

ОБЛАДНАННЯ ТА РЕМОНТИ

УДК 62-13

©Лоза О.А.¹, Карпенко Т.М.², Тиненік О.Р.³

ВИМУШЕННІ КОЛИВАННЯ РОТОРА НА ПРУЖНИХ ОПОРАХ

Досліджено амплітуди вимушених коливань центру ваги ротора. З'ясовано співвідношення частот, амплітуд та інерційних, конструктивних і жорсткісних параметрів об'єкту. Визначено область їх раціональних значень, яка виключає інтенсивні вертикальні та горизонтальні коливання ротору на пружних опорах.

Ключові слова: Ротор, ексцентриситет, критичні швидкості, рівняння Лагранжа II роду, частотне рівняння, амплітуди вимушених коливань, пружні опори.

Лоза Е.А., Карпенко Т.Н., Тыненик А.Р. Вынужденные колебания ротора на упругих опорах. Исследовано амплитуды вынужденных колебаний центра веса ротора. Определено соотношение частот, амплитуд и инерционных, конструктивных и жесткости объекта. Определена область их рациональных значений, которая исключает интенсивные вертикальные и горизонтальные колебания ротора на упругих опорах.

Ключевые слова: ротор, эксцентриситет, критические скорости, уравнение Лагранжа II рода, частотные уравнения, амплитуды вынужденных колебаний, упругие опоры.

O.A. Loza, T.M. Karpenko, O.R. Tynenik. Force oscillation of rotor on resilient supports. Investigated were amplitudes of the forced vibrations of center of rotor weight. Correlation of inertia, structural and rigidity parameters of the object were investigated. The area of their rational values, shedding intense vertical and horizontal vibrations of the rotor upon elastic supports.

Key words: rotor, eccentricity, critical velocities, Lagrange equation of type II, frequency equation, amplitudes of forced vibrations, elastic supports.

Постановка проблеми. При традиційних методах проектування машинних агрегатів, в яких є незбалансований вал, найчастіше знаходиться одна критична кутова швидкість обертання ротору, яка залежить від змінної жорсткості валу та маси, що обертається [1].

В випадках, коли жорсткість валу одного порядку з жорсткістю опор, на яких тримається платформа з двигуном, більш реальною є розрахункова схема з врахуванням пружних властивостей опор. При цьому, звичайно, збільшується кількість ступенів вільності, а, значить, і кількість критичних швидкостей обертання ротору.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При проведенні досліджень використовувались наукові розробки авторів: Блехмана І.І., Большакова В.І., Буцукіна В.В., Вейца В.Л., Давидова Б.Л., Рагульська К.М., Тимошенко С.П. [2–8].

Метою даної статті є дослідження динаміки ротору, з точки зору вибору раціонального поєднання конструктивних, інерційних, пружних параметрів, які забезпечать допустимі для експлуатації амплітуди змінних коливань об'єкту з трьома ступенями вільності.

Викладення основного матеріалу. В техніці досить часто електродвигуни знаходяться не на твердому фундаменті, а на платформі, чи плиті, які спираються на тверду поверхню з допомогою стояків або коліс. Для більш детального вивчення динаміки ротора двигуна варто враховувати пружні властивості стояків чи коліс, що і є метою даного дослідження.

¹ канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

² канд. фіз.-мат. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь
³ студент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

Двигун 1 знаходиться на платформі 2, яка підтримується вертикальними стояком 3 або колесами (рис. 1). Ротор двигуна 4, незбалансований на валу 5 з ексцентриситетом.

Враховуючи згинну жорсткість валу і згинні жорсткості стояків, або коліс в напрямку, перпендикулярному до осі валу двигуна, з'ясувати:

1) як коливання валу, стояків чи коліс в цьому напрямку впливають на критичні частоти валу двигуна;

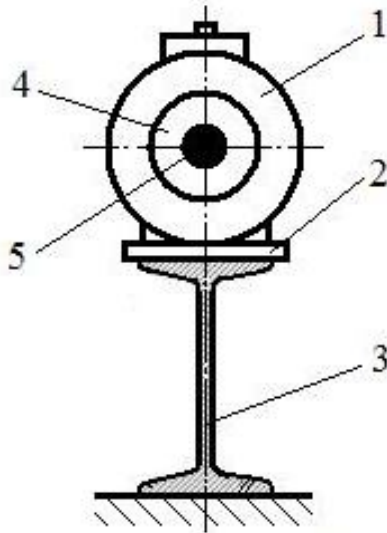


Рис. 1 – Загальний вигляд електродвигуна привода конвертора: 1 – двигун; 2 – платформа; 3 – стояк; 4 – ротор; 5 – вал

2) як залежать амплітуди коливань в напрямку перпендикулярному до осі валу двигуна від інерційних, конструктивних, жорсткісних параметрів об'єкту.

Прийняті позначення:

M – маса платформи чи плити, і встановлених на ній нерухомих деталей двигуна, кг;

m – маса ротора, кг;

I_p – осьовий момент інерції ротора, кг·м²;

l, d – довжина та діаметр валу двигуна, відповідно, м;

e – ексцентриситет центру ваги ротора, м;

L – висота стояків, м;

D, d_k – зовнішній та внутрішній діаметри коліс, м;

E_1, E_2, E_3 – модулі пружності матеріалів валу, стояків, коліс, відповідно, $\frac{H}{M^2}$;

c – коефіцієнт згинної жорсткості валу, $\frac{H}{M}$;

C – коефіцієнт згинної жорсткості стояків, чи коліс, $\frac{H}{M}$;

I_b, I_{cm}, I_k – осьові моменти інерції перерізу валу, стояка, колеса, відповідно, м⁴.

1. Складання диференціальних рівнянь руху та їхній розв'язок.

Дана механічна система має чотири ступені вільності, тому її положення в довільний момент часу характеризується такими узагальненими координатами:

$q_1 = x, q_2 = y$ – координати центру ваги ротора, м;

$q_3 = x_l$ – прогин стояків, чи коліс в напрямку перпендикулярному до осі ротора, м;

$q_4 = \varphi$ – кут обертання ротору, рад.

Для складання диференціального рівняння руху механічної системи застосуємо рівняння Лагранжу II роду [9].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i}, i = 1, 2, 3, 4. \quad (1.1)$$

Вважаємо, що момент сил, які рухають ротор, дорівнює моментом сил опору. Тому узагальнена непотенціальна сила дорівнює нулеві.

Кінетична енергія системи дорівнює

$$T = \frac{1}{2} M \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} I_p \dot{\varphi}^2. \quad (1.2)$$

Потенціальна енергія пружних деформацій валу та опор дорівнює:

$$\Pi = \frac{1}{2} c f^2 + \frac{1}{2} C x_l^2, \quad (1.3)$$

де f – прогин валу.

Виразимо потенціальну енергію через узагальнені координати, з'ясувавши зв'язок прогину валу з координатами та з ексцентриситетом (рис. 2).

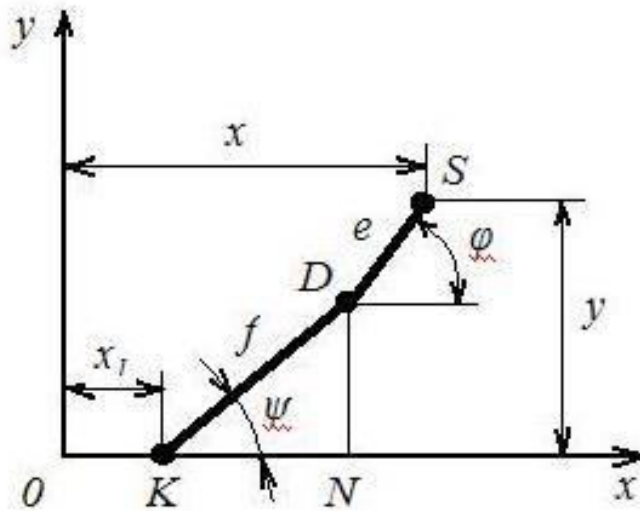


Рис. 2 – Ілюстрація залежностей між координатами центру ваги ротора і прогином валу

На рисунку 2:

а) точка D – точка перетину осі валу з серединною площиною ротора;
б) точка K – точка перетину з серединною площиною ротора прямої, що з'єднує центри підшипників валу;

в) точка S – центр ваги ротора.

DS = e – ексцентриситет ротору.

KD = f – прогин валу в його середині.

Виходячи з геометричних міркувань, маємо:

$$f^2 = KN^2 + ND^2, \quad KN = x - x_1 - e \cdot \cos \varphi, \quad ND = y - e \cdot \sin \varphi, \quad (1.4)$$

$$f^2 = (x - x_1 - e \cdot \cos \varphi)^2 + (y - e \cdot \sin \varphi)^2.$$

Тому потенціальна енергія (1.3) з врахуванням (1.4), має вигляд

$$\Pi = \frac{1}{2} C x_1^2 + \frac{1}{2} c \cdot \left[(x - x_1 - e \cdot \cos \varphi)^2 + (y - e \cdot \sin \varphi)^2 \right]. \quad (1.5)$$

Отримаємо похідні від кінетичної та потенціальної енергій і вставимо їх в рівняння (1.1). Диференціальні рівняння руху механічної системи матимуть такий вигляд [9]

$$\begin{cases} M\dot{x}_1 + (C + c)x_1 - c \cdot x = -c \cdot e \cdot \cos \varphi & (1.6) \\ m\ddot{x} + cx - cx_0 = c \cdot e \cdot \cos \varphi & (1.7) \\ m\ddot{y} + cy = c \cdot e \cdot \sin \varphi & (1.8) \\ I_p \ddot{\varphi} + c \cdot e \cdot \left[(x - x_1 - e \cdot \cos \varphi) \sin \varphi + (y - e \cdot \sin \varphi) \cos \varphi \right] = 0 & (1.9) \end{cases}$$

Спростимо останнє рівняння, враховуючи що

$$\left[(x - x_1 - e \cdot \cos \varphi) \sin \varphi + (y - e \cdot \sin \varphi) \cos \varphi \right] = f \cdot \sin(\varphi - \psi).$$

Тоді рівняння (1.9) буде таким

$$I_p \ddot{\varphi} + c \cdot e \cdot f \cdot \sin(\varphi - \psi) = 0 \quad (1.10)$$

Враховуючи, що добуток $e \cdot f$ – мала величина, можна прийняти, що $I_p \ddot{\varphi} \approx 0$, тобто

$\dot{\varphi} = const$, ротор обертається рівномірно з кутовою швидкістю ω . Тому кут обертання ротору $\varphi = \omega t$. Маємо систему диференціальних рівнянь руху

$$\begin{cases} M\ddot{x}_1 + (C + c)x_1 - c \cdot x = -c \cdot e \cdot \cos \omega t & (1.11) \\ m\ddot{x} + cx - cx_1 = c \cdot e \cdot \cos \omega t & (1.12) \\ m\ddot{y} + cy = c \cdot e \cdot \sin \omega t & (1.13) \end{cases}$$

Рівняння (1.13) не залежить від узагальнених координат x та x_1 , тому y – головна координата. Частинний розв'язок цього рівняння при відсутності резонансу – є закон вимушених коливань центру ваги ротора по вертикалі з частотою ω і з амплітудою $A_{y\text{вим.}}$, тобто

$$y = A_{y\text{вим.}} \cdot \sin \omega t, \quad (1.14)$$

де

$$A_{y\text{вим.}} = \frac{c \cdot e}{m \left(\frac{c}{m} - \omega^2 \right)}. \quad (1.15)$$

При цьому критична швидкість обертання валу ротора дорівнює

$$\omega_{cm} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (1.16)$$

і співпадає з критичною швидкістю, коли не враховувати деформації валу і стійок чи коліс [1].

Для отримання розв'язків диференціальних рівнянь руху (1.11) та (1.12) введемо прийняті при вивченні коливань механічної системи з двома ступенями вільності позначення коефіцієнтів інерції a_{ij} та коефіцієнтів жорсткості c_{ij} [10]. Маємо

$$\begin{aligned} a_{11} &= M, & a_{21} &= a_{21} = 0, & a_{22} &= m, \\ c_{11} &= C + c, & c_{12} &= c_{21} = -c, & c_{22} &= c, \\ H_1 &= -H_2 = -c \cdot e. \end{aligned} \quad (1.17)$$

Таким чином, диференціальні рівняння вимушених коливань в горизонтальному напрямку ротору будуть такими

$$\begin{cases} a_{11}\ddot{x}_1 + c_{11}x_1 + c_{12}x = H_1 \cdot \cos \omega t \\ c_{21}x_1 + a_{22}\ddot{x} + c_{22}x = H_2 \cdot \cos \omega t \end{cases} \quad (1.18)$$

Загальні розв'язки однорідних диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} a_{11}\ddot{x}_1 + c_{11}x_1 + c_{12}x = 0 \\ c_{21}x_1 + a_{22}\ddot{x} + c_{22}x = 0 \end{cases} \quad (1.19)$$

шукаємо в вигляді

$$x_1 = A_1 \sin pt, \quad x = A_2 \sin pt. \quad (1.20)$$

Тоді головний визначник системи лінійних рівнянь, які отримаємо після підстановки (1.20) в (1.19)

$$\begin{cases} A_1(c_{11} - a_{11}p^2) + A_2c_{12} = 0 \\ A_1 \cdot c_{21} + A_2(c_{22} - a_{22}p^2) = 0 \end{cases} \quad (1.21)$$

дорівнює

$$\Delta(p^2) = (c_{11} - a_{11}p^2)(c_{22} - a_{22}p^2) - c_{12}c_{21}. \quad (1.22)$$

Для визначення частот власних коливань p треба цей визначник прирівняти нулеві

$$(c_{11} - a_{11}p^2)(c_{22} - a_{22}p^2) - c_{12}c_{21} = 0. \quad (1.24)$$

З врахуванням позначень (1.17), маємо рівняння для визначення частот власних коливань

$$(C - Mp^2)(c - mp^2) - c \cdot m \cdot p^2 = 0. \quad (1.25)$$

Резонанс, при якому мають місце інтенсивні горизонтальні коливання, буде тоді, коли кутова швидкість обертання ротору $\omega_{кр}$ буде дорівнювати одній із власних частот, тобто одному з коренів рівняння

$$(C - M\omega_{кр}^2)(c - m\omega_{кр}^2) - c \cdot m \cdot \omega_{кр}^2 = 0 \quad (1.26)$$

Щоб знайти частинні розв'язки рівнянь (1.18), підставимо розв'язки в вигляді [10]

$$x_1 = B_1 \cos \omega t \quad (1.27)$$

$$x = B_2 \cos \omega t \quad (1.28)$$

в ці рівняння. Отримаємо систему двох лінійних алгебраїчних рівнянь відносно B_1 і B_2 .

$$\begin{cases} (c_{11} - a_{11}\omega^2)B_1 + c_{12} \cdot B_2 = H_1 \\ c_{21} \cdot B_1 + (c_{22} - a_{22}\omega^2)B_2 = H_2 \end{cases} \quad (1.29)$$

Розв'язавши цю систему рівнянь відносно невідомих B_1 та B_2 , маємо закони вимушених коливань, згідно (1.27) та (1.28)

$$x_1 = \frac{e c m \omega^2}{\Delta(\omega^2)} \cos \omega t \quad (1.30)$$

$$x = \frac{e \cdot c (C - M\omega^2)}{\Delta(\omega^2)} \cos \omega t \quad (1.31)$$

Маючи кінематичні рівняння руху центру мас ротора (1.14) і (1.30), можна з'ясувати, який вигляд має траєкторія центру мас ротора.

Позначимо амплітуди вимушених коливань таким чином:

$$A_{x_{вим.}} = \frac{e c (C - M\omega^2)}{\Delta(\omega^2)} = a, \quad (1.32)$$

$$A_{y_{вим.}} = \frac{e \cdot c}{m(\frac{c}{m} - \omega^2)} = b. \quad (1.33)$$

Тоді

$$\begin{cases} x = a \cdot \cos \omega t \\ y = b \cdot \sin \omega t \end{cases} \quad (1.34)$$

Виключивши параметр t з рівнянь (1.34), отримаємо

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1. \quad (1.35)$$

Тобто траєкторія центру мас ротора є еліпс з півосями a (формула (1.32)) і b (формула (1.33)).

Якщо вважати вал, на якому знаходиться ротор і опори, якими підтримується плита з двигуном, пружними, то зробимо **висновки**:

1) крім критичної швидкості обертання ротору $\omega_{см.}$, що визначається за формулою (1.16) з'являються ще дві критичні швидкості;

2) величини нових критичних швидкостей можна знайти розв'язавши квадратне рівняння (1.26);

3) центр ваги ротора, що має ексцентриситет e , описує еліпс з півосями, величини яких залежать від усіх параметрів системи;

4) дослідивши формули амплітуд вимушених коливань центру ваги ротора (1.32) і (1.33), можна з'ясувати, при якому співвідношенні інерційних, конструктивних і жорсткісних параметрів об'єкту вивчення встановлюються інтенсивні вертикальні або горизонтальні коливання.

Методика виконання практичних розрахунків.

Для вибору сукупності інерційних, конструктивних і пружних параметрів, які забезпечать допустимі для експлуатації амплітуди горизонтальних і вертикальних коливань центру ваги ротора пропонується така послідовність дій.

1) Задаємо вихідні величини:

– маса ротора m , маса платформи M ;

– параметри валу двигуна: довжина l , діаметр d , ексцентриситет e , модуль пружності E_1 ;

– параметри стояків чи коліс: висота L , зовнішній та внутрішній діаметри D , d_k , моменти інерції перерізів стояка I_{cm} чи колеса I_k ; модулі пружності матеріалів E_2 , E_3 .

2) Визначаємо коефіцієнти згинної жорсткості: валу c стояків, чи коліс C , в залежності від розрахункової схеми.

3) Розв'язавши рівняння (1.26), визначаємо дві нові критичні швидкості $\omega_{кр1}$, $\omega_{кр2}$ для певних вихідних параметрів, заданих в п. 1.

4) За допомогою формул (1.32) та (1.33), знаходимо залежності амплітуд вимушених горизонтальних і вертикальних коливань центру ваги ротора, для заданих вихідних параметрів, як функції кутової швидкості ротора.

5) Проаналізувавши графіки амплітуд в зонах $0,95\omega_{кр} < \Omega < 1,05\omega_{кр}$, знаходимо точки перетину областей Ω з графіками залежностей критичних швидкостей, отриманих в п. 3.

З точки зору допустимих для експлуатації об'єкту амплітуд горизонтальних і вертикальних коливань центру ваги ротора не можна використовувати сукупність параметрів, які знаходяться в областях Ω .

2. Чисельний аналіз задачі для електродвигуна привода конвертора.

Маса ротора приймає значення в залежності від того, який двигун задіяний в технологічному процесі m [4, 11]. Наприклад $m = 1670$ кг. Вал, на якому знаходяться ротори, кріпиться підшипниками. Відстань між підшипниками l , наприклад, $l = 1,052$ м. Маса плити та нерухомих деталей двигуна M буде змінюватись в границях $M = 9000 \div 25000$ кг. Висота стояків, на яких тримається маса M , буде змінюватись в границях: $L = 0,5 \div 2,5$ м. Стояк виконаний з двох двотаврів № 22, між якими наварена для жорсткості металева пластина з розмірами, величини яких диктуються параметрами двотаврів [12]. Модуль пружності I-го роду матеріалу, з якого виконаний вал $E_1 = 2,1 \cdot 10^{11} \frac{H}{m^2}$. Модуль пружності I-го роду матеріалу, з якого виконаний стояк $E_2 = 2,2 \cdot 10^{11} \frac{H}{m^2}$. Величина ексцентриситету, що визначає відстань центру ваги ротору від осі обертання, приймає значення $e = 0,0001 - 0,001$ м.

Для визначення коефіцієнтів згинної жорсткості приймаємо такі розрахункові схеми. Вал ротору кріпиться в підшипниках A і B , ротор знаходиться посередині (рис. 3). Стояк, на якому тримається маса плити з двигуном, жорстко защемлений в підлогу (рис. 4).

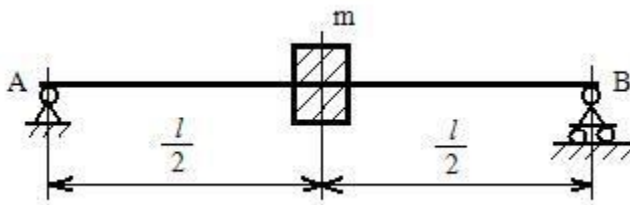


Рис. 3 – Розрахункова схема валу

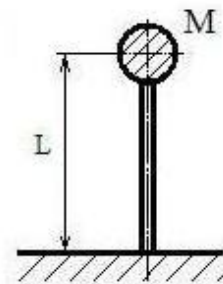


Рис. 4 – Розрахункова схема опори

Коефіцієнти згинної жорсткості валу ротора c згідно розрахункової схеми дорівнює [1]

$$c = \frac{48E_1I_e}{l^3}, \quad (2.1)$$

де I_e – осьовий момент інерції перерізу суцільного валу.

$$I_e = \frac{\pi d^4}{64}. \quad (2.2)$$

Тоді

$$c = \frac{3E_e\pi d^4}{4l^3}. \quad (2.3)$$

Коефіцієнти згинної жорсткості стояка C , згідно розрахункової схеми дорівнює [1]

$$C = \frac{3E_2I_{cm}}{L^3}, \quad (2.4)$$

$$I_{cm} = 2I_1 + \frac{6h^3}{12}, \quad (2.5)$$

де I_{cm} – осьовий момент інерції перерізу стояка,

I_1, b, h – осьовий момент інерції та розміри двотавру № 22.

Критична швидкість обертання ротору, що співпадає з власною частотою ротору масою m , яка знаходиться на валу згинної жорсткості c , визначається за відомою формулою [1]

$\omega_{cm} = \sqrt{\frac{c}{m}}$. Ще дві критичні швидкості знайдемо, розв'язавши квадратне рівняння

$$(C - M\omega_{кр}^2)(c - m\omega_{кр}^2) - c \cdot m \cdot \omega_{кр}^2 = 0. \quad (2.6)$$

Для зручності при варіюванні масових, конструктивних параметрів, а значить, параметрів інертності та жорсткості, запишемо формули для коренів квадратного рівняння (2.6)

$$\omega_{кр1,2} = \frac{(M - m)0,75 \frac{E_1\pi d^4}{l^3} + m \cdot \frac{3E_2I_{cm}}{L^3} \pm \sqrt{\left[(M - m)0,75 \frac{E_1\pi d^4}{l^3} + m \cdot \frac{3E_2I_{cm}}{L^3} \right]^2 - M \cdot m \cdot \frac{27}{4} \cdot \frac{E_1E_2\pi d^4 \cdot I_{cm}}{l^3 \cdot L^3}}{2M \cdot m}. \quad (2.7)$$

Результати залежностей між критичними швидкостями $\omega_{кр1}, \omega_{кр2}$ і масою M , при фіксованих параметрах валу та стояків зображені на рис. 5.

На рис. 6 зображені залежності між критичними швидкостями $\omega_{кр1}, \omega_{кр2}$ і висотою стояка L , при інших фіксованих параметрах.

Визначення амплітуд вимушених коливань центру ваги ротору. Як позначено в пункті 1, центр ваги ротору в даній постановці задачі рухається по еліпсу з півосями a та b , що визначаються за формулами (1.32), (1.33). Піввісь еліпсу по горизонталі дорівнює:

$$a = \frac{0,75e \frac{E_1\pi d^4}{l^3} \left(\frac{3E_2I_{cm}}{L^3} - M\omega^2 \right)}{\Delta(\omega^2)}, \quad (2.8)$$

де

$$\Delta(\omega^2) = \left(\frac{3E_2I_c}{L^3} - M\omega^2 \right) \left(0,75 \frac{E_1\pi d^4}{l^3} - m\omega^2 \right) - 0,75 \frac{E_1\pi d^4}{l^3} m\omega^2. \quad (2.9)$$

Піввісь еліпсу по вертикалі дорівнює

$$b = \frac{0,75e \frac{E_1\pi d^4}{l^3}}{m \left(0,75e \frac{E_1\pi d^4}{l^3 m} - \omega^2 \right)}. \quad (2.10)$$

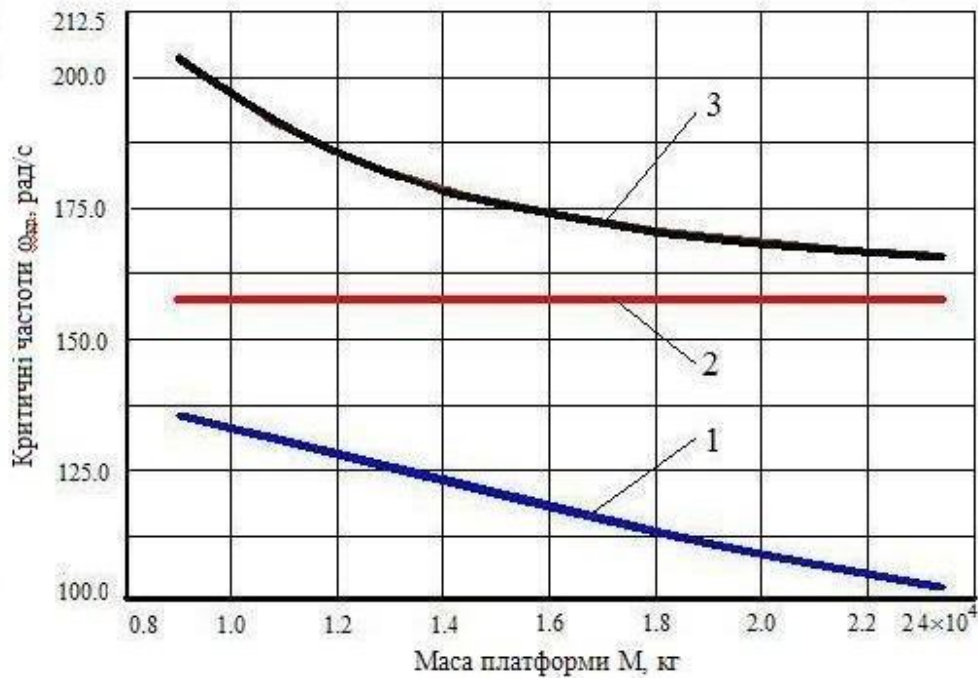


Рис. 5 – Графіки залежностей критичних частот від маси при $L = 0,7$ м: 1 – $\omega_{кр1}$; 2 – $\omega_{ст}$; 3 – $\omega_{кр2}$

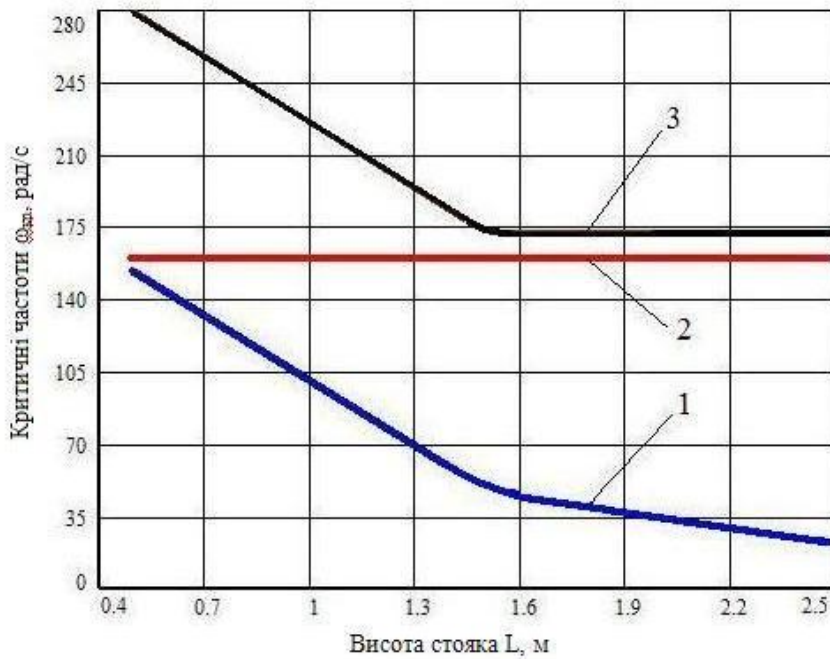


Рис. 6 – Графіки залежностей критичних частот від висоти стояка при $M = 10920$ кг: 1 – $\omega_{кр1}$; 2 – $\omega_{ст}$; 3 – $\omega_{кр2}$

Результати залежностей півосей еліпсів, тобто амплітуд вимушених коливань центру ваги ротора, від кутової швидкості ротору поблизу критичних її значень, зображені на рис. 7–9. На рис. 7–8 зображені графіки амплітуд горизонтальних коливань, а на рис. 9 – вертикальних коливань при різних значеннях ексцентриситету.

Аналізуючи графічні залежності рис. 7–9, маємо: амплітуди і горизонтальних і вертикальних коливань досягають найбільших значень, якщо частота обертання ротору досягає критичних значень. Піки графіків тим вищі, чим більших ексцентриситет e .

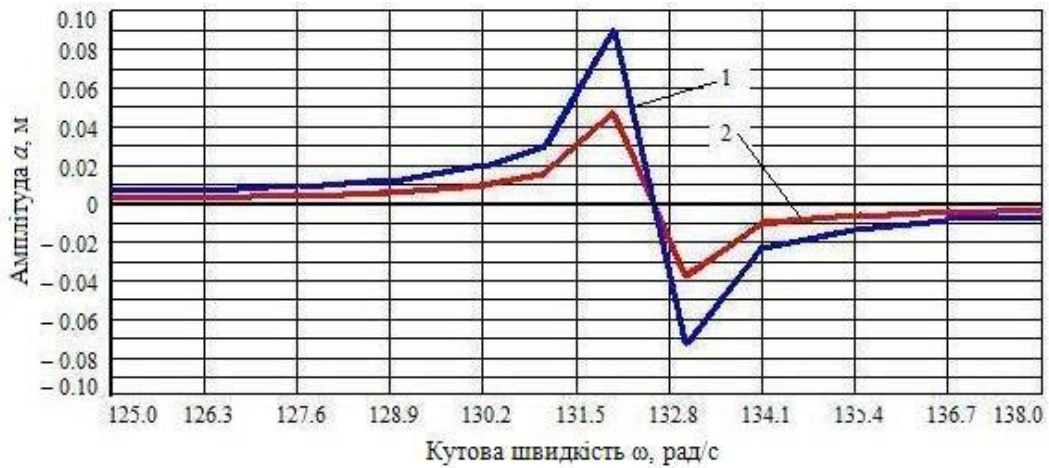


Рис. 7 – Графіки залежностей амплітуди горизонтальних коливань від кутової швидкості ротору: 1 – $e = 0,001$ м; 2 – $e = 0,0005$ м



Рис. 8 – Графіки залежностей амплітуди горизонтальних коливань від кутової швидкості ротору ω : 1 – $e = 0,001$ м; 2 – $e = 0,0005$ м

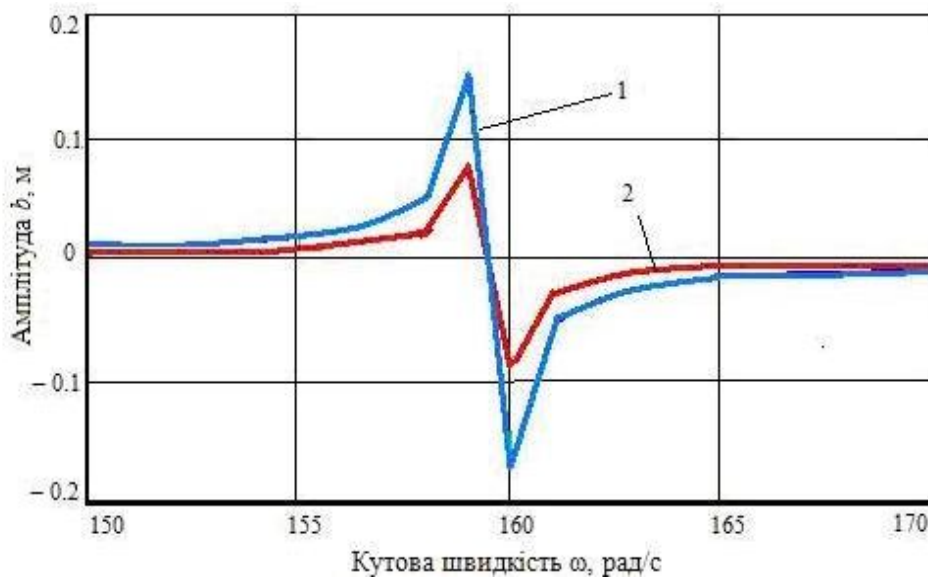


Рис. 9 – Графіки залежностей амплітуди вертикальних коливань від кутової швидкості ротору ω : 1 – $e = 0,001$ м; 2 – $e = 0,0005$ м

З точки зору допустимих для експлуатації значень амплітуд коливань, на рис. 10, 11 отримані точки перетину горизонтальних ліній частот з областей Ω , де $0,95\omega_{кр} < \Omega < 1,05\omega_{кр}$, з графіками меншої критичної частоти (точки K_1 і K_2) та з графіками більшої критичної частоти (точки K_3 і K_4).

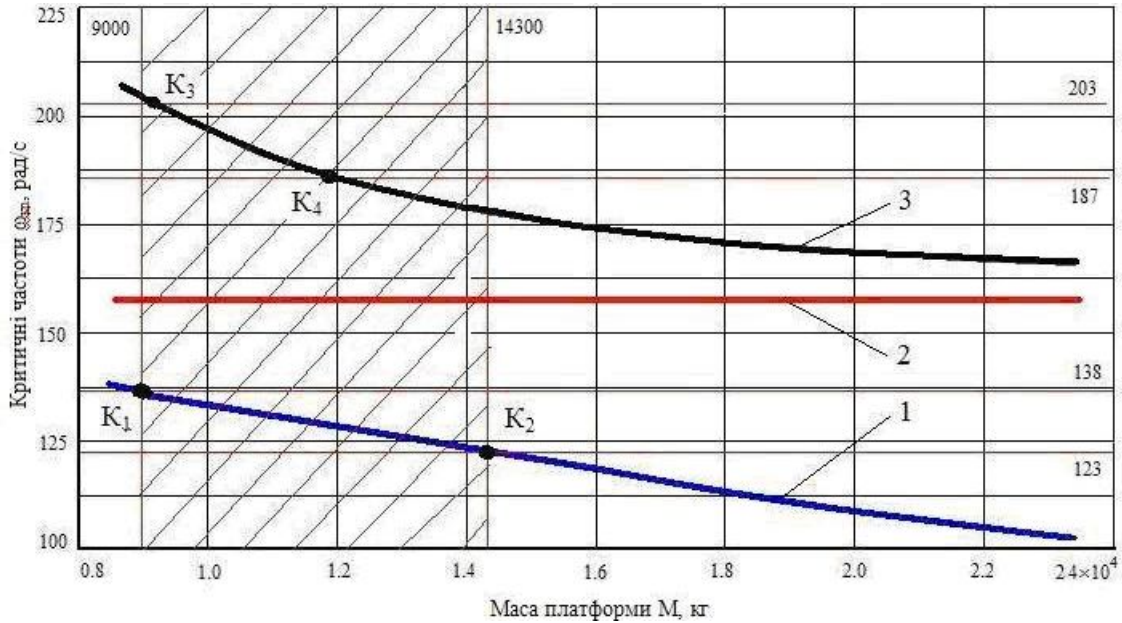


Рис. 10 – Графіки для визначення раціональних мас M при $L = 0,7$ м: 1 – $\omega_{кр1}$; 2 – $\omega_{кр2}$; 3 – $\omega_{кр2}$

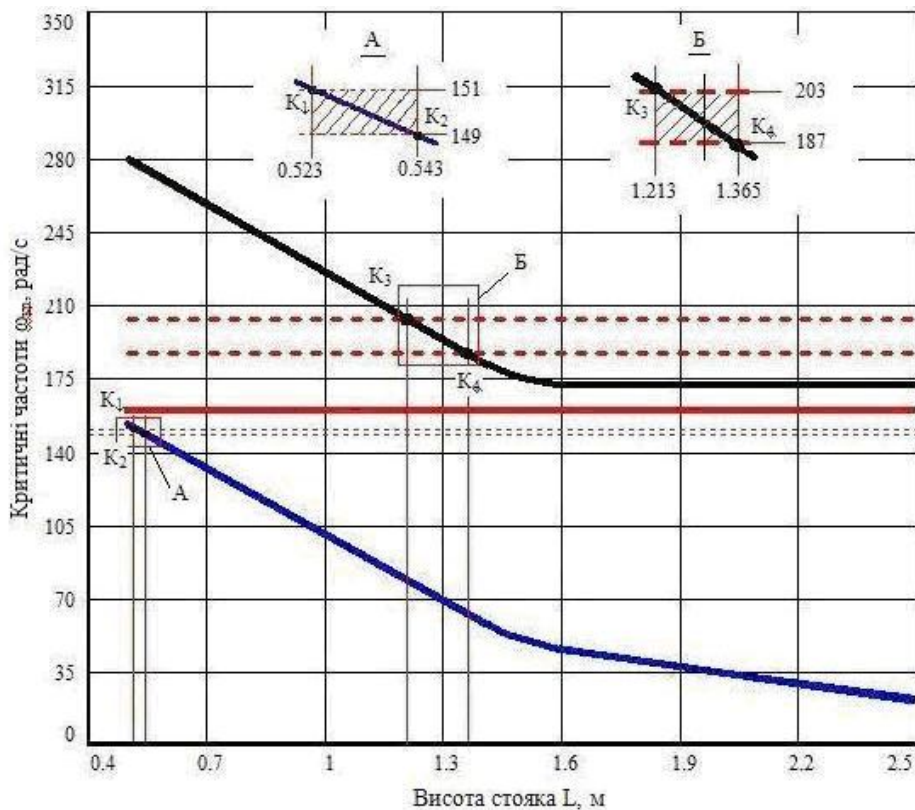


Рис. 11 – Графіки для визначення раціональних мас M при $L = 0,7$ м: 1 – $\omega_{кр1}$; 2 – $\omega_{кр2}$; 3 – $\omega_{кр2}$

Аналізуючи заштриховані на рис. 10 і 11 області для конкретних вихідних даних $m = 1670$ кг; $l = 1,052$ м; $d = 0,1$ м; $I_{cm} = 1,486 \cdot 10^{-4}$ м⁴; $E_1 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $E_2 = 2,2 \cdot 10^{11}$ Н/м², робимо висновки:

- при $L = 0,7$ м значення маси M не повинно належати області
 $9000 \text{ кг} < M < 14300 \text{ кг}$;
- при $M = 10920$ кг висота стояка не може задовольняти нерівностям
 $0,523 \text{ м} < L < 0,543 \text{ м}$, $1,213 \text{ м} < L < 1,365 \text{ м}$.

Зауваження. Якщо платформа, на якій знаходиться ротор, тримається на **колесах** таким чином, що розрахункова схема співпадає з рисунком 1, тоді коефіцієнт згинної жорсткості колеса визначаємо за формулою [1]

$$C = \frac{12E_3I_K}{D^3},$$

де $I_K = \frac{\pi}{64}(D^4 - d_K^4)$ – осьовий момент інерції колеса, м⁴.

Висновки

1. Замість однієї критичної кутової швидкості $\omega_{ст}$, в випадку пружних стійок маємо три критичні швидкості: швидкість $\omega_{ст}$ і дві нові: $\omega_{кр1}$, $\omega_{кр2}$ такі, що має місце нерівність
 $\omega_{кр1} < \omega_{ст} < \omega_{кр2}$.
2. Якщо частота ω , з якою обертається ротор, наближається до меншої критичної швидкості $\omega_{кр1}$, амплітуда a швидко зростає, амплітуда b має певне значення, тобто мають місце інтенсивні горизонтальні коливання ротора. При частоті ω , що наближається до критичної швидкості $\omega_{ст}$, яка мала місце при непружному стояку, a має певне значення, b зростає, тобто мають місце інтенсивні вертикальні коливання ротора. При частоті ω , що наближається до більшої критичної частоти $\omega_{кр2}$, знову мають місце горизонтальні інтенсивні коливання ротора.
3. Маючи графічні залежності критичних швидкостей обертання ротору від усіх параметрів об'єкту, є можливість визначати область раціональних значень окремо кожного параметру при фіксованих інших параметрах, з точки зору з'ясування умови не попадання цього параметру в області Ω_i , для яких має місце нерівність

$$0,95\omega_{кр i} < \Omega_i < 1,05\omega_{кр i},$$

де $i = 1, 2$.

Метою майбутніх досліджень буде підбір раціонального поєднання параметрів означеного в роботі об'єкту вивчення, що дозволить використати ці результати на стадії проектування або реконструкції різних машин металургійного виробництва.

Список використаних джерел:

1. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
2. Блехман И.И. Вращение неуравновешенного ротора, обусловленного гармоническими колебаниями его оси / И.И. Блехман. – М.: Изв. АН СССР, ОТН, 1954. – № 8.
3. Большаков В.И. Динамика крупных машин / В.И. Большаков. – М.: Машиностроение, 1969. – 214 с.
4. Буцукін В.В. Удосконалення електромеханічного багатодвигунового приводу нахилу конвертера з метою зменшення навантажень в перехідних режимах: дис. канд. техн. наук. – Дніпропетровськ, 2004. – 210 с.
5. Вейц В.Л. Динамические расчеты приводов машин / В.Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1971. – 352 с.
6. Давыдов Б.Л. Статика и динамика машин/ Б.Л. Давыдов, Б.А. Скородумов. – М.: Машиностроение, 1967. – 432 с.
7. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н. Кожевников. – Киев: Наук. думка, 1986. – 285с.
8. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Физматгиз, 1960. – 472 с.

9. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики: т. II. Динамика / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лур'є. – М.: ГИТ–ТЛ, 1954. – 595 с.
10. Яблонский А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Нореико. – М.: Высшая школа, 1975. – 248 с.
11. Целиков А.И. Машины и агрегаты металлургических заводов. т. II / А.И. Целиков, П.И. Полухин. – М.: Металлургия, 1988. – 432 с.
12. Степин П.А., Соппротивление материалов / П.А. Степин. – М.: Высшая школа, 1983. – 303 с.

Bibliography:

1. Panovko Ja.G. Foundations of Applied theory of elastic vibrations / Ja.G. Panovko. – Mashinostroenie, 1967. – 316 p. (Rus.)
2. Blekhman I.I. Unbalanced rotor rotation caused by harmonic oscillations of its axis / I.I. Blekhman. – М: Izv. AN SSSR, OTN, 1954. – № 8. (Rus.)
3. Bolshakov V.I. The dynamics of large machines / V.I. Bolshakov. – М.: Mashinostroenie, 1969. – 214 p. (Rus.)
4. Butsukin V.V. Improvement of electromechanical bahatodvyhunovoho about tilting the converter to reduce loads in transient conditions: Candidate. techn. science degree. – Dnepropetrovsk, 2004. – 210 p. (Ukr.)
5. Weitz V.L. Dynamic calculations drive cars / V.L. Weitz. — L.: Mashinostroenie, 1971. – 352 p. (Rus.)
6. Davydov B.L. Statics and dynamics of machines / B.L. Davidov, B.A. Skorodumov. – М.: Mashinostroenie, 1967. – 432 p. (Rus.)
7. Kozhevnikov S.N. The dynamics of non-stationary processes in machines / S.N. Kozhevnikov. -- Kyiv: Naukova Dumka, 1986. – 285p. (Rus.)
8. Timoshenko S.P. Fluctuations in engineering / S.P. Tymoshenko. – Moscow: Fizmatgiz, 1960. – 472 p. (Rus.)
9. Loytsyansky L.G. Course teoretycheskoy mechanics: Vol. II. Dynamics / L.G. Loytsyansky, A.I. Lurie. – М.: НУТ–ТЛ, 1954. – 595 p. (Rus.)
10. Jablonski A.A. Course in the theory of oscillations / A.A. Jablonski, S. Noreyko. – М.: Vysshaja shkola, 1975. – 248. (Rus.)
11. Cselikov A.I. Machines and units of metallurgical plants. Vol. II. / A.I. Cselikov, P.I. Polukhin. – Moscow, Metallurgya, 1988. – 432 p. (Rus.)
12. Stepin P.A. Strength of Materials / P.A. Stepin. – М.: Vysshaja shkola, 1983. – 303 p. (Rus.)

Рецензент: В.В. Суглобов
д-р техн. наук, ДВНЗ «ПДТУ»

Стаття надійшла 10.11.2012

УДК 621.875

©Сагиров Ю.Г.*

**УТОЧНЕННЫЙ МЕТОД АНАЛИЗА НАПРЯЖЕННО-
ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БАШЕННОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ
КОЛОННЫ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА**

Разработаны пространственные модели металлоконструкции порталного крана. Выполнен анализ напряженного состояния колонны. Предложен уточненный метод анализа напряженно-деформированного состояния металлоконструкции башенной цилиндрической колонны порталного крана.

Ключевые слова: порталный кран, металлоконструкция, пространственная модель, метод конечных элементов, SolidWorks, Cosmos Works, долговечность.

* канд. техн. наук, доцент, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь