

## ПРО МЕТОДИ ТЕОРЕТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНЮВАНOSTI КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ КОЧЕННЯ У ПІДШИПНИКАХ КЕРОВАНОВО ВІБРАЦІЙНОГО ЗБУДЖУВАЧА

© Пісковий С.С., 2011

*Наведено способи удосконалення керованих вібраційних машин. Розроблено методику визначення коефіцієнта опору кочення в підшипниках для керованих вібромашин з дебалансним збуджувачем коливань. Отримано експериментальні дані і на їхній основі реалізовано графічну залежність значення коефіцієнта опору кочення в підшипниках віброзбуджувача від величини завантаження машини і величини сумарного статичного моменту мас дебалансів. Проаналізовано отримані експериментальні дані і тенденції зміни зазначеного коефіцієнта.*

*The article gives certain ways of carrying to perfection some controllable vibro-machines. It is developed and created the oscillation device for making of sidewalk tile. Main his feature is combination of the guided vibration and fast-response inertialess finish loader. The simultaneous management by the parameters of vibration and pressure in the chamber of inertialess finish loader allows substantially to intensify the process of compression of concrete mixtures at making of high-quality sidewalk tile.*

**Постановка проблеми.** Для привода технологічних вібраційних машин зазвичай використовують дебалансні вібраційні збуджувачі коливань. Їхня основна перевага полягає у порівняній нескладності виготовлення і простоті перетворення електричної енергії на енергію механічних коливань. Дебалансні віброзбуджувачі забезпечують доволі високу збурну силу (понад 1 кН на 1 кілограм їх маси), дають можливість плавно або ступінчасто регулювати частоту обертання у широкому діапазоні, відрізняються низькою чутливістю до змін, зовнішніх впливів на свою роботу.

До недоліків можна зарахувати [1] обмежений ресурс, який залежить від механічних властивостей і якості матеріалів і виробів, використаних у конструкції віброзбуджувача, точності виготовлення деталей і складання вузлів, складність незалежного регулювання амплітуди і частоти збурної сили.

У динаміці вібраційних машин особливе місце займають питання, пов'язані із балансом потужності, що витрачається приводом машини. І хоча такі машини використовуються вже багато років й існує багато ідей і версій визначення потужності привідного електродвигуна, все ще немає надійного методу розрахунку необхідної потужності двигуна. Однак всі, хто займався цією проблемою, згодні, що нерідко трапляються серйозні прорахунки під час визначення потужності привідного двигуна.

Багато вчених схиляються до того, що потужність привідного двигуна дебалансного віброзбуджувача визначається умовами його пуску. Застосувавши теорему про зміну кінетичної енергії, можна записати значення пускового моменту  $M_{\Pi}$  з урахуванням початкового кута відхилення дебалансу від нижнього вертикального положення і моменту опору обертанню дебалансного вала

$$M_{\Pi} \geq M_o + \frac{1 + \cos \alpha}{p - a} Sg, \quad (1)$$

де  $S$  – сумарний статичний момент мас дебалансів;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $M_0$  – момент опору обертанню дебалансного вала за номінальної кутової швидкості.

Для пуску потрібна велика потужність, але після розгону до номінальної частоти обертання двигун працює з низьким коефіцієнтом потужності ( $\cos j$ ), практично як на холостому ході.

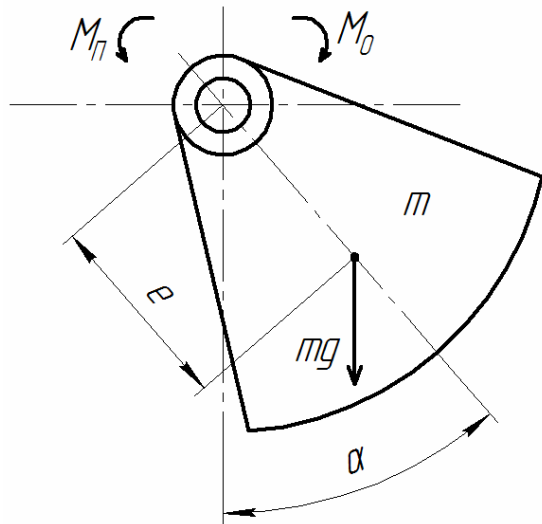


Рис. 1. Схема пуску

З'ясувавши, на що витрачається потужність двигуна під час роботи вібростанини, можна значно просунути у розумінні динаміки процесів механічних коливань. Це дало б змогу оптимізувати параметри розрахунку і добору привідних двигунів технологічних вібраційних машин.

**Аналіз останніх досліджень.** Варто зазначити, що багато дослідників намагалися теоретично і в дослідах вивчати баланс потужності у вібраційних машинах. Проте такі намагання не були успішними і складалося враження, що цю проблему вирішити не вдасться. Основну провину за невдачі поклали на нелінійності у дисипативних характеристиках системи, які неможливо скільки-небудь адекватно врахувати. Маючи у своєму розпорядженні керовані віброзбуджувачі, можна відстежити вплив машини на

оброблюване середовище і вплив змін, що відбуваються з властивостями різних оброблюваних середовищ під дією вібрації на динаміку та енергетичний баланс машини, знаходити шляхи розсіювання енергії в машині.

Останнім часом і в Україні, і за кордоном з'явилося багато досліджень, спрямованих на вивчення і розуміння природи, а також видів і закономірностей кочення тіл. Роботи в цьому напрямі можна умовно поділити на чотири основні групи:

1. Вивчення явищ, що виникають під час "чистого" кочення окремих тіл.
2. Вивчення явищ, що відбуваються під час кочення тіл, виготовлених із різних матеріалів, які деформуються, зношуються і частково проковзують одне по одному.
3. Кочення тіл із різних матеріалів за наявності мастильних речовин.
4. Визначення опору в підшипниках кочення.

Деякі автори досліджують зношувальність тіл кочення і поверхонь кочення, побіжно торкаючись питань протидії перекошуванню тіл у контексті тертя і зношування [3].

Також багато дослідників пов'язують опір кочення з фізичними властивостями тіл, що контактують (твердість, температура, наявність мастила тощо) [3, 6].

Але ніхто не розглядає можливості зміни умов кочення в підшипнику під час роботи машини.

**Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми.** Незважаючи на доволі велику кількість досліджень з проблем кочення, автору не вдалося знайти такі, у яких розглядалися б тенденції зміни коефіцієнта опору кочення в динаміці, під час роботи машини. Особливо це стосується вібраційних машин. Відомо, що величина моменту сил опору обертання дебалансного вала визначається залежністю

$$M_0 = M_1 \dot{\phi} + f \dot{\phi} r, \quad (2)$$

де  $M_{0y}$  – момент опору обертанню в динамічно урівноваженому стані;  $f$  – коефіцієнт опору коченню в підшипниках;  $\Phi$  – відцентрова (вимушувальна) сила;  $r$  – радіус внутрішнього кільця підшипника.

У довіднику [11] подано значення коефіцієнта  $f$  у великих межах залежно від типу підшипника від 0,001 до 0,02. Його значення приймають постійним для кожного окремого випадку. Відцентрова сила дебалансів визначається залежністю

$$\dot{O} = Sw^2, \quad (3)$$

де  $S$  – сумарний статичний момент мас дебалансів;  $w$  – кутова швидкість дебалансного вала. Зрозуміло, що зі зростанням статичного моменту збільшується і момент сил опору  $M_0$ , що призводить до зменшення кутової швидкості обертання дебалансного вала. Але фактичне зниження кутової швидкості виявляється значно більшим, ніж показують розрахунки, виконані за умови, що коефіцієнт  $f$  – постійна величина. Ця обставина наводить на думку, що коефіцієнт опору кочення у підшипниках не є константою, а змінюється.

**Мета статті** полягає в дослідженні особливостей змінюваності моменту сил опору коченню, виявленні процесів зміни динаміки керованої вібростанини, зокрема в частині, що стосується тенденцій зміни коефіцієнта опору кочення у підшипниках залежно від кількості та реологічних властивостей оброблюваного середовища та зміни статичної неврівноваженості дебалансного вала.

**Виклад основного матеріалу.** Як зазначалося раніше [10], побачити або безпосередньо виміряти коефіцієнт опору кочення  $f$  неможливо. Його зміни можна виявити непрямими способами, вимірюючи зміни моментального значення потужності, що споживається електродвигуном і слідкуючи за змінами фактичної кутової швидкості. Розглядаючи особливості конструкції дебалансних вібробудувачів [2, 4, 5, 7], можна зауважити, що крутний момент з двигуна передається на дебалансний вал, а далі урівноважується тільки моментом сил опору обертання (формула (1)) дебалансного вала. Напрямок вимушувальної сили  $\Phi$  проходить через вісь обертання

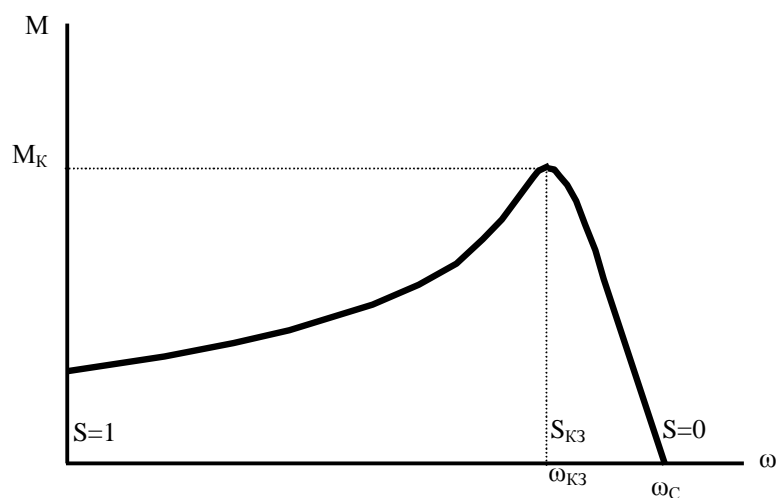


Рис. 2. Статична механічна характеристика асинхронного двигуна

дебалансного вала і не може врівноважувати момент від двигуна. Тому доцільно розглянути рівність моменту двигуна і моменту опору обертанню дебалансного вала.

Під час роботи машини кутова швидкість обертання вала постійно змінюється. Якщо розглядати механічну характеристику короткозамкнутого асинхронного двигуна, то на ділянці, де значення ковзання  $S \leq 0,35S_{kz}$  де  $S_{kz}$  – максимально можливе ковзання за максимального моменту обертання, можна з достатньою точністю апроксимувати відрі-

ком прямої. Значення моменту на цій ділянці можна визначити залежністю

$$M = M_0 \left( 1 - \frac{w}{w_c} \right), \quad (4)$$

де  $w_c$  – синхронна частота обертання магнітного поля;  $M_0$  – значення моменту в точці перетину лінії апроксимації стійкої частини механічної характеристики з віссю моментів (уявний момент

стійкої характеристики при  $w = 0$ ). В урівноваженому стані частина моменту опору  $f\hat{O}r$  дорівнює нулю, оскільки  $S = 0$ , у цьому випадку рівняння (2) з урахуванням (4) набуває вигляду

$$M_0 \left( 1 - \frac{w}{w_C} \right) = M_0 \left( 1 - \frac{w_0}{w_C} \right), \tag{5}$$

де  $w_0$  – кутова швидкість дебалансного вала в урівноваженому стані.

У керованому віброзбуджувачі сумарний статичний момент дебалансів змінюється згідно із залежністю

$$S = S_{\max} \sin \frac{q}{2}, \tag{6}$$

де  $q$  – кут взаємного повороту рухомих дебалансів відносно нерухомого. У разі зміни статичного моменту вираз (2) набуває вигляду

$$M_0 \left( 1 - \frac{w}{w_C} \right) = M_0 \left( 1 - \frac{w_0}{w_C} \right) + f S_{\max} w^2 r \sin \frac{q}{2}. \tag{7}$$

З цього виразу знайдемо коефіцієнт опору кочення

$$f = \frac{M_0}{S_{\max} w_C r} \cdot \frac{w_0 - w}{w^2 \sin \frac{q}{2}}. \tag{8}$$

Перший множник тут складається із констант, які характеризують параметри двигуна ( $M_0$ ,  $w_C$ ), особливості конструкції вібраційної машини ( $S_{\max}$ ) і конструктивні характеристики підшипника кочення ( $r$ ). Другий множник складається із функції керування і динамічних характеристик вібромашини.

Підставляючи дані, отримані з експериментів під час оброблення щебеня фракції 10 – 20 мм різної маси, ми одержали цікаві значення коефіцієнта опору кочення, що свідчать про його змінюваність.

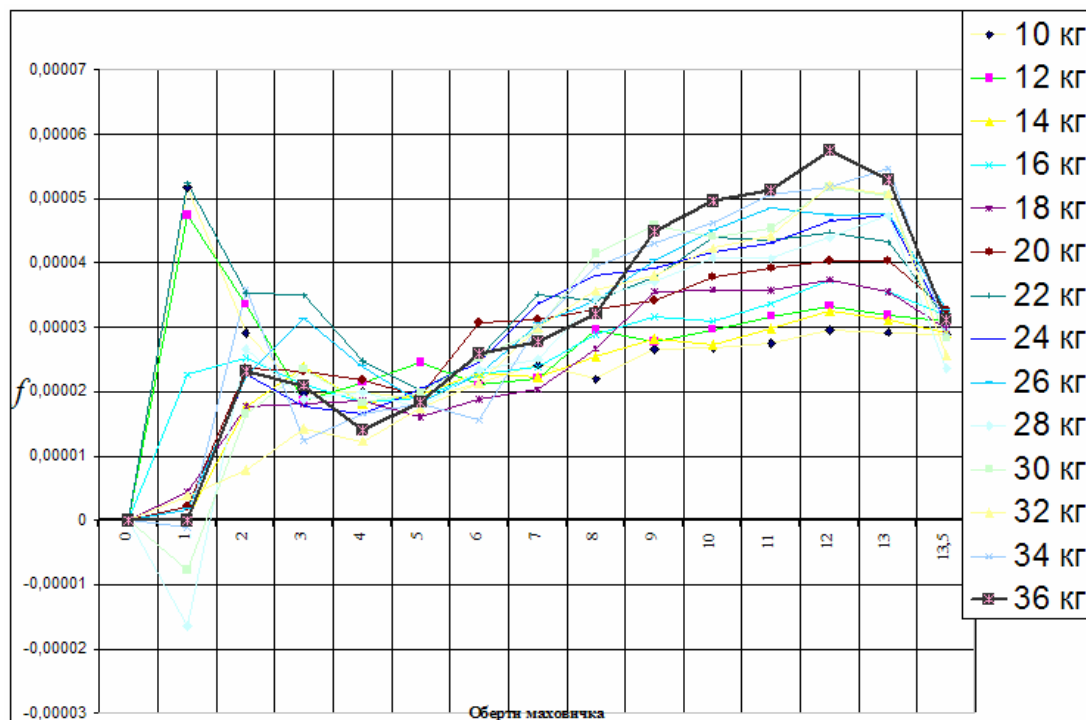


Рис. 3. Графіки зміни коефіцієнта опору коченню залежно від навантаження

Аналізуючи отримані графіки, можна сказати, що:

1. Зі збільшенням статичного моменту мас дебалансів коефіцієнт опору кочення має тенденцію до зростання в усіх випадках, незалежно від кількості завантаженого матеріалу. Це дає змогу сказати, що коефіцієнт опору кочення збільшується зі зростанням нормального тиску на кульку, що котиться в підшипнику. Таке твердження відповідає фізичній природі виникнення опору кочення. Тертя кочення, як відомо, залежить від деформацій тіл кочення, отже, і від нормального тиску.

2. У разі збільшення маси завантаженого матеріалу збільшується інтенсивність і абсолютні значення коефіцієнта опору кочення. Так, за значення сумарного статичного моменту мас дебалансів  $S = 0,08$  кгм і завантаження 10 кг,  $f = 0,0000296$ , а при завантаженні 36 кг,  $f = 0,0000575$ , що майже вдвічі більше.

3. В усіх випадках до 5 – 6 обертів маховичка, що відповідає значенню сумарного статичного моменту мас дебалансів  $S = 0,048...0,056$  кгм, інтенсивність зростання незначна, і навіть спостерігається деяке зниження коефіцієнта, але потім відбувається якісна зміна і він різко зростає. Розглядаючи залежність (8), можна зазначити, що, якщо взяти вібраційну машину з більшим значенням  $S_{max}$ , максимальне значення коефіцієнта буде меншим, а робота машини ефективнішою. З іншого боку, для двигунів з жорсткішою механічною характеристикою ( $M_0/\omega_c$ ) коефіцієнт збільшуватиме своє абсолютне значення.

**Висновки.** Тобто така інтегральна величина якраз і є мірою взаємовпливу вібромашини на робоче середовище і навпаки. Розуміння закономірностей зміни коефіцієнта опору кочення в підшипниках дебалансного вала вібраційної машини дає змогу розібратися в енергетичному балансі вібраційної установки і оптимізувати вибір привідного двигуна і конструктивних параметрів дебалансного вала та підшипників, встановлених на ньому.

1. *Современные центробежные вибровозбудители // Быховский И.И., Гольдштейн Б.Г. обзорная информация. Серия 10. – М: ЦНИИТЭ строймаш, 1985. – 55 с. 2. А. с. 1281312 СССР, МКИ ВОБ В1/16. Вибровозбудитель // Л.И. Сердюк. – Оpubл.07.01.1987. Бюл. №1. 3. Радин Ю.А., Суслов П.Г. Безызносность деталей машин при трении. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 229 с.: ил. 4. А. с. 1442271 СССР, МКИ ВОБ В1/16. Управляемый вибровозбудитель винтовых колебаний // Л.И. Сердюк. – Оpubл.07.12.1988. Бюл. № 45. 5. Сердюк Л.И., Черевко А.Н. Управляемый привод вибрационных машин // Труды ВНИИЭСМ. – 1988. – Вып. 8. – С. 12–14. 6. Королев К. М. Установки для изготовления мелкоштучных цементно-песчаных камней / К. М. Королев // Строительные и дорожные машины. – 2000. – № 9. – С. 34 – 35. 7. Пат. України 54112А, МПК В 28В1/08: Вібраційний пристрій для ущільнення бетонних сумішей / Л. І. Сердюк, Ю. О. Давиденко, М. І. Костенко. – № 2002054007; Заявл. 16.05.2002; Оpubл. 17.02.2003, Бюл. № 2. – 4 с. 8. Давиденко, Ю. О. Розробка та дослідження керованої віброплощадки для ущільнення легких бетонів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук. / Ю. О. Давиденко. – Полтава, 1999. – 19 с. 9. Сердюк, Л. И. Основы теории, расчет и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями: дис. ... докт. техн. наук / Сердюк Л. И.– Полтава, 1991. – 301 с. 10. Сердюк Л.И., Песковой С.С. Исследование динамики и энергетики вибрационной машины с управляемым дебалансным приводом // Вопросы вибрационной технологии. – Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2007. – С.141–147. 11. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.*