

УДК 621. 01. 001

*С.М. Жигилій, к.т.н., доцент
С.С. Пісковий, м.н.с.*

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ГЕОМЕТРИЧНА ФОРМА ДЕБАЛАНСУ МЕХАНІЧНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО ЗБУДЖУВАЧА КОЛИВАНЬ

Наведено результати дослідження впливу геометричної форми дебалансу механічного відцентрового збуджувача коливань на загальну динамічну дію віброзбуджувача; з умови фіксованого значення радіуса дебалансу визначено його найоптимальнішу геометричну форму; розглянуто можливі варіанти.

Ключові слова: *відцентрова сила інерції дебалансу віброзбуджувача, геометрична форма дебалансу; керований механічний відцентровий дебалансний збуджувач коливань, оптимізаційна математична модель, цільова функція.*

УДК 621. 01. 001

*С.М. Жигилій, к.т.н., доцент
С.С. Песковой, м.н.с.*

Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка

ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ ФОРМА ДЕБАЛАНСА МЕХАНИЧЕСКОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВОЗБУДИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ

Изложены результаты исследования влияния геометрической формы дебаланса механического центробежного возбудителя колебаний на общее динамическое воздействие вибровозбудителя; из условия фиксированного значения радиуса дебаланса установлена его оптимальная геометрическая форма; рассмотрены возможные варианты.

Ключевые слова: *центробежная сила инерции дебаланса вибровозбудителя, геометрическая форма дебаланса, управляемый механический центробежный дебалансный возбудитель колебаний, оптимизационная математическая модель, целевая функция.*

UDC 621. 01. 001

*S.M. Zhyhylii, PhD, Associate Professor
S.S. Piskoviy, junior researcher*

Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University

GEOMETRIC SHAPE OF UNBALANCE MECHANICAL CENTRIFUGAL VIBRATION EXCITER OF OSCILLATIONS

The research of the influence of geometric shape of unbalance mechanical centrifugal vibration exciter on the general dynamic impact of the vibration exciter was expounded; its optimal geometric shape was set out of a fixed value of the radius of the unbalance; possible options were considered.

Keywords: *centrifugal force of inertia unbalance of vibration exciter, the geometric shape of the unbalance, controlled mechanical centrifugal unbalanced vibration exciters of oscillations (CMCUVEO), optimization mathematical model, the objective (target) function.*

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Вібраційні машини з механічним відцентровим дебалансним збуджувачем коливань давно та широко застосовуються в будівництві й у будівельній індустрії, а за останні роки вони успішно впроваджуються й у машинобудуванні та інших галузях, замінюючи багато традиційних технологічних процесів, витісняючи ручну малоефективну працю, підвищуючи продуктивність і якість робіт. Межі та галузі застосування їх і далі невпинно розширюються. В усіх випадках означеного застосування першоджерелом необхідного руху будь-якого вібраційного пристрою є обертання дебалансу (або декількох дебалансів) на відповідному дебалансному валу. Очевидно, що геометрична форма та розміри кожного дебалансу мають один з вирішальних впливів на загальну динамічну дію віброзбуджувача. Усе це, звісно, стосується і керованих механічних відцентрових дебалансних збуджувачів коливань (КМВДЗК) [1].

Аналіз останніх публікацій, у яких започатковане розв'язання цієї проблеми і на які спирається автор, виділення не розв'язаних раніше частин загальних проблеми, котрим присвячується означена стаття. Пуск дебалансного збуджувача приводним електродвигуном пов'язаний зі створенням на валу 1 достатнього обертального моменту $M_{об}$ (рис. 1), що вимагає певного необхідного запасу потужності самого двигуна. Це зумовлено тим, що у початковий після пуску привідного двигуна проміжок часу виникає потреба здолати момент сили тяжіння дебалансу 3 відносно осі обертання дебалансного вала 1.

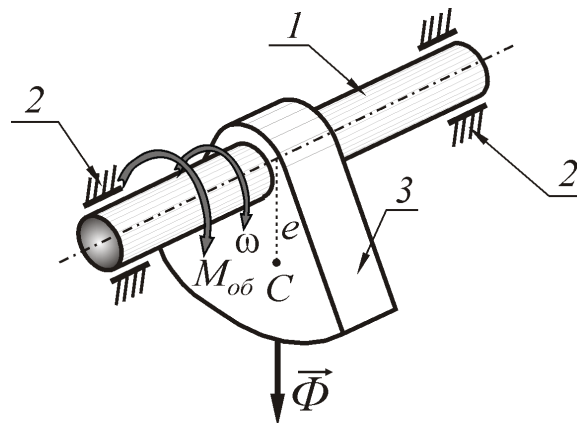


Рис. 1 – Відцентровий дебалансний віброзбуджувач

Тобто потужність привідного двигуна, обумовлена процесом пуску, виявляється значно завищеною для усталеного (робочого) режиму, коли двигун працює практично з навантаженням холостого ходу. Чим більший статичний момент S маси дебалансів, тим більша амплітуда коливань і вища ефективність вібраційного впливу на оброблюване середовище, але тим більш потужний двигун, потрібний для пуску [2].

Певним чином зазначену проблему розв'язує застосування КМВДЗК, в яких пуск відбувається у зрівноваженому стані [3]. Але для полегшення умов пуску все одно необхідно прагнути до мінімізації моменту інерції відповідних конструктивних елементів КМВДЗК, що обертаються.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Викладене спонукало усвідомити необхідність проведення дослідження впливу геометричної форми дебалансу механічного відцентрового збуджувача коливань на загальну динамічну дію віброзбуджувача.

Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів. Як відомо, рух робочого органа вібраційної технологічної машини в першу чергу визначається рівнодійною $\Phi = S \cdot \omega^2$ відцентрових сил інерції елементів дебалансного вала віброзбуджувача; тобто однією зі двох первинних характеристик, які визначають структуру та величину динамічної дії технологічної машини на оброблюване середовище є статичний момент $S = m \cdot e$, де m та e – маса та ексцентриситет дебалансу відповідно [2].

Розглянемо дебаланс, що має форму кругового сектора радіуса R із центральним кутом 2α та певну товщину δ (рис. 2). Його маса $m = \rho \cdot V = \rho \cdot A \cdot \delta$, де ρ – густина матеріалу виготовлення дебалансу; V та A – відповідно об'єм та площа фронтальної поверхні дебалансу.

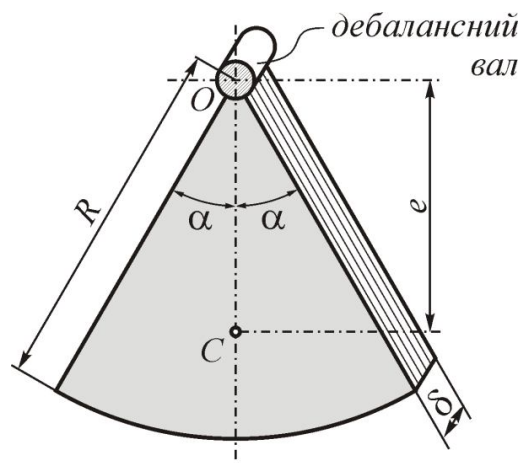


Рис. 2 – Дебаланс

Оскільки площа кругового сектора $A = \alpha \cdot R^2$, то $m = \rho \cdot \delta \cdot \alpha \cdot R^2$.

Віддаль OC від осі обертання до центра мас C кругового сектора, яка і визначає ексцентриситет дебалансу, знайдемо за формулою (60.3) [4]

$$OC = e = \frac{2 \cdot R \cdot \sin \alpha}{3 \cdot \alpha}.$$

Тоді

$$S = \rho \cdot \delta \cdot \alpha \cdot R^2 \cdot \frac{2 \cdot R \cdot \sin \alpha}{3 \cdot \alpha} = \frac{2}{3} \cdot \rho \cdot \delta \cdot R^3 \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

звідки очевидно, що для дебалансів, виготовлених з одного і того ж матеріалу, та однакової товщини δ вирішальний вплив на величину статичного моменту S мають значення радіуса R та центрального кута 2α .

Звісно, що найпростіше для збільшення значення S збільшувати радіус R . Про негативні наслідки цього в момент пуску зазначалося вище. Також необхідно враховувати те, що будь-яка технологічна вібростанова має певні (скінченні) геометричні розміри, які часто встановлюються в результаті достатньо складних розрахунків і міркувань, що також може якимось чином обмежувати значення радіуса R .

З іншого боку, певні технологічні вимоги до параметрів вібраційної машини, що пов'язані, наприклад, з потрібними для виконання того чи іншого технологічного процесу величинами збурної сили та (або) вантажопідйомності робочого органа вібростанови, накладають жорсткі обмеження на необхідне достатнє значення статичного моменту S .

Зазначене протиріччя не може бути вирішене у повному обсязі, але можна говорити про оптимальну геометричну форму дебалансу *при заданому значенні його радіуса*.

Будемо розглядати рівняння (1) як *математичну модель* статичного моменту S , де як *критерій оптимізації* прийнято кут α ; тоді *цільова функція* має вигляд $S = S(\alpha) = \frac{2}{3} \rho \delta R^3 \cdot \sin \alpha$, де $\frac{2}{3} \rho \delta R^3 = \text{const}$ – за постановкою задачі.

Для знаходження екстремального значення цільової функції визначимо першу похідну $\frac{dS}{d\alpha} = \frac{2}{3} \rho \delta R^3 \cdot \cos \alpha$ та прирівняємо її до нуля:

$$\frac{dS}{d\alpha} = \frac{2}{3} \rho \delta R^3 \cdot \cos \alpha = 0. \text{ Звідси знаходимо, що } \cos \alpha = 0, \text{ а } \alpha = \frac{\pi}{2}.$$

Для визначення екстремуму (*max* чи *min*) знайдемо другу похідну $\frac{d^2S}{d\alpha^2} = -\frac{2}{3} \rho \delta R^3 \cdot \sin \alpha$ та з'ясуємо її знак при $\alpha = \frac{\pi}{2}$:

$$\frac{d^2S}{d\alpha^2} \Big|_{\alpha=\frac{\pi}{2}} = -\frac{2}{3} \rho \delta R^3 \cdot \sin \frac{\pi}{2} = -\frac{2}{3} \rho \delta R^3 < 0.$$

Оскільки друга похідна менша від нуля, то функція $S = S(\alpha)$ при $\alpha = \frac{\pi}{2} = 90^\circ$ має *максимальне значення*.

Реальний дебаланс такої форми є половиною циліндра радіуса R та

$$\text{висотою } \delta, \text{ у якого } e = \frac{2 \cdot R \cdot \sin \frac{\pi}{2}}{3 \cdot \frac{\pi}{2}} = \frac{2 \cdot R \cdot 1 \cdot 2}{3 \cdot \pi} = \frac{4R}{3\pi}, \text{ а } S = \frac{2 \delta R^3}{3} \cdot \rho.$$

Наприклад, нерухомий дебаланс вібраційного верстата ВІО-8 для об'ємної фінішної обробки дрібних деталей у середовищі вільного

абразиву [5, 6] (рис. 3) має такі параметри: $R = 60 \text{ мм}$, $\delta = 39 \text{ мм}$,
 $e = \frac{4 \cdot 60}{3\pi} \approx 25,46 \text{ (мм)}$ та $S = \frac{2\delta R^3}{3} \cdot \rho = \frac{2 \cdot 0,039 \cdot 0,06^3}{3} \cdot 7870 \approx 44,2 \cdot 10^{-3} \text{ (кг} \cdot \text{м)}$, де
 $\rho_{\text{ст}} = 7870 \text{ кг/м}^3$ – густина сталі, з якої виготовлений дебаланс.

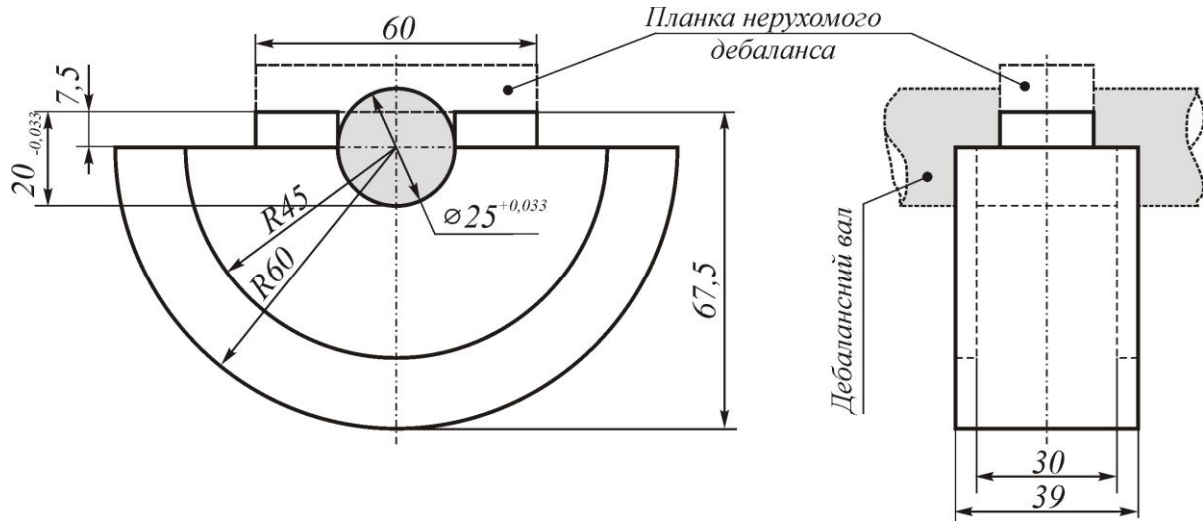


Рис. 3 – Нерухомий дебаланс вібраційного верстата ВІО-8

Свого часу д.т.н., проф. К.О. Олехнович поставив одному з авторів запитання про вплив на загальну ефективність тієї частини дебалансу, яка знаходиться у безпосередній близькості до осі обертання (див. рис. 4, де відтворено ескіз, який навів К.О. Олехнович, знайомлячись з чорновим варіантом дисертації С.М. Жигилія, на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук).

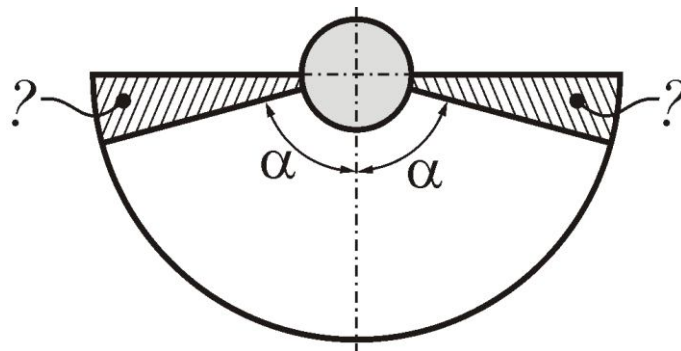


Рис. 4 – Ескіз К.О. Олехновича

Для відповіді, яка, на жаль, дуже запізнилася, побудуємо та проаналізуємо графіки, що визначають очевидні зміни значень статичного моменту S та площі A дебалансу у формі кругового сектора залежно від зміни кута α (рис. 5).

Так, наприклад, при зменшенні кута α до 75° статичний момент складає $96,6\%$ від максимального, а площа A зменшується на $16,7\%$; при

зменшенні α до 60° статичний момент складає $86,6\%$ від максимального, а площа A зменшується на $33,3\%$ (на *третину*); якщо ж α зменшити до 45° , то відповідно зміниться і площа A (зменшиться вдвічі), а статичний момент складатиме $70,7\%$ від максимального.

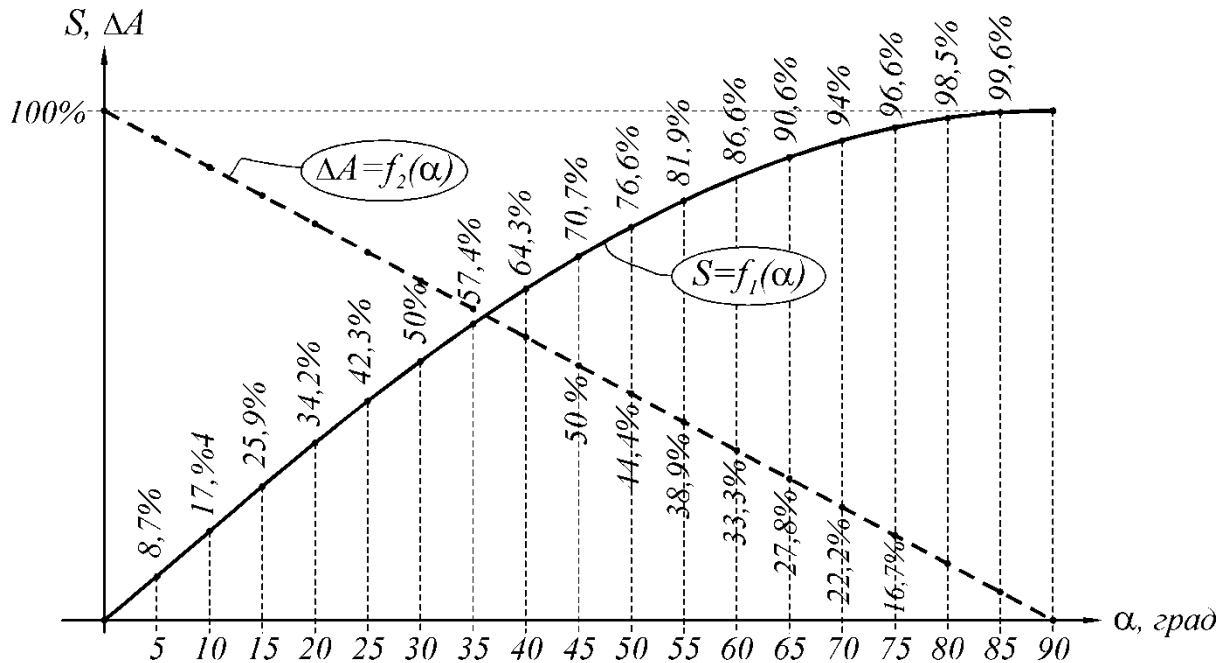


Рис. 5 – Залежності $S = f_1(\alpha)$ та $\Delta A = f_2(\alpha)$

Звісно, що зміни ΔA площі дебалансів призводять до адекватної зміни витрат матеріалу на виготовлення останніх. Тобто зменшення значення статичного моменту S у певних межах призводить до достатньо значимого зменшення *матеріалоемності* – див. рис. 5. Очевидно, що у кожному конкретному випадкові інженеру-проектувальнику вібраційної техніки необхідно якимось чином вирішувати питання про зазначені межі.

Але в будь-якому разі дебаланс із фронтальною поверхнею у формі півкола *максимально* збільшує загальну динамічну дію механічного відцентрового збуджувача коливань.

Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у цьому напрямі. Отримані та викладені результати дають можливість враховувати їх на етапах моделювання й конструювання різноманітних вібраційних технологічних машин, свідомо визначаючи необхідну геометричну форму дебалансу (або дебалансів) механічних відцентрових збуджувачів коливань. Подальші наукові дослідження та розроблення спрямовані на з'ясування питання про оптимальне значення радіуса R дебалансу з фронтальною поверхнею у формі кругового сектора з умови фіксованого значення його площі A (тобто з умови однакової матеріалоемності).

Література

1. Жигилій С.М. Принцип роботи керованих механічних відцентрових дебалансних збуджувачів коливань / С.М. Жигилій, В.М. Бровко // Збірник наукових праць міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів». – Кіровоград: КНТУ, 2013. – С. 28 – 31.
2. Жигилій С.М. Динаміка дебалансного вала керованого віброзбуджувача УВВ-02 / С.М. Жигилій, К.С. Дяченко // Збірник наукових праць. Серія: галузеве машинобудування, будівництво. – №1(31). – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – С. 187 – 194.
3. Жигилій С.М. Увеличение интенсивности вибрационного воздействия управляемого дебалансного вибровозбудителя / С.М. Жигилій, Е.С. Дяченко // Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки: междунар. сб. науч. тр. Вып. 4 / М-во образования Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп.; под ред. А.О. Шимановского. – Гомель: БелГУТ, 2010. – С. 100 – 106.
4. Яблонский А.А. Курс теоретической механики: ч. 1 / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. – М.: Высш. школа, 1984. – 343 с.
5. Жигилій С.М. Управляемая вибрационная машина для подготовки металлической фибры: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук / Полтавский государственный технический университет. – Полтава, 1997. – 16 с.
6. Вибрационный станок объемной финишной обработки ВЮ-8 / Л.И. Сердюк, А.И. Касьянов, С.М. Жигилій. – Полтава: ПО «Знамя», 1988. – 4 с.

Надійшла до редакції 14.04.2014
©С.М. Жигилій, С.С. Пісковий