

УДК 629.3.03:62-837:62-531.7

П.С. БЕРНИК, Р.В. ЧУБИК

Вінницький державний аграрний університет,
кафедра автоматизації та комплексної механізації технологічних процесів**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТА АМПЛІТУДНО-ЧАСТОТНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ВІБРАЦІЙНОГО ПОЛЯ ПРИ РЕЗОНАНСНОМУ
РЕЖИМІ РОБОТИ ДЕБАЛАНСНОГО ПРИВОДУ ВІБРОМАШИНИ**

© Берник П.С., Чубик Р.В., 2005

*Проаналізовано енергетичні затрати на дебалансний привід вібраційних технологічних машин, на базі цих досліджень виявлено найефективніші режими роботи з точки зору енергетичних затрат.**An analysis of power expenses on the debalance drive of vibration technological machines is conducted in the given article. On the base of given researches the most effective work modes from point of view of power expenditures are exposed.*

Вступ. На сучасному етапі розвитку вібраційних технологічних машин спостерігається чітка тенденція щодо розроблення та впровадження енергозберігаючих машин та технологій. Для вибору оптимального режиму роботи віброустановки за критерії оцінки доцільно приймати амплітудно-частотну [1] та енергетичну характеристики. Як характеристику вібраційного поля вибрано коефіцієнт режиму вібрації [2] (коефіцієнт перевантаження [3, 4]) K , який визначається за формулою:

$$K = \frac{A \cdot \omega^2}{g}, \quad (1)$$

де A – амплітуда коливань робочого органу (м), ω – кутова швидкість коливань робочого органу (с^{-1}) (активної маси), g – прискорення вільного падіння ($\text{м}/\text{с}^2$).

Під час досліджень вібраційного поля для його характеристики також застосовують коефіцієнт, який являє собою питому роботу змушувальної сили Ak [5] (цю величину ще називають критерієм продуктивності вібропроцесу [6]) тобто величину роботи змушувальної сили, яка припадає на одиницю коливної маси та визначається виразом (2). А. П. Сергєєв [5] показав, що шар знятого металу під час абразивної віброобробки деталей зостається постійним за збереження величини Ak незалежно від значення амплітуди та частоти.

$$Ak = A^2 \cdot \omega^2 \quad (2)$$

У 1959 році В. Н. Шмигальський [7, 8] ввів як критерій рівноцінності вібрацій різних частот поняття інтенсивності вібрації I_p , яке визначається виразом

$$I_p = A^2 \cdot \omega^3 \quad (3)$$

Легко побачити, що цей коефіцієнт є добутком віброшвидкості на віброприскорення ($(A \cdot \omega) \times (A \cdot \omega^2)$), тобто дорівнює величині потужності вібраційної дії, яка припадає на одиницю коливної маси.

Амплітудно-частотні характеристики досліджували на експериментальній моделі вібраційної технологічної машини із дебалансним приводом [5] (рис. 1) за допомогою віброметрологічного комплексу ROBOTRON 00-100 (рис. 2) із стандартними п'єзоелектричними давачами KD 35 (акселерометрами). За допомогою ROBOTRON 00-100 можна вимірювати: пікове додатне, пікове від'ємне та ефективне (діюче) значення трьох основних параметрів: вібропереміщення (s), віброшвидкості (V), віброприскорення (a) у частотному діапазоні з 1 Гц по 15 кГц із основною похибкою 0.5%. Отримані результати обробляли в середовищі MATLAB.

Дослідження амплітудно-частотних характеристик вібраційного поля установки. Для того, щоб була можливість порівнювати отримані результати, проводилося дослідження для трьох різних мас навантаження на робочий орган експериментальної установки (12, 20, та 35 кг). Для побудови амплітудно-частотної характеристики експериментальної установки змінювали амплітуду змущувальної сили F за допомогою зміни кута α між центрами мас дебалансів.



Рис. 1. Загальний вигляд експериментальної установки



Рис. 2. Загальний вигляд вібраційного аналізатора **ROBOTRON 00-100**

За допомогою перетворювача частоти фірми MITSUBISHI FR-E540 0.75K – EC змінювали частоту f циклічної змущувальної сили F дебалансного приводу.

На рис. 3 та 4 зображено амплітудно-частотну характеристику експериментальної установки для навантаження на робочий орган 20 та 35 кг відповідно. Аналізуючи отримані результати, можна сказати, що власна (резонансна) частота експериментальної установки дорівнює $f_{rez}^{m=20\text{кг}} = 12,4 \text{ Гц}$ та

$f_{rez}^{m=35кг} = 11,3 Гц$. Співвідношення між амплітудою в резонансному режимі та амплітудою в далекому зарезонансному режимі ($f = 50 Гц$) на $\approx 4,3$ рази менше для навантаження як у 20 кг, так і у 35 кг.

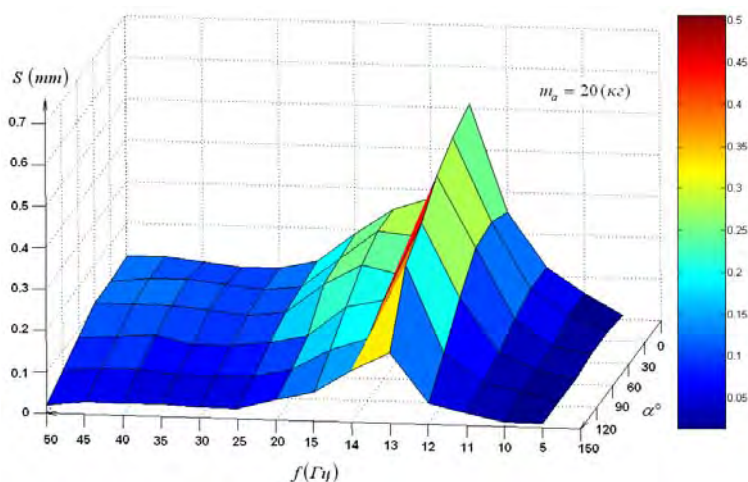


Рис. 3. Амплітудно-частотна характеристика експериментальної установки для навантаження на робочий орган 20 кг

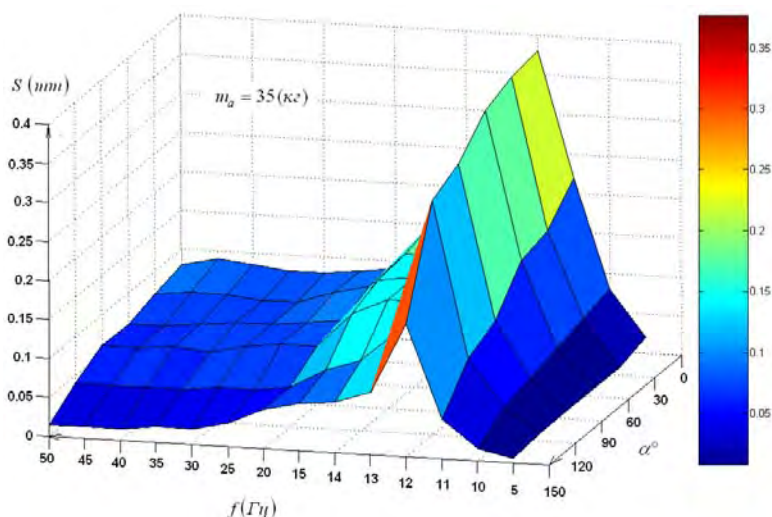


Рис. 4. Амплітудно-частотна характеристика експериментальної установки для навантаження на робочий орган 35 кг

Амплітуда в резонансному режимі для навантаження 35 кг на 20 % менша за резонансну амплітуду для 20 кг.

За допомогою виразу (1) було отримано характеристику вібраційного поля для двох вищеперахованих випадків. Отримані результати зображено на рис. 5 та 6 відповідно для 20 та 35 кг, навантаження на робочий орган експериментальної установки.

Аналізуючи отримані результати (рис. 5, 6), можна зробити висновок: хоча в резонансному режимі амплітуда приблизно у $\approx 4,3$ рази більша ніж в далекому зарезонансному режимі ($f = 50 Гц$), але коефіцієнт перевантаження (вібрації) у резонансному режимі приблизно у $\approx 3,5$ рази менший ніж у за резонансному режимі при $f = 50 Гц$.

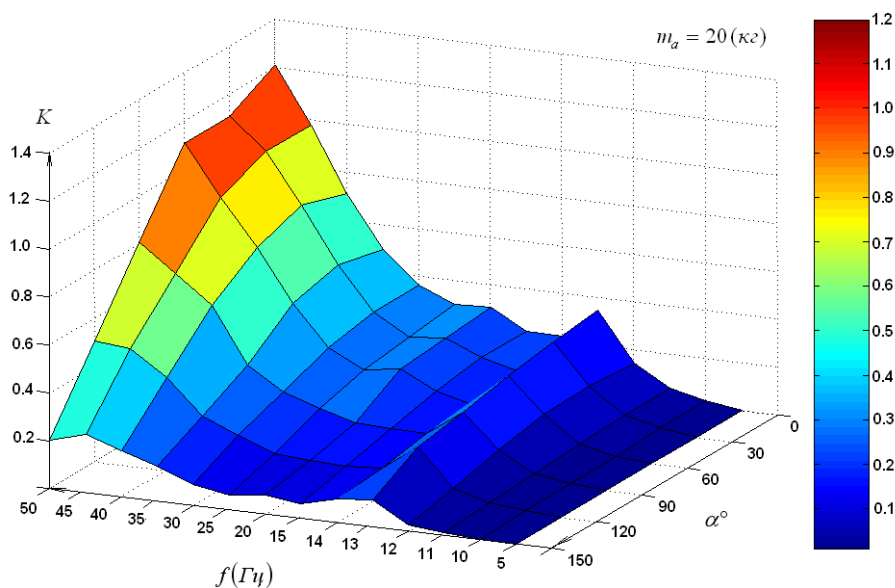


Рис. 5. Характеристика вібраційного поля для навантаження на робочий орган 20 кг

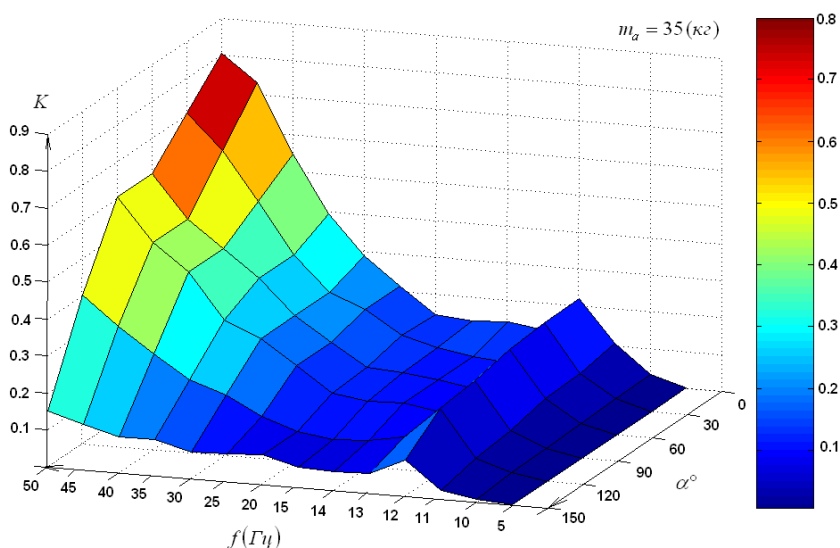


Рис. 6. Характеристика вібраційного поля для навантаження на робочий орган 35 кг

Дослідження енергетичних характеристик вібраційного поля. Для визначення енергетичних характеристик вібраційного поля, створеного дебалансним приводом, заміряли споживання електроенергії асинхронним трифазним двигуном (4А71В2У3), що приводить у обертовий рух вал з дебалансами (рис. 7) у експериментальній установці. Результати проведених досліджень зображено на рис. 10, 11.

Врахувавши відцентрові сили, які виникають у дебалансному приводі (рис. 7), за допомогою виразу 4 можна порахувати значення амплітуди змушувальної сили $F(f)$ на різних частотах.

$$F(f) = 2 \cdot \sqrt{F1^2 + F2^2 + 2 \cdot F1 \cdot F2 \cdot \cos(\alpha)}. \quad (4)$$

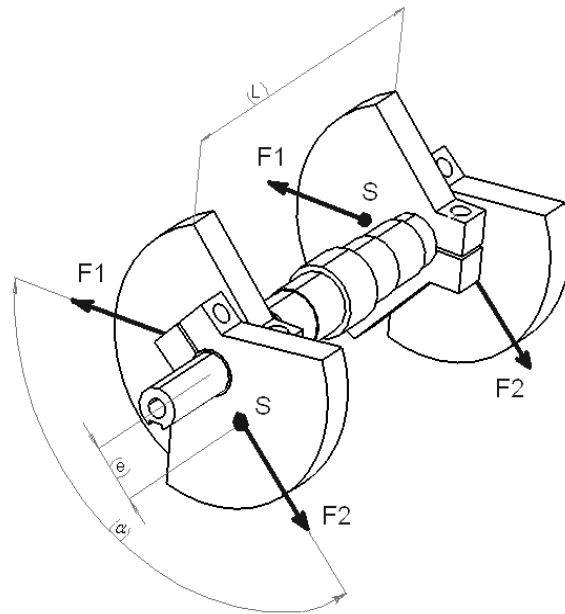


Рис. 7. Дебалансний привід установки

На рис. 9 показано отриману залежність за допомогою виразу (2) та величину споживаної потужності асинхронним трифазним двигуном дебалансного приводу установки. Проаналізувавши отримані результати (рис. 9), можна дійти висновку, що загальний вигляд експериментально отриманої кривої, котра характеризує енергетичні затрати $P(f)$, обумовлений кривою сили $F(f)$, котру розвиває дебалансний привід. Остання, своєю чергою, має квадратичну залежність від кутової швидкості ($F(f) = F1 = F2 = m \cdot e \cdot \omega^2$).

Таке твердження підтверджує наближення із мінімальною середньоквадратичною похибкою відносно масиву споживаної потужності дебалансним приводом за допомогою нелінійної регресії загального вигляду в середовищі MathCAD [6] за допомогою функцій **genfit**, результати такого наближення наведено на рис.8. Функція **genfit** проводить нелінійну регресію загального вигляду за допомогою нелінійної функції (5):

$$N(f, a, b) = a \cdot \exp(-b \cdot f) + a \cdot b, \quad (5)$$

де f – частота циклічної змушувальної сили, a, b – коефіцієнти.

Як показує математичне моделювання для вищенаведеного випадку (за навантаження на робочий орган 20 кг та $\alpha = 0^\circ = const$) ці коефіцієнти дорівнюватимуть: $a = 26.463$, $b = -0.049$, а загальний вигляд для залежності споживаної потужності асинхронним двигуном дебалансного приводу від частоти циклічної змушувальної сили матиме такий вигляд (6) (рис.8):

$$N(f) = 26.463 \cdot \exp(0.049 \cdot f) - 1.297. \quad (6)$$

Аналізуючи отримані експериментальні дані, зображені на рис. 10, можна зробити висновок, що під час роботи дебалансного приводу на частотах, більших у 2 рази за власну (резонансну) частоту, установка забезпечує стабільну амплітуду коливань незалежно від навантаження. А енергетичні затрати на привід із зростанням частоти змушувальної сили зростають за вищезазначеним законом (6). Аналізуючи дані, зображені на рис. 11, можна зробити висновок, що під час роботи дебалансного приводу в резонансному режимі можна отримати вібраційне поле із такими самими параметрами, що й у зарезонансному режимі, але з набагато меншими енергетичними затратами. На рис. 11 подано наближену до мінімальної середньоквадратичної похибки відносно масиву споживаної потужності дебалансним приводом криву. Для навантаження

на робочий орган 20 кг та $\alpha = 0^\circ = \text{const}$ у резонансному режимі експериментально можна отримати вібраційне поле із коефіцієнтом вібрації (1) (перевантаження) $K = 0.316$ (при $f_{\text{рез}}^{m=20\text{кг}} = 12,4 \text{ Гц}$) та вібраційне поле із таким самим коефіцієнтом перевантаження за частоти змушувальної циклічної сили $f = 30,2 \text{ Гц}$ та амплітуді 0,086 (мм). У резонансному режимі енергетичні затрати становили 35 (Вт), а за частоти змушувальної циклічної сили $f = 30,2 \text{ Гц}$ енергетичні затрати становили 125 (Вт). Отже, на резонансній частоті енергетичні затрати у 3,57 раза менші за однакових параметрів перевантаження вібраційного поля, для навантаження 35 кг енергетичні затрати у 3,78 раза менші. Коефіцієнтом вібрації (перевантаження) користуються у вузькоспеціалізованих випадках: для розрахунку вібраційних змішувачів, для визначення віброкиплячого стану та розрахунку вібрлотків, для розрахунку режиму транспортування (безвідривний та відривний режим транспортування). Коефіцієнт вібрації не є достатньо інформативним критерієм під час оцінки вібраційного поля; його фізична суть полягає у тому, що він показує, наскільки віброприскорення вібраційного поля більше за прискорення земного тяжіння.

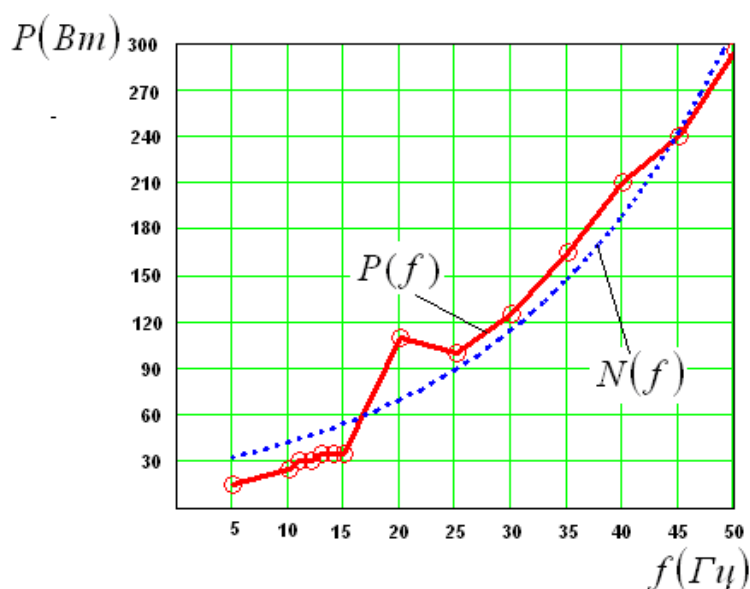


Рис. 8. Проведення нелінійної регресії загального виду

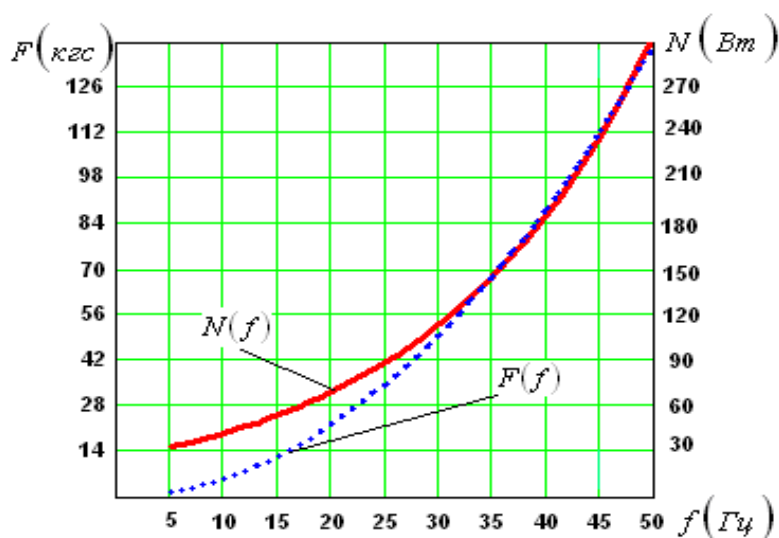


Рис. 9. Зв'язок між силою, яку розвиває дебалансний привід, та потужністю, яку споживає асинхронний трифазний двигун

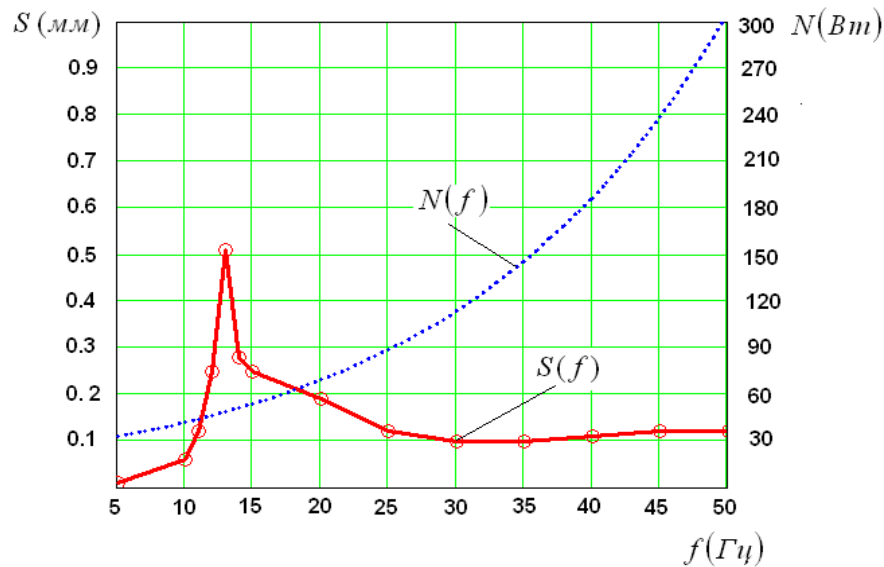


Рис. 10. Зв'язок між амплітудно-частотною характеристикою та споживаною потужністю в дебалансному приводі

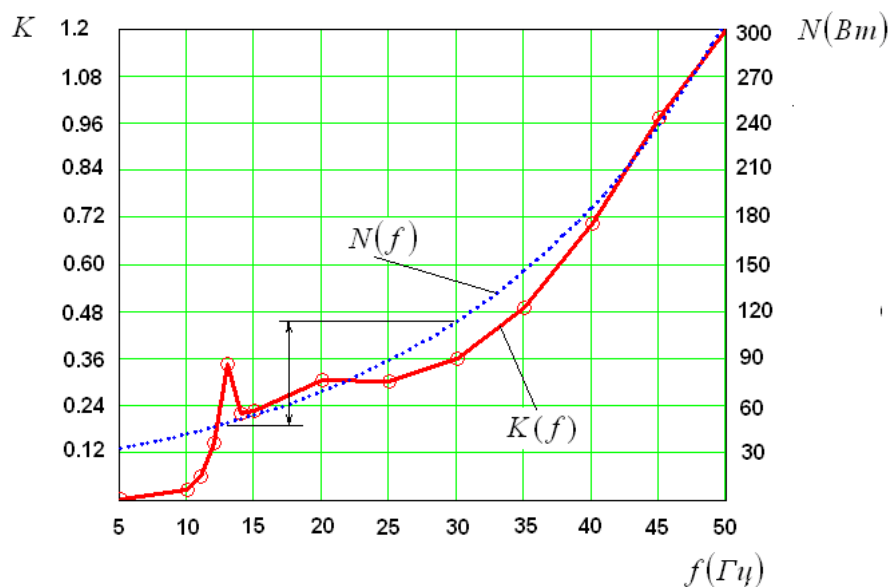


Рис. 11. Зв'язок між динамічними та енергетичними характеристиками вібраційного поля, створеного дебалансним приводом

Для того, щоб порівняти енергетичні затрати на створення вібраційного поля в резонансі та у зарезонансній зоні, необхідно використати коефіцієнт інтенсивності вібрації, введений В.Н. Шмигальським [7, 8] як критерій рівноцінності вібрацій різних частот I_p , який дорівнює величині потужності вібраційної дії поля певної частоти, що припадає на одиницю коливної маси. Результати такого дослідження зображено на рис. 12.

Аналізуючи рис. 12, можна побачити, що інтенсивність вібраційного поля на резонансній частоті $f_{rez}^{m=20kg} = 12,4 \text{ Гц}$ дорівнює $I_p = 143 \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-3}$, при цьому енергетичні затрати приводу становлять $P = 35 \text{ Вт}$ і за частоти вібраційного поля $f = 37,4 \text{ Гц}$ його інтенсивність також дорівнює $I_p = 143 \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-3}$ а енергетичні затрати приводу становлять $P = 186 \text{ Вт}$. Як бачимо, для

того, щоб створити поле з однаковою потужністю вібраційної дії ($I_p = 143 \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-3}$), на одиницю маси в резонансному режимі ми витрачаємо у 5.3 раза менше електроенергії.

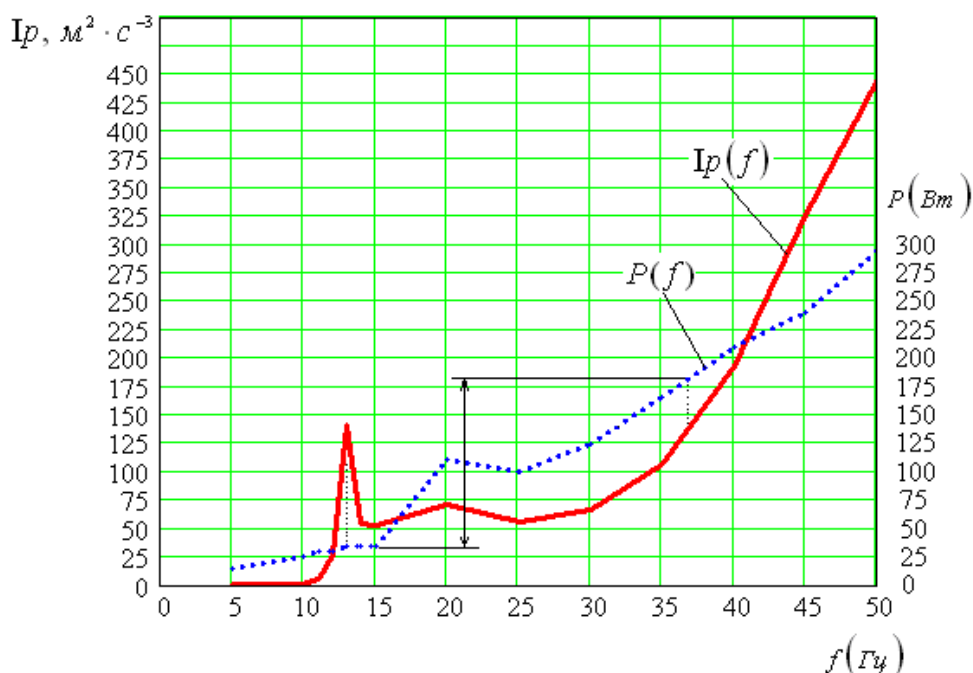


Рис. 12. Оцінка рівноцінності вібрацій різних частот за критерієм інтенсивності вібрації I_p

А.П. Сергеев [5] довів, що шар знятого металу під час абразивного оздоблювально-зачисного віброоброблення деталей лишається постійним за збереження параметра A_k незалежно від значення амплітуди та частоти, де A_k є питомою роботою змушувальної сили A_k [5] (цю величину ще називають критерієм продуктивності вібропроцесу, або інтегральним енергетичним критерієм [6]), тобто величиною роботи змушувальної сили, яка припадає на одиницю коливної маси та визначається за виразом (2). Результати дослідження вібраційного поля за критерієм продуктивності вібропроцесу зображено на рис. 13.

Аналізуючи рис. 13, можна побачити, що робота змушувальної сили A_k на одиницю коливної маси на резонансній частоті $f_{rez}^{m=20\text{кг}} = 12,4 \text{ Гц}$ дорівнює $A_k = 1,75 \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-2}$, при цьому енергетичні затрати приводу становлять $P = 35 \text{ Вт}$ і за частоти вібраційного поля $f = 50,0 \text{ Гц}$ питома робота змушувальної сили $A_k = 1,41 \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-2}$, а енергетичні затрати приводу становлять $P = 300 \text{ Вт}$, що в 10 разів більше ніж у резонансі. Тобто в резонансному режимі роботи ВТМ питома робота A_k змушувальної сили набагато більша.

Згідно з [10, с. 610] можна зробити висновок, що в області резонансу ($\omega \approx \omega_0$) пружна система сама попри зовнішні сили надає масі m необхідного прискорення; роль зовнішньої сили зводиться до подолання сил тертя; амплітуда швидкості ($V_{\max} = \frac{F_0}{b}$) за фазою збігається із зовнішньою силою.

Зовнішня сила F_0 виконує найбільшу роботу, тому що напрям руху робочого органу вібромашини постійно збігається із напрямом зовнішньої змушувальної сили. І навпаки, коли ω

помітно відрізняється від ω_0 , напрям руху робочого органу протягом деякої частини періоду збігається із змушувальною силою, а протягом другої частини періоду протилежний їй. Тому з енергетичної точки зору явище резонансу обумовлене тим, що при збігу частот $\omega \approx \omega_0$ настають найсприятливіші умови для надходження в систему енергії від джерела зовнішньої сили.

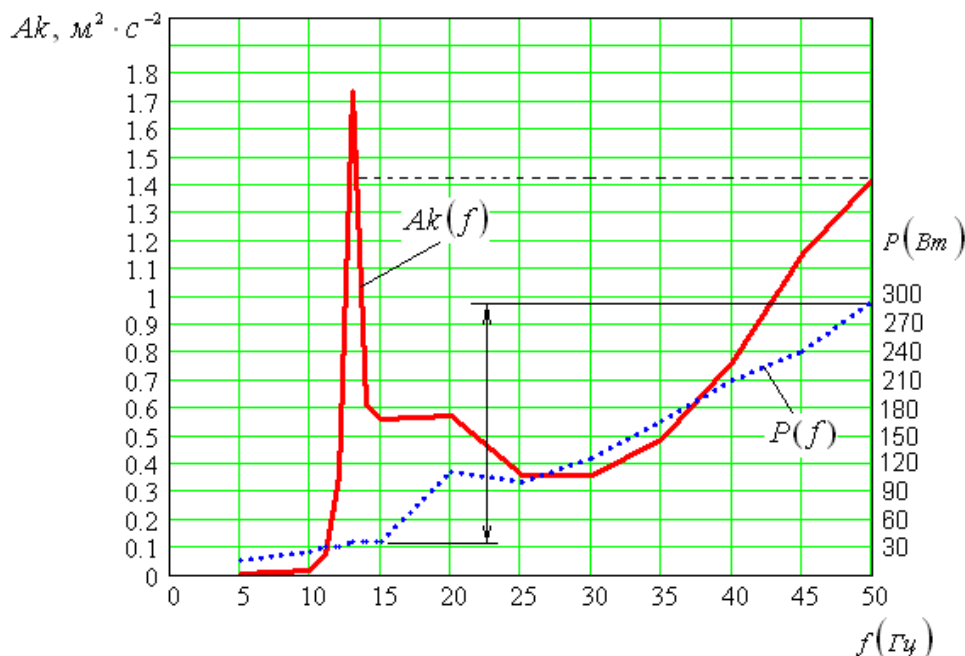


Рис. 13. Оцінка параметрів вібраційного поля інтегральним енергетичним критерієм

Висновок. Проаналізувавши експериментально отримані енергетичні та амплітудно-частотні характеристики вібраційного поля при резонансному режимі роботи ВТМ із дебалансним приводом можна дійти висновку, що при резонансному режимі роботи у вібраційних технологічних машин із дебалансним приводом забезпечується економія електроенергії споживання асинхронним трифазним двигуном приводу дебалансного вала в 10 разів.

1. Банах Л.Я., Перминов М.Д. Исследование динамических свойств резонансных вибростанов с помощью амплитудно-фазовых частотных характеристик // *Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах*. – М.: Наука, 1972. – С. 209–211. 2. Левитский Н.И. Колебания в механизмах: Учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, 1988. – 336 с. 3. Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с. 4. И. И. Блехман. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с. 5. А. П. Сергеев. Исследование процесса обработки, механизация и автоматизация вспомогательных работ на машинах для объемной вибрационной обработки // *Механизация процесса снятия заусенцев*. – М.: МДНТП, 1966. – С. 74-85. 6. Сердюк Л.И., Давыденко Ю.А., Осина Л.М. Различные подходы к оценке динамических, энергетических и технологических возможностей вибрационных машин // *Вибрации в технике и технологиях*. – 2004. – № 3 (35). – С 113–117. 7. Шмигальський В.Н. Критерий равноценности вибраций различных частот // *Труды НИИЖБ*. – Вып. 11. – М.: Гоостройиздат, 1959. – С. 35–41. 7. Бонсявичюс Р.Ю., Рагульскис К.М. Вибродвигатели. – Вильнюс, Моклас, 1981. – 193 с. 8. Дьяконов В. *MathCAD 8/2000*. – СПб, 2001. – 590 с. 9. Хайкин С.Э. *Физические основы механики*. – М.: Наука, 1971. – 751 с.