

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІТЧИЗНЯНИХ ТА ЗАРУБІЖНИХ КОМБАЙНІВ

Мазнєва Г.Г. к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет
сільськогосподарства імені Петра Василенка*

Досліджується система «оператор-машина» як біомеханічна система, що здійснює нелінійні вимушені коливання. Математичною моделлю є нелінійні диференціальні рівняння, розв'язання яких дало можливість оцінити параметри віброзахисної системи.

Постановка проблеми. Стрімкий розвиток сучасної сільськогосподарської техніки, збільшення її потужності, а також швидкості переміщення, направлений для підвищення продуктивності праці, породив проблеми в області охорони праці операторів. Так потужність сучасних сільськогосподарських машин і тракторів досягає 400-420 к.с., а швидкість до 70 км/год.

В результаті довгочасової дії шуму і вібрації на оператора машини з'являються різні шумові та вібраційні захворювання. Тому задача захисту оператора сільськогосподарських машин є актуальною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що проблемі пониження шуму і вібрації на робочому місці оператора мобільних сільськогосподарських машин приділяли увагу такі вчені як Розумовський М.Д., Росляков В.П., Турбін Б.І., Барастов Л.П., Дроздов В.Н., Гурко Х.О. та інші. Дослідники розглядали, сили, що передаються на робочі органи машини та на робоче місце оператора. Але питанням проходження коливань через кістково-м'язові тканини оператора, як біомеханічної системи, приділялось недостатньо уваги.

Метою статті є аналіз віброакустичних характеристик мобільних сільськогосподарських машин та теоретичні дослідження системи "оператор-машина" як біомеханічної системи, що здійснює нелінійні вимушені коливання.

Виклад основного матеріалу. Як свідчать дослідження [1,2] рівень дії вібрації на оператора сучасних сільськогосподарських машин і тракторів перевищує санітарні норми. Так, для комбайнів, як вітчизняних так і зарубіжних, таких як Дніпро-350, Дон-1500Б, Єнісей-960, Lexion-580 і інших, які використовуються в Україні при збиранні врожаю, значення звукового тиску в кабіні перевищує санітарні норми на частотах від 31,5 до 500 Гц. і коливається від 4 дБ до 19 дБ. Найбільше перевищення звукового тиску спостерігається на частотах 31,5 Гц, 125 Гц. В кабіні комбайна Єнісей-960 перевищення звукового тиску становить 19 дБ на частоті 125 Гц (рис.1). Для комбайна Дніпро-350 максимальне перевищення звукового тиску над допустимим досягає 9 дБ на частоті 31,5 Гц, а для комбайна Lexion-580 – 8 дБ

також на частоті 31,5 Гц. Результати досліджень, проведених на комбайнах Дон-Лан «Акрос» і Дон-Лан «Вектор» показують, що рівень звукового тиску перевищує допустимий рівень на частотах від 31,5 до 1000 Гц (рис.2) і (рис 3).

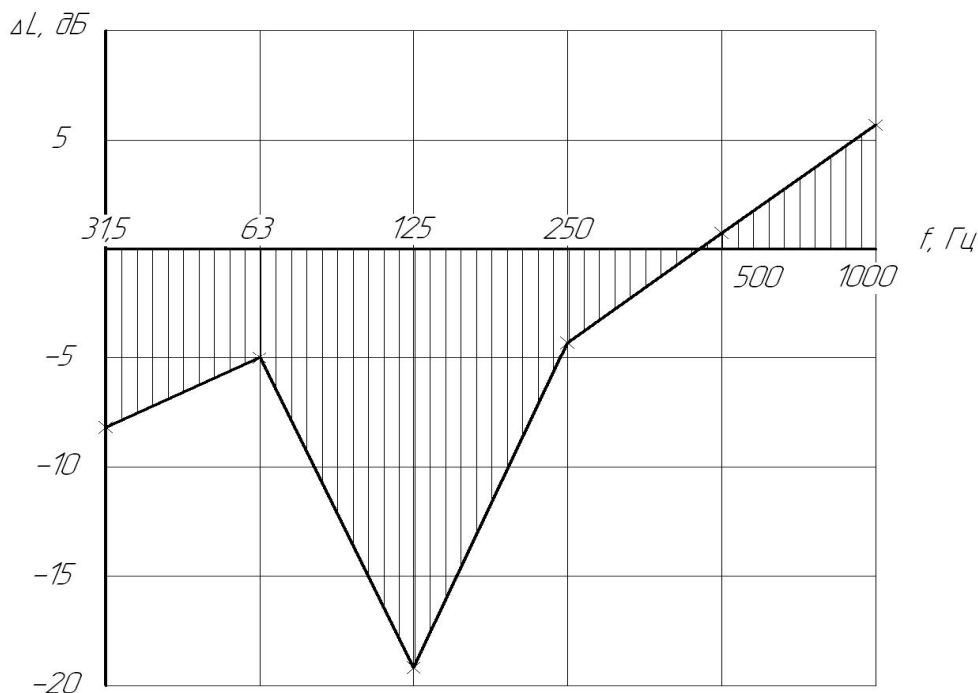


Рис. 1 – Частотна характеристика перевищення рівня звукового тиску над допустимим в кабіні комбайна Єнісей-960

Це перевищення знаходиться в інтервалі від 2 дБ до 8дБ. Для комбайна Дон-Лан «Вектор» на частотах 63 Гц і 500 Гц перевищення рівня звукового тиску однакове і складає 8 дБ, що є максимальним значенням для даного комбайна. На частотах 31,5 Гц і 125 Гц перевищення становить відповідно 5 дБ і 6 дБ.

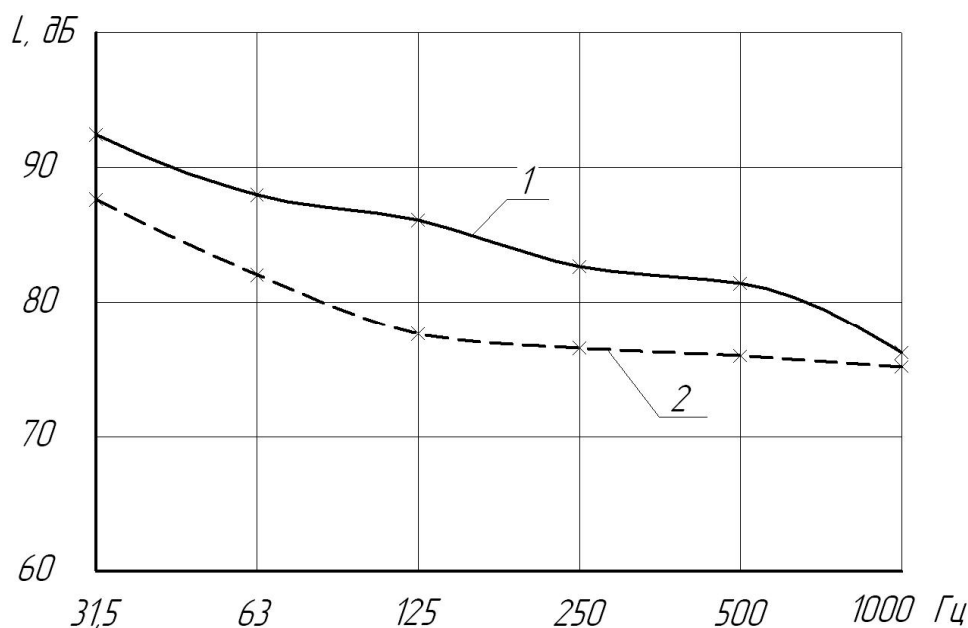


Рис. 2 – Рівень звукового тиску в кабіні комбайна Дон-Лан «Акрос» (1), допустимий рівень (2)

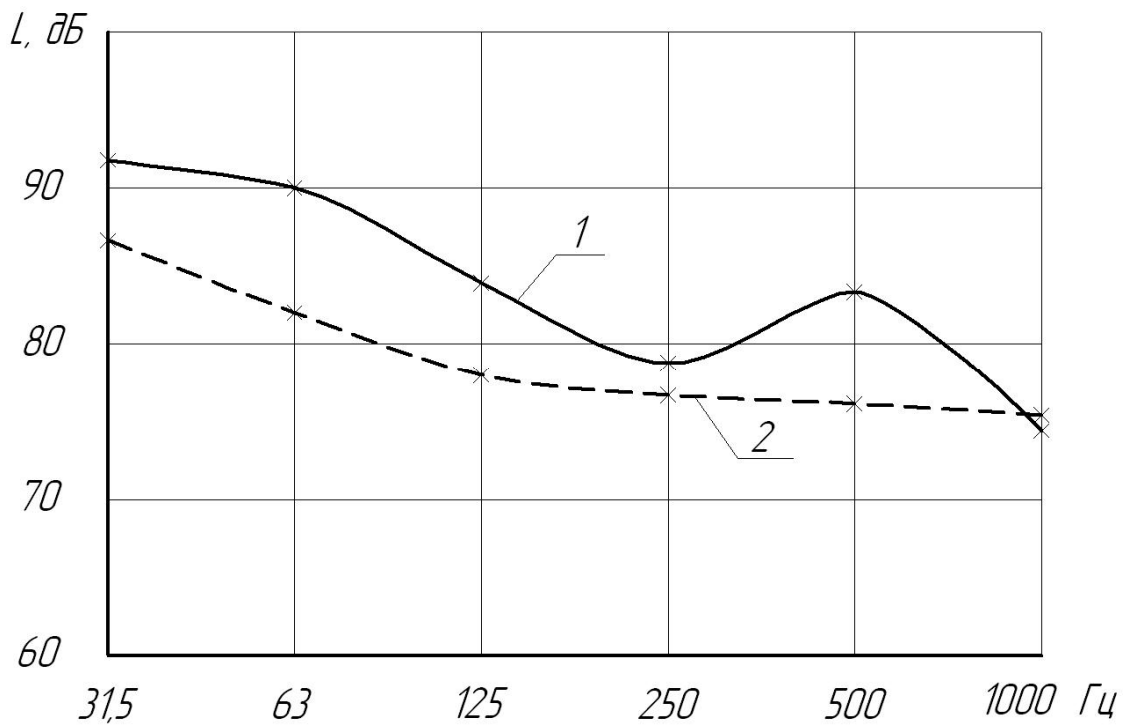


Рис. 3 – Рівень звукового тиску в кабіні комбайна Дон-Лан «Вектор» (1), допустимий рівень (2)

Якщо порівняти значення рівня звукового тиску в кабінах комбайнів Дон-Лан «Акрос» і Дон-Лан «Вектор», то можна прийти до висновку, що на частотах 63 і 500 Гц рівень звукового тиску комбайна Дон-Лан «Вектор» на 1-2 дБ вище ніж комбайна Дон-Лан «Акрос».

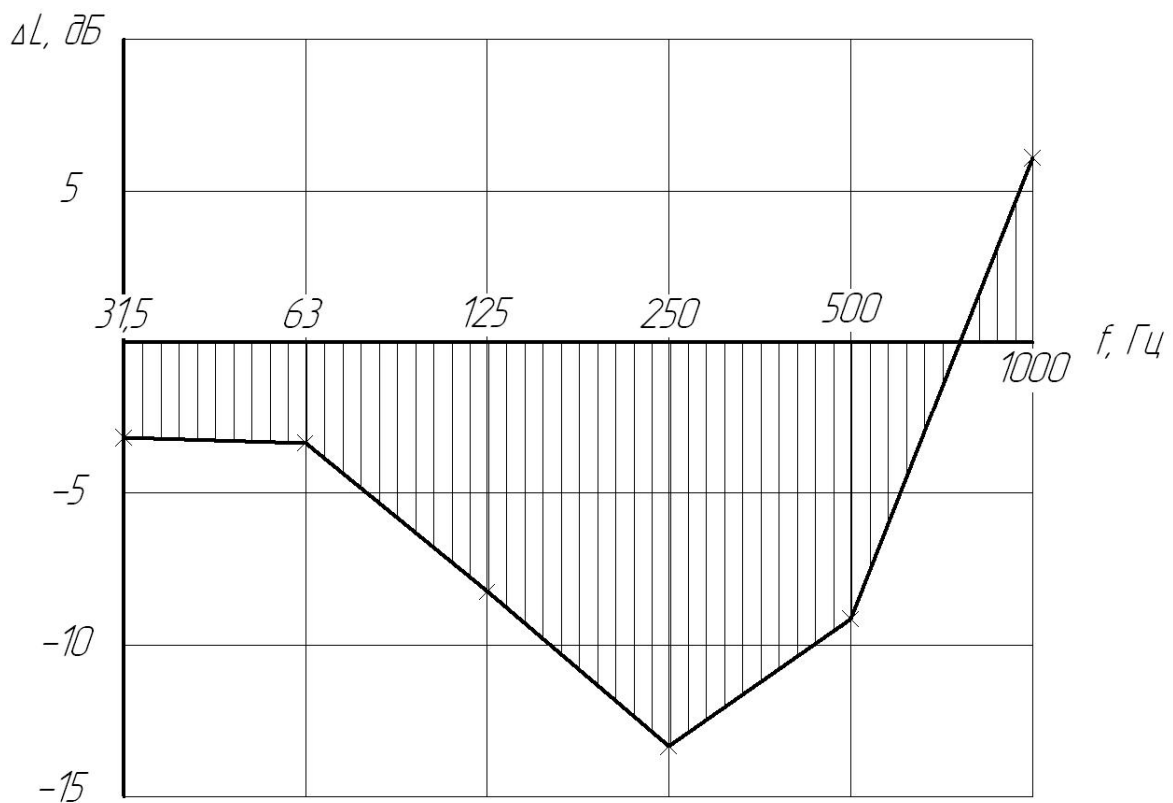


Рис. 4 – Частотна характеристика перевищення рівня звукового тиску над допустимим в кабіні комбайна Дон-1500Б

Частотні характеристики перевищення рівня звуку таких комбайнів, як Єнісей-960 (рис.1) і Дон-1500Б (рис.4) показують, що у цих комбайнів максимальне перевищення рівня звукового тиску над допустимим спостерігається на частотах 125 Гц для комбайна Єнісей-960 (19дб) і 250 Гц для комбайна Дон-1500Б (13дб.).

Отже оператор сільськогосподарської машини знаходиться під дією підвищеної звукової вібрації. Підвищення рівня звукового тиску приводить до порушення нормального функціонального та фізіологічного стану оператора, а при тривалій дії до різних захворювань. Таким чином, розробка методів розрахунку віброзахисту біомеханічної системи «оператор-машина» є актуальною задачею.

В роботі [6] розглянута нелінійна біомеханічна система, в якій такі параметри, як частота, фаза коливань є змінними і пов'язані з амплітудою коливань і рівнем віброзбудження крісла на якому знаходиться оператор. Така нелінійна система описується диференціальним рівнянням

$$x'' + \omega^2 x - \mu x^3 = a \cos pt, \quad (1)$$

де $\omega^2 = \frac{c}{m}; \mu = \sqrt{\frac{c_1}{m}};$

C, C_1 – характеристики пружних сил;

a – амплітуда вимушених коливань;

p – частота;

x – координата верхньої точки хребта оператора.

До рівняння (1) було застосовано метод послідовних наближень. Розв'язок у вигляді першого наближення має вигляд

$$x_0 = A \cos pt, \quad (2)$$

де амплітуда A знаходиться за формулою

$$A = \sqrt[3]{\frac{4a}{3\mu} (\sqrt[3]{1+B} + \sqrt[3]{1-B})} \quad (3)$$

$$B = \sqrt{\frac{1 - 16(\omega^2 - p^2)^3}{81\mu a^2}}.$$

Друге наближення розв'язку диференціального рівняння (1) має вигляд

$$x_1 = A \cos pt + \frac{\mu A^3}{36p^2} \cos 3pt, \quad (4)$$

де A визначається за формулою (3)

Продовжимо уточнювати розв'язок рівняння (1) і знайдемо третє наближення. Підставимо формулу (4) в рівняння

$$x'' = a \cos pt - \omega^2 x + \mu x^3 \quad (5)$$

в результаті одержимо

$$x_2'' = B \cos pt + C \cos 3pt + D \cos 5pt + M \cos 7pt + N \cos 9pt, \quad (6)$$

де

$$B = a - \omega^2 A + \frac{3}{4} \mu A^3 + \frac{\mu^3 A^7}{412p^4} + \frac{\mu^2 A^5}{48p^2};$$

$$C = -\frac{\omega^2 \mu A^3}{36p^2} + \frac{\mu A^3}{4} + \frac{\mu^2 A^5}{24p^2} + \frac{\mu^4 A^9}{62208p^6};$$

$$D = \frac{\mu^2 A^5}{48p^2} + \frac{\mu^3 A^7}{1648p^4};$$

$$M = \frac{\mu^3 A^7}{1648p^4};$$

$$N = \frac{\mu^4 A^9}{186624}.$$
(7)

Проінтегруємо вираз (6) по змінній t

$$x_2' = \frac{1}{p} B \sin pt + \frac{1}{3p} C \sin 3pt + \frac{1}{5p} D \sin 5pt + \frac{1}{7p} M \sin 7pt + \frac{1}{9p} N \sin 9pt + C_1$$

Стала $C_1 = 0$, так як при $t = 0$; $x_2' = 0$.

Аналогічно одержимо x_2

$$x_2 = -\frac{1}{p^2} B \cos pt - \frac{1}{9p^2} C \cos 3pt - \frac{1}{25p^2} D \cos 5pt - \frac{1}{49p^2} M \cos 7pt -$$

$$-\frac{1}{81p^2} N \cos 9pt + C_2 \quad (8)$$

Знайдемо сталу C_2 із умови $x_2(0) = A$

$$\text{Отже} \quad C_2 = A + \frac{1}{p^2} B + \frac{1}{9p^2} C + \frac{1}{25p^2} D + \frac{1}{49p^2} M + \frac{1}{81p^2} N =$$

$$= A + \frac{1}{p^2} \left(B + \frac{1}{9} C + \frac{1}{25} D + \frac{1}{49} M + \frac{1}{81} N \right) \quad (9)$$

Третій наближений розв'язок диференціального рівняння (1) має вигляд (8), де стала C_2 задається формулою (9).

Розв'язок рівняння (1) не є гармонічним коливанням, а представляє складний рух. Множники при $\cos pt$, $\cos 3pt$, $\cos 5pt$ і т.п залежать від значення параметра μ , що в диференціальному рівнянні стоїть при x^3 , який визначає нелінійність рівняння.

Розглянули вимушені, нелінійні коливання без врахування сил демпфірування.

Вібропереміщення оператора машини з урахуванням демпфірування задається диференціальним рівнянням

$$x'' + 2\beta x' + \lambda^2 x - \mu x^3 = a \cos pt, \quad (10)$$

де β – коефіцієнт демпфірування;

$$\lambda^2 = \frac{c}{m},$$

c – коефіцієнт пружності;

m – маса оператора.

Розв'язок диференціального рівняння (10) шукаємо у вигляді

$$x = A \cos pt + B \sin pt \quad (11)$$

Невідомі коефіцієнти A і B визначимо із двох рівнянь

$$\int_0^{\frac{2\pi}{p}} (x'' + 2\beta x' + \lambda^2 x - \mu x^3 - a \cos pt) \cos pt \, dt = 0 \quad (12)$$

$$\int_0^{\frac{2\pi}{p}} (x'' + 2\beta x' + \lambda^2 x - \mu x^3 - a \cos pt) \sin pt \, dt = 0$$

Рівняння (12) означають, що робота, яка виконується силами, які входять в рівняння (10) на можливому переміщенні за період $\frac{2\pi}{p}$ дорівнює нулю.

Підставимо в рівняння (12) розв'язок (11) одержимо

$$\int_0^{\frac{2\pi}{p}} [M \cos pt + N \sin pt - \mu(A^3 \cos^3 pt + 3A^2 B \cos^2 pt \sin pt + 3AB^2 \cos pt \sin^2 pt + B^3 \sin^3 pt)] \cos pt \, dt = 0$$

$$\int_0^{\frac{2\pi}{p}} [M \cos pt + N \sin pt - \mu(A^3 \cos^3 pt + 3A^2 B \cos^2 pt \sin pt + 3AB^2 \cos pt \sin^2 pt + B^3 \sin^3 pt)] \sin pt \, dt = 0 \quad (13)$$

де $M = -Ap^2 + 2\beta pB + \lambda^2 A - a$

$$N = -Bp^2 - 2\beta pA + \lambda^2 B \quad (14)$$

$$D = A^3 \cos^3 pt + 3A^2 B \cos^2 pt \sin pt + 3AB^2 \cos pt \sin^2 pt + B^3 \sin^3 pt$$

Після інтегрування (13) з урахуванням (14) маємо

$$\begin{cases} A\left(-p + \frac{\lambda^2}{p}\right) + 2pB - \frac{a}{p} + \frac{3\pi A}{4p}(A^2 + B^2) = 0 \\ -2pA + \left(-p + \frac{\lambda^2}{p}\right)B - \frac{3\mu B}{4p}(A^2 + B^2) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

В системі (15) позначимо $A^2 + B^2 = C^2$ і підставимо замість $A = C \cos \alpha$, $B = C \sin \alpha$, далі перше рівняння помножимо на $\cos \alpha$, а друге на $\sin \alpha$ і складемо їх, а потім перше рівняння системи (15) помножимо на $\sin \alpha$, а друге на $\cos \alpha$ і знайдемо їх різницю. В результаті таких перетворень прийдемо до рівнянь

$$\begin{cases} \left(-p + \frac{\lambda^2}{p}\right)C - \frac{3\mu C^3}{4p} = \frac{a}{p} \cos \alpha \\ 2\beta C - \frac{a}{p} \sin \alpha = 0 \end{cases} \quad (16)$$

В системі (16) « C » представляє собою амплітуду коливань, а α – фазовий кут. C, α – невідомі, які знаходяться із системи (16). Розв'язок рівняння (10) запишемо через C і α

$$x = C \cos(pt - \alpha) \quad (17)$$

Розглянемо частинний випадок, коли $\mu \rightarrow 0$, тоді система (16) має вигляд

$$\begin{cases} \left(\frac{\lambda^2}{p^2} - 1\right)C = \frac{a}{p^2} \cos \alpha \\ 2\beta C = \frac{a}{p} \sin \alpha \end{cases} \quad (18)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (18) відносно C і α , знайдемо амплітуду C і фазовий кут α

$$C = \frac{a}{p^2 \sqrt{\left(\frac{\lambda^2}{p^2} - 1\right)\left(1 + \frac{4\beta^2}{p^2}\right)}} \quad (19)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{2\beta}{p\left(\frac{\lambda^2}{p^2} - 1\right)} \quad (20)$$

У випадку, коли частота вимушених коливань співпадає з власною частотою, фазовий кут α приймає значення $\frac{\pi}{2}$, а амплітуда C необмежено зростає, що характерно для лінійної системи.

Висновок. Проведений аналіз шумових характеристик сучасних сільськогосподарських машин вказує на те, що в кабіні, де знаходиться

оператор, рівень звукового тиску перевищує допустимий, що негативно впливає на стан здоров'я оператора. Оператор-машина розглядається як біомеханічна система, що здійснює нелінійні вимушені коливання. Одержаний наближений розв'язок диференціального рівняння з урахуванням нелінійних пружних сил та сил тертя, дає можливість оцінити амплітуду коливань оператора і відповідно до цього застосувати віброзахисні системи.

Список використаних джерел

1. Михайлович Я. Кого турбує стан парку тракторів? / Я. Михайлович, А.Рубець // Пропозиція – 2010. – №1(175). – с.102-107.
2. Урядовий кур'єр за 10 липня 2011 року, №145.
3. Разумовский М.А. Борьба с шумом на тракторах / М.А. Разумовский – Минск.: Наука и техника, 1975.
4. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский – М.: Наука, 1996.
5. Турбин Б.И., Дроздов В.Н. Снижение вибраций и шумов в сельскохозяйственных машинах / Б.И. Турбин – М.: Машиностроение, 1976.
6. Мазнева Г.Г. Дослідження коливань біомеханічної системи в області резонансних частот / Г.Г. Мазнева // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Технічні науки. Вип. 135. – Харків, 2013 с. 414-422.

Аннотация

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ КОМБАЙНОВ

Мазнева Г.

Исследована система «оператор-машина» как биомеханическая система, что осуществляет нелинейные колебания. Математической моделью является нелинейные дифференциальные уравнения, решение которых дало возможность оценить параметры виброзащитной системы.

Abstract

RESEARCH OF VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS NATIONAL AND FOREIGN COMBINES

G. Mazneva

Is investigated system "machine-operator" as a biomechanical system that performs nonlinear vibrations. Mathematical model is the nonlinear differential equations which decision has made it possible to estimate the parameters of vibroprotection system.