиев, В.О.Кононенко. – М.: Наука, 1976. – 432 с.
3. Гринев В.Б. Оптимизация стержней по спектру собственных значений /В.Б.Гринев, А.П.Филиппов. – К.: Наукова думка, 1979. – 211 с.
4. Пановко Я.Г. Механика деформируемого твердого тела /Я.Г.Пановко. – М.: Наука, 1985. – 287 с.
5. Светлицкий В.А. Механика стержней /В.А.Светлицкий. – М.: Высшая школа, 1987. – Т.1. – 320 с.; Т.2. – 304 с.
6. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле /С.П.Тимошенко, В.Х.Янг, У.Уивер. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
7. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем /А.П.Филиппов. – М.; Машиностроение, 1970. – 732 с.

8. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара /Я.Г.Пановко. – Ленинград: Политехника, 1990. – 272 с.

9. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки /Я.Г.Пановко, И.И.Губанова. – М.: Наука, 1987. – 352 с.

к.т.н., доцент **Човнюк Ю.В.**,
Национальный авиационный университет, г.Киев,
доцент **Чередниченко П.П.**,
к.т.н., доцент **Остапущенко О.П.**, **Свинцицкая В.В.**,
Киевский национальный университет строительства и архитектуры

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНЫЕ МОДЕЛИ В АНАЛИЗЕ И ОПТИМИЗАЦИИ (МИНИМИЗАЦИИ) ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ/КАНАТАХ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В ГРАДОСТРОЕНИИ И ТРАНСПОРТНЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ (Часть III)

Проведен анализ динамических нагрузок в упругих элементах (канатах) грузоподъемных машин и кранов, которые используются в градостроении, современных транспортных технологиях, погрузочно-разгрузочных операциях. Рассмотрены дискретные, континуальные и дискретно-континуальные модели грузоподъемных механизмов кранов. В указанных моделях упругие элементы (канаты) сначала учтены как элементы, которые имеют упругие свойства системы с сосредоточенными параметрами. Поэтому канат в грузоподъемном механизме учтен как пружина определенной жесткости. Однако такой подход не является корректным для канатов значительной длины (более 10 метров), у которых могут возникать при подъеме/спуске грузов волновые процессы, которые могут значительно увеличить динамические нагрузки (в частности, коэффициент динамичности) – это так называемая модель каната как системы с распределенными параметрами. По мнению авторов данной работы, наиболее корректным является подход, который учитывает дискретные свойства собственно каната (длиной более 10 метров), то есть анализ динамических нагрузок осуществляется в пределах дискретно-континуальной модели.

Работа состоит из нескольких частей, в каждой из которых всесторонне и детально проанализированы динамические нагрузки в канатах в пределах каждой из указанных выше моделей для режимов пуска/торможения грузоподъемных механизмов кранов, а также рассчитаны параметры рабочих процессов, при которых указанные выше нагрузки становятся оптимальными по величине

(то есть принимают минимальные значения при разных способах подъема груза: а) “с земли” (“с основы”), б) “с веса”, как, кстати, и коэффициент динамичности.

Ключевые слова: дискретно-континуальное моделирование; анализ; динамическая оптимизация; нагрузка; упругие элементы/канаты; грузоподъемные механизмы; краны; градостроительство; транспортные технологии.

Ph.D., Professor **ISA Chovnyuk Yuriy**,
National Aviation University, Kyiv, Ukraine,
Associate Professor **Cherednichenko Petro**,
Ph.D., Associate Professor **Ostapushchenko Olga**,
Svintsitska Valeria,
Kyiv National University of Construction and Architecture, Ukraine

DISCRETE-TO-CONTINUUM MODELS IN ANALYSIS AND OPTIMIZATION (MINIMIZATION) OF DYNAMIC LOADS IN ELASTIC ELEMENTS/CARRIER CABLES OF HOISTING MACHINERY USED IN URBAN PLANNING AND TRANSPORT TECHNOLOGIES (Part III)

The analysis dynamic loads in elastic elements (ropes) of hoisting machines and cranes used in urban planning, loading and unloading operations and transport technologies was carried out. Discrete, continuous and discrete-continuous models of crane lifting mechanisms considered. In these models the elastic elements (ropes) are initially considered as elements that have elastic properties of the system with concentrated parameters. Therefore the rope in the lifting mechanism is taken into account as a certain rigidity spring. However, this approach is not correct for quite long ropes (more than 10 meters), in which wave processes can occur during lifting/lowering of loads. These processes can significantly increase the dynamic loads – the so-called rope model as a system with distributed parameters. According to the authors of this work, the most correct approach is one that takes into account the discrete properties of the rope (more than 10 meters) itself. That is, the analysis of dynamic loads is carried out within a discrete-continuous model.

The work consists of several parts, in each of which the dynamic loads in the ropes within each of above starting/braking of the crane lifting mechanisms models are comprehensively and in detail considered. Also parameters of work processes at which the above loads become optimal in magnitude calculated (that is, take the minimum values for different ways of lifting cargo: а) “from the base” (“from the ground”), б) “from the weight”, as, incidentally, the coefficient of dynamism.

Key words: discrete-continuous modeling; analysis; dynamic optimization; load; elastic elements (ropes); hoisting mechanisms; cranes; urban planning; transport technologies.

REFERENCES

1. Byderman V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy /V.L.Byderman. – M.: Vysshaya shkola, 1980. – 408 s. {in Russian}.
2. Hanyev R.F. Kolebaniya tverdykh tel /R.F.Hanyev, V.O.Kononenko. – M.: Nauka, 1976. – 432 s. {in Russian}.
3. Hrynev V.B. Optymyzatsiya sterzhnei po spektru sobstvennykh znachenyi /V.B.Hrynev, A.P.Fylyppov. – K.: Naukova dumka, 1979. – 211 s. {in Russian}.
4. Panovko Ya.H. Mekhanyka deformyruemogo tverdoho tela /Ia.H.Panovko. – M.: Nauka, 1985. – 287 s. {in Russian}.
5. Svetlytskyi V.A. Mekhanyka sterzhnei /V.A.Svetlytskyi. – M.: Vysshaya shkola, 1987. – T.1. – 320 s.; T.2. – 304 s. {in Russian}.
6. Tymoshenko S.P. Kolebaniya v ynzhenernom dele /S.P.Tymoshenko, V.Kh.Ianh, U.Uyver. – M.: Mashynostroenye, 1985. – 472 s. {in Russian}.
7. Fylyppov A.P. Kolebaniya deformyruemykh system /A.P.Fylyppov. – M.: Mashynostroenye, 1970. – 732 s. {in Russian}.
8. Panovko Ya.H. Osnovy prykladnoi teoryi kolebaniy y udara /Ia.H.Panovko. – Lenynhrad: Polytekhnika, 1990. – 272 s. {in Russian}.
9. Panovko Ya.H. Ustoichyvost y kolebaniya upruhykh system. Sovremennyye kontseptsyy, paradoksy y oshybky /Ia.H.Panovko, Y.Y.Hubanova. – M.: Nauka, 1987. – 352 s. {in Russian}.