

**Франчук В.П.**

д.т.н., профессор

Анциферов А.В.

к.т.н., доцент

**Государственное
высшее учебное
заведение****«Национальный
горный
университет»,
г. Днепр****Franchuk V.****Antsyferov A.****State Higher
Educational
Institution****«National Mining
University»,
Dnepr city****УДК 621.926.22.001:622.732****СРАВНЕНИЕ
САМОБАЛАНСНОГО И
ИНЕРЦИОНО-ЭКСЦЕНТРИКОВОГО
ПРИВОДОВ**

Предлагаются две оригинальные схемы вибровозбудителей: жесткий эксцентрикый привод с инерционным элементом и аналогичный с дополнительной упругой связью. Составлены дифференциальные уравнения движения и построены амплитудные и силовые характеристики. Полученные данные сравнивались с эквивалентным инерционным самобалансным приводом. Показано снижение в 1,5-2 раза амплитудных значений усилий, действующих на подшипниковые узлы инерционно-эксцентрикых вибровозбудителей. Амплитудные значения колебаний исполнительного органа системы с инерционными грузами и с жестким инерционно-эксцентрикым приводом без упругого элемента идентичны. Для усовершенствованной схемы этого типа привода амплитудная характеристика во всем диапазоне рабочих частот (в том числе и в зоне резонанса) практически постоянная.

Ключевые слова: инерционно-эксцентрикые вибровозбудители, самобалансный вибровозбудитель, расчет, амплитуда, усилие в приводе, сравнительные характеристики.

Введение. У вибрационных технологических машинах (мельницы, грохота, питатели и т.п.) одним из основных узлов, наряду с исполнительным органом, является привод или вибровозбудитель. Принятым режимом работы вибромашины и типом вибровозбудителя в основном и определяется стабильность амплитуды колебаний исполнительного органа и ее способность достаточно надежно обеспечивать заданные технологические показатели.

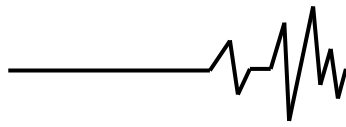
В настоящее время наиболее широкое применение в вибрационных технологических машинах находят два типа вибровозбудителей: инерционные ненаправленного и направленного действия и эксцентрикые – жесткий или с упругим элементом [1]. Для возбуждения колебаний отдельных типов вибрационных грохотов и питателей применяются электромагнитные вибровозбудители, выполненные по различным схемам [2]. Перспективными для крупногабаритных вибрационных машин следует считать также гидравлические вибровозбудители [3].

Существенным недостатком вибрационных технологических машин с инерционным вибровозбудителем является то, что при необходимости увеличения амплитуды

колебаний исполнительного органа существенно возрастает кинетостатический момент m_0g дебалансных масс и масса вибровозбудителя в целом. Для тяжелых машин масса вибровозбудителя становится соизмеримой или даже равной массе исполнительного органа. Тем не менее эти приводы находят применение вследствие простоты конструкции и удобства обслуживания.

В машинах с жестким эксцентрикым вибровозбудителем, установленным на неподвижном основании, амплитуда колебаний исполнительного органа постоянна и равна радиусу эксцентриситета вала привода. Но применение такого вибровозбудителя приводит к значительному увеличению динамических нагрузок, передаваемых от машины на основание, и ограничивает применимость вибровозбудителей подобного типа.

Отдавая предпочтение приводам данных типов, рассмотрим возможность применения жесткого эксцентриквого вибровозбудителя с инерционным элементом. По своим конструктивным и динамическим характеристикам данный тип вибровозбудителя может найти применение в вибрационных транспортирующих и технологических машинах.



Изложение основного материала исследования. Рассмотрим системы с инерционным и жестким эксцентриковым вибровозбудителем, не связанным с

основанием и возбуждающим колебания за счет инерции контргруза (корпуса вибратора) [4, 5]. Расчетные схемы сравниваемых систем приведены на рис. 1.

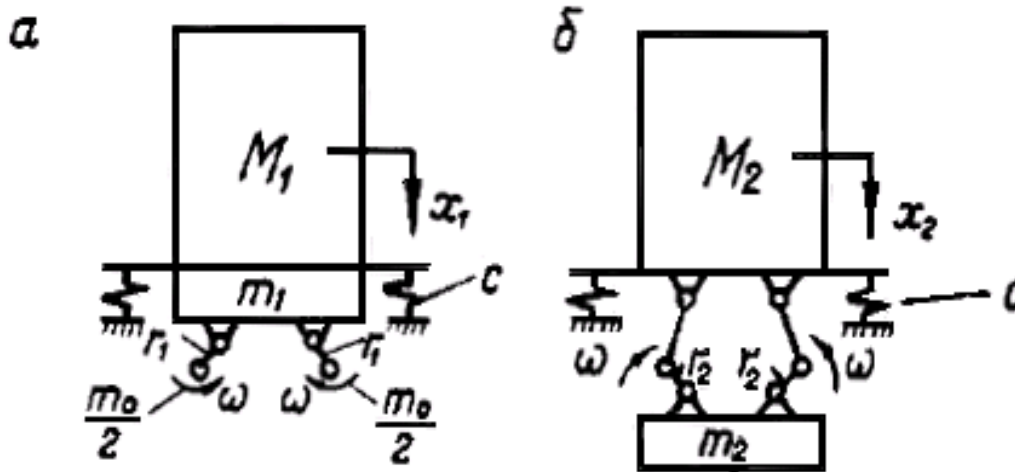


Рис. 1. Расчетные схемы для сопоставительного анализа вибровозбудителей вибрационных технологических машин

Критериями сравнения примем стабильность амплитуды колебаний [6]. Массы исполнительных органов, амплитуды, частоты вынужденных колебаний и нагрузки на перекрытие здания принимаем одинаковыми. Поскольку при идентичности динамических параметров влияние технологической нагрузки будет примерно одинаковым, без существенного ущерба для качества проводимого анализа, ее можно не учитывать.

Движение системы с инерционным вибровозбудителем (рис. 1. а) описывается дифференциальным уравнением вида $(M_1 + m_1 - m_0) \ddot{x}_1 + cx_1 + \alpha \dot{x}_1 = -m_0(r_1 \omega^2 \sin \omega t + \ddot{x}_1)$, (1) а для системы с жестким инерционно-эксцентриковым вибровозбудителем (рис. 1. б) будем иметь $M_2 \ddot{x}_2 + cx_2 + \alpha \dot{x}_2 = -m_2(-r_2 \omega^2 \sin \omega t + \ddot{x}_2)$, (2) где x_1, x_2 – перемещения исполнительного

органа первой (с инерционным вибровозбудителем) и второй (с жестким инерционно-эксцентриковым вибровозбудителем) систем; M_1, M_2 – приведенные массы исполнительных органов; m_1, m_2 – полные массы вибровозбудителей (с учетом их корпусов); m_0 – неуравновешенная масса дебалансных грузов; r_1 – расстояние от оси вращения до центра тяжести неуравновешенной части дебалансных грузов; r_2 – радиус эксцентриситета вала вибровозбудителя второй системы; c – приведенная жесткость упругих амортизаторов; α – приведенный коэффициент неупругих сопротивлений, принятый пропорциональными первой степени скорости.

После преобразований уравнения (1) и (2) примут вид:

$$(M_1 + m_1) \ddot{x}_1 + cx_1 + \alpha \dot{x}_1 = m_0 r_1 \omega^2 \sin \omega t, \quad (3)$$

$$(M_2 + m_2) \ddot{x}_2 + cx_2 + \alpha \dot{x}_2 = m_2 r_2 \omega^2 \sin \omega t. \quad (4)$$

Принимаем решения этих уравнений в виде:

$$x_1 = a_1 \sin(\omega t + \varphi_1), \quad (5)$$

$$x_2 = a_2 \sin(\omega t + \varphi_2). \quad (6)$$

После подстановки их в уравнения (3) и (4) получим выражения для амплитуд вынужденных колебаний:



$$a_1 = \frac{m_0 r_1 \omega^2}{(M_1 + m_1) \sqrt{(p_1^2 - \omega^2)^2 + \alpha_1^2 \omega^2}},$$

$$a_2 = \frac{m_2 r_2 \omega^2}{(M_2 + m_2) \sqrt{(p_2^2 - \omega^2)^2 + \alpha_2^2 \omega^2}},$$
(7)

$$\varphi_1 = \text{arctg} \frac{-\alpha_1 \omega}{p_1^2 - \omega^2},$$

$$\varphi_2 = \text{arctg} \frac{-\alpha_2 \omega}{p_2^2 - \omega^2}.$$
(8)

где $p_1^2 = \frac{c}{M_1 + m_1}, p_2^2 = \frac{c}{M_2 + m_2}$ – квадраты частот собственных колебаний;
 $\alpha_1 = \frac{\alpha'}{M_1 + m_1}, \alpha_2 = \frac{\alpha'}{M_2 + m_2}$ – приведенные коэффициенты эквивалентных вязких сопротивлений.

Усилия, действующие на подшипниковые узлы вибровозбудителей, будут определяться правыми частями уравнений (1) и (2). С учетом (5) и (6) после сложения колебаний получим:

$$P_1 = P_{01} \sin(\omega t + \mathcal{G}_1),$$
(9)

$$P_2 = P_{02} \sin(\omega t + \mathcal{G}_2).$$
(10)

Здесь

$$P_{01} = m_0 \omega^2 \sqrt{r_1^2 + a_1^2 + 2a_1 r_1 \cos \varphi_1},$$
(11)

$$P_{02} = m_2 \omega^2 \sqrt{r_2^2 + a_2^2 + 2a_2 r_2 \cos \varphi_2}$$
(12)

амплитудные значения усилий, действующих на подшипниковые узлы вибровозбудителей;

$$\mathcal{G}_1 = \text{arctg} \frac{a_1 \sin \varphi_1}{r_1 - a_1 \cos \varphi_1}, \quad \mathcal{G}_2 = \text{arctg} \frac{a_2 \sin \varphi_2}{r_2 - a_2 \cos \varphi_2}$$

– сдвиг фаз между перемещениями рабочих органов и векторами усилий в приводах. После подстановки a из (7), и φ из (8) выражения (11) и (12) принимают вид:

$$P_{01} = m_0 r_1 \omega^2 \sqrt{1 + \frac{\frac{m_0^2 \omega^4}{(M_1 + m_1)^2} + \frac{m_0 \omega^2 (p_1^2 - \omega^2)}{(M_1 + m_1)}}{(p_1^2 - \omega^2)^2 + \omega^2 \alpha_1^2}},$$
(13)

$$P_{02} = m_2 r_2 \omega^2 \sqrt{1 + \frac{\frac{m_2^2 \omega^4}{(M_2 + m_2)^2} + \frac{m_2 \omega^2 (p_2^2 - \omega^2)}{(M_2 + m_2)}}{(p_2^2 - \omega^2)^2 + \omega^2 \alpha_2^2}}$$
(14)

Проведем сравнительный анализ рассматриваемых двух систем при эквивалентных параметрах: массы исполнительных органов $M_1 = M_2$ и амплитуды колебаний $a_1 = a_2$. Кроме того, искусственно увеличив массу m_2 корпуса жесткого эксцентрикового вибровозбудителя, мы можем сделать ее равной массе m_1 инерционного вибровозбудителя. При этих условиях, частоты собственных колебаний p_1 и



p_2 систем будут одинаковыми. Тогда из уравнений (7) получим:

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{m_0 r_1}{m_2 r_2} = 1$$

Отсюда следует, что для обеспечения равенства амплитуд колебаний систем необходимо выполнить условие:

$$m_0 r_1 = m_2 r_2 = m_1 r_2. \quad (15)$$

Полную массу m_1 корпуса инерционного

вибровозбудителя можно считать пропорциональной массе неуравновешенной части дебалансов, т.е. $\tau_1 = \lambda \tau_2$ при $\lambda > 1$. С учетом сказанного из выражения (15) получим:

$$r_1 = \lambda r_2. \quad (16)$$

Принимая для сравниваемых систем $p_1 = p_2 = p$, $M_1 = M_2 = M$, $m_1 = m_2 = m$, $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, отношение амплитудных значений усилий, действующих на подшипниковые узлы инерционного и жесткого эксцентрикового вибровозбудителей, получим в виде:

$$\frac{P_{01}}{P_{02}} = \sqrt{\frac{(M+m)^2[(p^2-\omega^2)^2 + \alpha^2\omega^2] + m_0^2\omega^4 + 2m_0\omega^2(M+m)(p^2-\omega^2)}{(M+m)^2[(p^2-\omega^2)^2 + \alpha^2\omega^2] + m_2^2\omega^4 + 2m_2\omega^2(M+m)(p^2-\omega^2)}} \quad (17)$$

Выражение (17) можно представить в безразмерной форме:

$$\chi = \frac{P_{01}}{P_{02}} = \sqrt{\frac{(1+k)^2[(1-\xi_\omega^2)^2 + \xi_\alpha^2\xi_\omega^2] + \frac{k^2}{\lambda^2}\xi_\omega^2 + 2\frac{k}{\lambda}\xi_\omega^2(1+k)(1-\xi_\omega^2)}{(1+k)^2[(1-\xi_\omega^2)^2 + \xi_\alpha^2\xi_\omega^2] + k^2\xi_\omega^2 + 2k\xi_\omega^2(1+k)(1-\xi_\omega^2)}} \quad (18)$$

где $k = m/M$ – отношение масс исполнительного органа и вибровозбудителя;

$\xi_\omega = \omega/p$ – отношение частот вынужденных и собственных колебаний;

$\xi_\alpha = \alpha/p$ – отношение приведенного коэффициента эквивалентных вязких сопротивлений системы к частоте ее собственных колебаний.

Безразмерный параметр χ в (18) соответствует отношению амплитудных значений усилий, действующих на подшипниковые узлы вибровозбудителей.

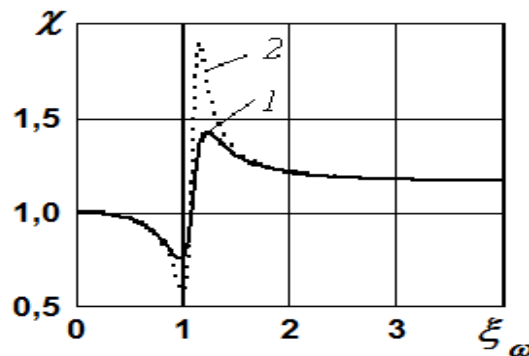


Рис. 2 График зависимости отношения усилий P_{01}/P_{02} от частоты колебаний
1 – $\xi_\alpha = 0,2$; 2 – $\xi_\alpha = 0,1$

На рис. 2 показаны две зависимости $\chi = f(\xi_\omega)$, построенные для двух значений ξ_α . Анализ графиков показывает, что в дорезонансном режиме усилие в жестком эксцентриковом вибровозбудителе больше, чем в инерционном, причем различие тем больше, чем больше неупругие сопротивления в системе. В резонансной области усилие в

инерционном вибровозбудителе, наоборот, больше, чем в эксцентриковом и с увеличением ω асимптотически приближается к своему предельному значению, зависящему от коэффициента λ и отношения масс вибровозбудителя и исполнительного органа.

Из выражения (18) следует, что при $\xi_\omega \gg 1$ и $\xi_\alpha = 0$ имеем:



$$\chi = \sqrt{\frac{(1+k)^2 + \frac{k^2}{\lambda^2} - 2\frac{k}{\lambda}(1+k)}{(1+k)^2 + k^2 - 2k(1+k)}} \quad (19)$$

т.е. усилие в инерционном вибровозбудителе в зарезонансном режиме всегда больше, чем в жестком эксцентриковом предлагаемого типа, причем с увеличением отношения $\lambda = \tau/\tau_0$ это различие увеличивается.

Таким образом, при работе системы в зарезонансном режиме, жесткий

эксцентриковый вибровозбудитель, не связанный с основанием и возбуждающий колебания за счет инерции контргруза (рис. 1, а) с точки зрения нагрузок на элементы его конструкции, имеет преимущества по сравнению с вибровозбудителем инерционного типа.

Определенный интерес с точки зрения снижения усилия в приводе представляет жесткий инерционно-эксцентриковый привод с упругой связью привода с исполнительным органом (рис. 3).

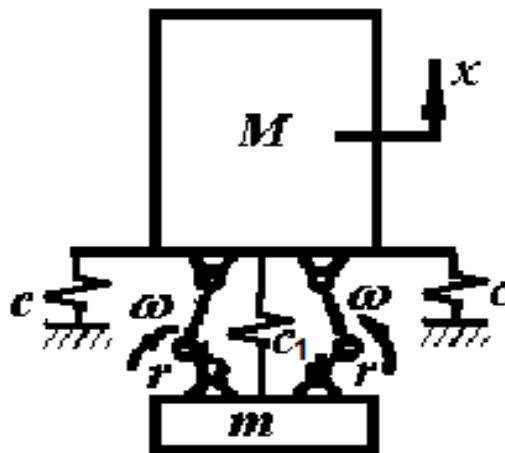


Рис. 3. Инерционный жестко-эксцентриковый привод с упругой связью

Дифференциальное уравнение, описывающее движение этой вибрационной машины, имеет вид:

$$M\ddot{x} + cx + \alpha'\dot{x} = -m(-r\omega^2 \sin \omega t + \ddot{x}) - c_1 r \sin \omega t - \mu c_1 r \omega \cos \omega t, \quad (20)$$

где μ – коэффициент неупругих сопротивлений материала упругих связей в приводе (дополнительная упругая связь c_1); α' – неупругие сопротивления исполнительному органу (жесткости c). После некоторых преобразований уравнение (20) приведем к виду:

$$(M + m)\ddot{x} + cx + \alpha'\dot{x} = m(r\omega^2 \sin \omega t) - c_1 r \sin \omega t - \mu c_1 r \omega \cos \omega t, \quad (21)$$

или

$$\ddot{x} + p^2 x + \alpha x = \frac{mr\omega^2}{M + m} \Phi \sin(\Theta)$$

$$p^2 = \frac{c}{M + m}$$

где p^2 – квадрат частоты собственных колебаний системы;

$$\alpha = \frac{\alpha'}{M + m}$$

где α – приведенный коэффициент неупругих сопротивлений;

$$\Phi = \frac{\sqrt{(p_1^2 - \omega^2)^2 + (\mu \omega p_1^2)^2}}{\omega^2}$$

(здесь $p_1^2 = \frac{c_1}{m}$ – осцилляторная частота привода);

коэффициент влияния упругости привода $\Theta = \omega t + \theta$ – фаза колебаний привода



$$\theta = \arctg \frac{-\mu\omega p_1^2}{p_1^2 - \omega^2}$$

(здесь θ – сдвиг фаз в приводе).

Принимая решение уравнения (21) в виде:

$$x = a \sin(\Theta + \varphi), \quad (22)$$

получим систему алгебраических уравнений:

$$a(p^2 - \omega^2) = \frac{mr\omega^2}{M + m} \Phi \cos \varphi,$$

$$\alpha \omega a = \frac{-mr\omega^2}{M + m} \Phi \sin \varphi,$$

из которой амплитуда a и фаза φ определяются как:

$$a = \frac{mr\omega^2 \Phi}{(M + m) \sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + \alpha^2 \omega^2}},$$

$$\varphi = \arctg \frac{-\alpha \omega}{p^2 - \omega^2}. \quad (23)$$

Усилие в приводе определится правой частью уравнения (20). Подставляя значение x из уравнения (22), после некоторых преобразований будем иметь:

$$P = P_0 \sin(\omega t + \psi), \quad (24)$$

где P_0 – амплитудное значение усилия; ψ – фаза колебания.

Выражения для величин, входящих в уравнения (24) имеют вид:

$$P_0 = mr\omega^2 \sqrt{\left[1 + m \frac{(p^2 - \omega^2)(p_1^2 - \omega^2) - (\mu\omega p_1^2)(-\alpha\omega)}{(M + m)[(p^2 - \omega^2)^2 + (\alpha\omega)^2]} - \frac{p_1^2}{\omega^2} \right]^2 + \left[m \frac{(\mu\omega p_1^2)(p^2 - \omega^2) + (p_1^2 - \omega^2)(-\alpha\omega) - \mu\omega p_1^2}{(M + m)[(p^2 - \omega^2)^2 + (\alpha\omega)^2]} - \frac{\mu\omega p_1^2}{\omega^2} \right]^2}, \quad (25)$$

$$\psi = \arctg \frac{1 + m \frac{(p^2 - \omega^2)(p_1^2 - \omega^2) - (\mu\omega p_1^2)(-\alpha\omega)}{(M + m)[(p^2 - \omega^2)^2 + (\alpha\omega)^2]} - \frac{p_1^2}{\omega^2}}{m \frac{(\mu\omega p_1^2)(p^2 - \omega^2) + (p_1^2 - \omega^2)(-\alpha\omega) - \mu\omega p_1^2}{(M + m)[(p^2 - \omega^2)^2 + (\alpha\omega)^2]} - \frac{\mu\omega p_1^2}{\omega^2}} \quad (26)$$

Амплитудно-частотные и силовые характеристики показаны на рис. 4.

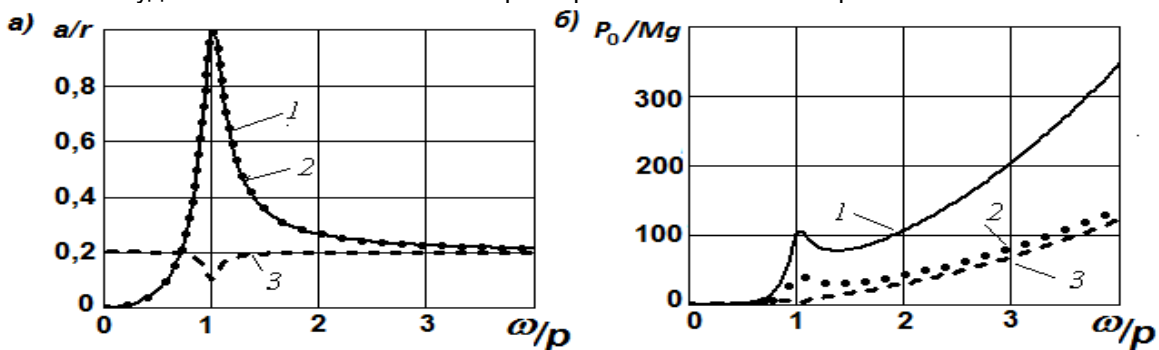


Рис. 4. Амплитудно-частотная (а) и силовая (б) характеристики

1 – инерционный привод; 2 – эксцентриковый привод; 3 – эксцентриковый привод с упругим звеном

Анализ кривых показывает, что амплитудные значения колебаний исполнительного органа системы с инерционными грузами и с жестким инерционно-эксцентриковым приводом без упругого элемента идентичны. При переходе через резонанс амплитуда исполнительного органа возрастает (рис. 4, а, кривые 1, 2), в зоне рабочих частот ($\omega/p > 3$), она

стабилизируется, становится практически постоянной. Значительные преимущества получаются при использовании жесткого инерционно-эксцентрикового привода с упругим элементом между приводом и исполнительным органом. Если жесткость упругого элемента принять такой, чтобы осцилляторная частота привода была равна частоте собственных колебаний, значительно упрощается переход



системы через резонанс (кривая 3 на рис. 4, а). В рабочем диапазоне частот стабильность амплитуды колебаний такая же высокая.

Амплитуды усилий в инерционно-эксцентриковых приводах отличаются на 15-20 % и значительно ниже, чем в инерционном приводе (в 1,5-2 раза). В вибровозбудителе на рис.3 ее можно снизить еще, повысив жесткость упругого элемента в приводе. Но следует учесть, что при этом снизится стабильность амплитуды колебаний и повысится пусковой момент привода.

Выводы. Предложены две оригинальные схемы инерционно-эксцентриковых вибровозбудителей. Разработана теория расчета их амплитудных и силовых характеристик. Полученные данные сравнивались с эквивалентным инерционным приводом. Показано снижение в 1,5-2 раза амплитудных значений усилий, действующих на подшипниковые узлы инерционно-эксцентриковых вибровозбудителей. Для усовершенствованной схемы этого типа привода амплитудная характеристика во всем диапазоне рабочих частот (в том числе и в зоне резонанса) практически постоянная. Дальнейшее направление работы связано с уточнением метода расчета и проведением экспериментальных исследований.

Список использованных источников

1. Потураев В.Н. Вибрационные транспортирующие машины (основы теории и расчета) / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, А.Г. Червоненко – М.: «Машиностроение», 1964. – 272 с.
2. Макаров А.И. Сравнительный анализ и оценка различных типов электромагнитных виброприводов / А.И. Макаров, А.С. Жгулев // В кн.: Вибрационная техника. – 1966. – С. 363-371.
3. Баранов В.Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы / В.Н. Баранов, Ю.Е. Захаров – М.: Машиностроение, 1966. – 243 с.
4. Потураев В.Н. Безрамный резонансный грохот облегченного типа / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, Е.И. Плохотнюк, П.П. Королев // Обогащение полезных ископаемых. Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1967. – Вып.1. – С. 101-108.
5. А.с. 588017 (СССР). Грохот / С.Ф. Деменин, В.П. Франчук, М.Н. Денисов, Г.И. Никитин, М.Я. Берлин. – Оpubл. в Б.И. – 1978. – № 12.
6. Франчук В.П. К вопросу выбора типа привода вибрационных машин большой мощности / В.П. Франчук // В кн.: Динамика и прочность горных машин. – К.: Наукова думка,

1973. – Вып. 1. – С. 262-270.

Список источников в транслитерации

1. Poturaev V.N. Vibratsionnye transportiruyushchie mashiny (osnovy teorii i rascheta) / V.N. Poturaev, V.P. Franchuk, A.G. Chervonenko – M.: Mashinostroenie, 1964. – 272 P.
2. Makarov A.I. Sravnitelnyy analiz I otsenka razlichnih tipov elektromagnitnih vibroprivodov / A.I. Makarov, A.S. Zhgulev // V kn. Vibratsionnaya tehnika. – 1966. – P. 363-371.
3. Baranov V.N. Elektrogidravlicheskie i gidravlicheskie vibratsionnye mehanizmi / V.N. Baranov, Yu.E. Zaharov – M.: Mashinostroenie, 1966. – 243 P
4. Poturaev V.N. Bezramniy rezonansniy grohot oblegchonnogo tipa / V.N. Poturaev, V.P. Franchuk, E.I. Plohotnuk, P.P. Korolev // Obogascheniye poleznych iskopaemih. Rosp. mezhved. nauch.-tehn. sb. – 1967. – Vyp. 1. – P. 101-108.
5. A.s. 588017 (SSSR). Grohot / S.F. Demenin, V.P. Franchuk, M.N. Denisov, G.I. Nikitin, M.Ya. Berlin. – Opubl. v B.I. – 1978. – № 12.
6. Franchuk V.P. K voprosu vibora tipa privoda vibratsionnih mashinbolshoy moshchnosti / V.P. Franchuk // V kn.: Dinamika I prochnost gornih mashin. – K.: Naukova dumka, 1973. – Vip. 1. – P. 262-270.

ПОРІВНЯННЯ САМОБАЛАНСНОГО ТА ІНЕРЦІЙНО-ЕКСЦЕНТРИКОВОГО ПРИВОДІВ

Пропонуються дві оригінальні схеми віброзбудників: жорсткий ексцентрикний привід з інерційним елементом і аналогічний з додатковим пружним зв'язком. Складені диференціальні рівняння руху і побудовані амплітудні і силові характеристики. Отримані дані порівнювалися з еквівалентним інерційним самобалансним приводом. Показано зниження в 1,5-2 рази амплітудних значень зусиль, діючих на підшипникові вузли інерційно-ексцентрикних віброзбудників. Амплітудні значення коливань виконавчого органу системи з інерційними дебалансами і з жорстким інерційно-ексцентрикним приводом без пружного елемента ідентичні. Для вдосконаленої схеми цього типу приводу з пружним елементом амплітудна характеристика у всьому діапазоні робочих частот (у тому числі і в зоні резонансу) практично постійна.

Ключові слова: інерційно-ексцентрикні віброзбудники, самобалансний віброзбудник, розрахунок, амплітуда, зусилля в приводі, порівняльні характеристики.

**COMPARING OF THE IMBALANCES AND
THE INERTIAL-ECCENTRIC DRIVES**

Abstract. Two original schemes of vibrator are offered: hard drive with eccentric inertia element and the same with the additional elastic connection. Differential equations of motion are composed and the amplitude and power characteristics are plotted. The obtained data have been compared with the same for equivalent inertial drive. Shown to be reduced in 1,5-2 times of the amplitude values of forces acting on

bearings of inertial eccentric vibrator. The amplitude values of the oscillations of the executive body of the system with inertial loads and the inertial hard - eccentric actuator without the elastic element are identical. For the advanced scheme of this type of actuator, the amplitude characteristic throughout the range of operating frequencies (including the resonance region) are almost constant.

Keywords: inertial-eccentric vibrators, unbalanced vibrator, calculation, amplitude, force in actuator, compared characteristics.

Сведения об авторах

Франчук Всеволод Петрович – доктор технических наук, профессор кафедры горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» (ГБУЗ «НГУ»), Днепр, Украина, franchuk@nmu.org.ua

Анциферов Александр Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры горных машин и инжиниринга, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» (ГБУЗ «НГУ»), Днепр, Украина, antsiferovo@nmu.org.ua

Франчук Всеволод Петрович – доктор технічних наук, професор кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» (ДВНЗ «НГУ»), Дніпро, Україна, franchuk@nmu.org.ua

Анциферов Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» (ДВНЗ «НГУ»), Дніпро, Україна, antsiferovo@nmu.org.ua

Franchuk Vsevolod Petrovich – Doctor of Technical Sciences (D. Sc), Professor, Professor in department of mining machines and engineering, The State higher educational institutional «National mining university» (SHEI «NMU»), Dnepr, Ukraine, franchuk@nmu.org.ua

Antsyferov Alexandr Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Docent, Docent in department of mining machines and engineering, The State higher educational institutional «National mining university» (SHEI «NMU»), Dnipro, Ukraine, antsiferovo@nmu.org.ua