

УДК 621.926.22.001:622.732

Франчук В.П., д-р техн. наук, профессор,
Анциферов А.В., канд. техн. наук, доцент
(ГВУЗ «НГУ»)

СРАВНЕНИЕ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ САМОБАЛАНСНОГО И ИНЕРЦИОННО-ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ПРИВОДОВ

Франчук В.П., д-р техн. наук, професор,
Анциферов О.В., канд. техн. наук, доцент
(ДВНЗ «НГУ»)

ЕНЕРГЕТИЧНЕ ПОРІВНЯННЯ САМОБАЛАНСНОГО ТА ІНЕРЦІЙНО-ЕКСЦЕНТРИКОВОГО ПРИВОДІВ

Franchuk V.P., D. Sc. (Tech.), Professor,
Antsyferov O.V., Ph.D. (Tech.), Associate Professor
(SHEI«NMU»)

ENERGY COMPARISON BETWEEN SELF-BALANCE AND INERTIAL-ECENTRIC DRIVES

Аннотация. Исследуются две оригинальные схемы вибровозбудителей: жесткий эксцентрикый привод с инерционным элементом и аналогичный с дополнительной упругой связью. Составлены дифференциальные уравнения движения, которые приведены к удобному для численного решения виду. Построены амплитудные и силовые характеристики. Амплитудные значения колебаний исполнительного органа системы с жестким инерционно-эксцентрикыйм приводом без упругого элемента и с упругим элементом идентичны. Полученные данные сравнивались с эквивалентным инерционным самобалансным приводом. Показано снижение амплитудных значений усилий, действующих на подшипниковые узлы инерцион-но-эксцентрикыйх вибровозбудителей и на 30-40 % снижение потерь энергии на трение в подшипниковых узлах привода. В инерционно-эксцентрикыйх вибровозбудителях, кроме того, при работе в зарезонансной зоне, значительно облегчается переход через резонанс при пуске и остановке машины.

Ключевые слова: вибровозбудители, самобалансный, инерционно-эксцентрикыйе, расчет, амплитуда, усилие в приводе, сравнение.

Введение. В вибрационных технологических машинах, таких как вибрационные мельницы, грохоты, питатели, вибровыбивные решетки, вибростолы для формирования железобетонных изделий и т.п., одним из основных узлов наряду с исполнительным органом является привод или вибровозбудитель. Причем для машин тяжелого типа, работающих в резонансном режиме, используются, как правило, двуххвальные инерционные вибраторы самобалансного типа или самосинхронизирующиеся, обеспечивающие направленное возмущающее усилие [1]. При всей их простоте, они имеют ряд существенных недостатков по сравнению с жестким инерционно-эксцентрикыйм приводом. Принятым режимом работы вибромашины с данным типом вибровозбудителя является за-резонансный, чем и определяется стабильность амплитуды колебаний исполнительного органа и

ее способность достаточно надежно обеспечивать заданные технологические показатели. В то же время, сила инерции исполнительного органа в резонансном режиме компенсируется, в основном, усилиями, действующими в приводе, и только небольшая часть компенсируется с помощью упругих амортизаторов [2]. При использовании жесткого инерционно эксцентрикового привода значительно снижаются усилия в приводе, особенно при использовании компенсирующих упругих элементов [3], а также, снижаются потери энергии на сопротивления в приводе.

Существенным недостатком вибрационных технологических машин с инерционным вибровозбудителем является то, что при необходимости увеличения амплитуды колебаний исполнительного органа существенно возрастает кинето-статический момент ($m_0 r$) дебалансных масс и масса вибровозбудителя в целом. Для тяжелых машин масса вибровозбудителя становится соизмеримой или даже равной массе исполнительного органа. Тем не менее, эти привода используют вследствие простоты конструкции и удобства обслуживания.

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

Целью исследования является получение и сравнительный анализ силовых зависимостей в элементах изучаемых приводов применительно к вертикальной вибрационной мельнице.

Теоретические исследования. Рассмотрим системы с инерционным и жестким эксцентриковым вибровозбудителем, не связанным с основанием и

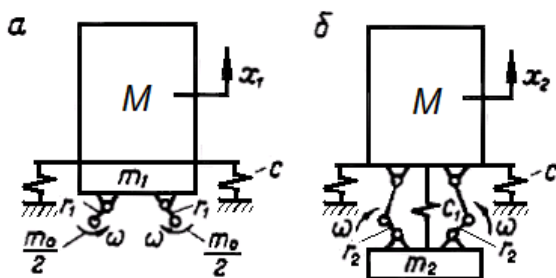


Рисунок 1 – Расчетные схемы вибровозбудителей

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

Критериями сравнения примем стабильность амплитуды колебаний. Массы исполнительных органов, амплитуды, частоты вынужденных колебаний (перемещения) и

нагрузки на перекрытие 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

$$M + m_1 - m_0 \ddot{x}_1 + cx_1 + \alpha' \dot{x}_1 = -m_0 r_1 \omega^2 \sin \omega t + \ddot{x}_1, \quad (1)$$

а для системы с жестким инерционно-эксцентриковым вибровозбудителем (рис. 1, б) будем иметь

$$M \ddot{x}_2 + cx_2 + \alpha' \dot{x}_2 = -m_2 r_2 \omega^2 \sin \omega t + \ddot{x}_2 + c_1 r_2 \sin \omega t + \mu c_1 r_2 \cos \omega t, \quad (2)$$

где x_1 и x_2 – перемещения исполнительных органов; M – приведенная масса исполнительного органа системы; m_1, m_2 – полные массы вибровозбудителей (с учетом их корпусов); m_0 – неуравновешенная масса дебалансных грузов инерционного вибровозбудителя; r_1 – расстояние от оси вращения до центра тяжести неуравновешенной части дебалансных грузов; r_2 – радиус эксцентриситета вала жесткого инерционно-эксцентрикового вибровозбудителя; c – приведенная жесткость упругих амортизаторов; α' – приведенный коэффициент неупругих сопротивлений, принятый пропорциональными первой степени скорости; c_1 – приведенная жесткость упругих связей привода; μ – коэффициент неупругих сопротивлений материала упругих связей привода.

Правая часть уравнения, по сути, и определяет величину усилия в приводе.

Для определения перемещений исполнительных органов уравнения (1) и (2) преобразуем к виду

$$M_1 + m_1 \ddot{x}_1 + cx_1 + \alpha' \dot{x}_1 = m_0 r_1 \omega^2 \sin \omega t, \quad (3)$$

$$M_2 + m_2 \ddot{x}_2 + cx_2 + \alpha' \dot{x}_2 = m_2 r_2 \omega^2 \sin \omega t. \quad (4)$$

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 (3) и (4) получим выражения для амплитуд вынужденных колебаний

$$a_1 = \frac{m_0 r_1 \omega^2}{M + m_1 \sqrt{p_1^2 - \omega^2 + \alpha_1^2 \omega^2}}, \quad a_2 = \frac{m_2 r_2 \omega^2 \Phi}{M + m_2 \sqrt{p_2^2 - \omega^2 + \alpha_2^2 \omega^2}}, \quad (7)$$

где $\Phi = \frac{\sqrt{p_0^2 - \omega^2 + \mu \omega p_0^2}}{\omega^2}$ – коэффициент, учитывающий упругие

элементы в эксцентриковом приводе; $p_1^2 = \frac{c}{M + m_1}$, $p_2^2 = \frac{c}{M + m_2}$, $p_0^2 = \frac{c_1}{m_2}$ –

квадраты частот собственных колебаний систем; $\alpha_1 = \frac{\alpha'}{M + m_1}$, $\alpha_2 = \frac{\alpha'}{M + m_2}$ – приведенные коэффициенты эквивалентных вязких сопротивлений.

Выражения для углов сдвига фаз имеют вид

$$\varphi_1 = \arctg \frac{-\alpha_1 \omega}{p_1^2 - \omega^2}, \quad \varphi_2 = \arctg \frac{-\alpha_2 \omega}{p_2^2 - \omega^2}. \quad (8)$$

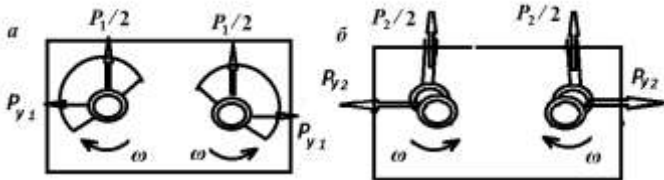


Рисунок 2 – Распределение усилий в приводах

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

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

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

Здесь

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

$$P_{02} = m_2 \sqrt{r_2^2 \omega^2 + a_2^2 \omega^2 \cos \varphi_2 - r_2 p_0^2 + a_2^2 \omega^2 \sin \varphi_2 - \mu \omega r_2 p_0^2} \quad (12)$$

– амплитудные значения усилий, действующих на подшипниковые узлы вибровозбудителей;

$$\mathcal{G}_1 = \arctg \frac{a_1 \sin \varphi_1}{r_1 + a_1 \cos \varphi_1}, \quad \mathcal{G}_2 = \arctg \frac{\frac{a_2}{r_2} \sin \varphi_2 - \mu \omega \frac{p_0^2}{\omega^2}}{1 + \frac{a_2}{r_2} \cos \varphi_2 - \frac{p_0^2}{\omega^2}} \quad (13)$$

– углы сдвига фаз между радиусами дебалансов, эксцентриситетом приводного вала и векторами усилий вибровозбудителей.

В поперечном направлении (в плоскости расположения валов дебалансных грузов или эксцентриковых валов) силы инерции дебалансных грузов или корпусов подшипников эксцентриков взаимно уравновешиваются, но на подшипниковые узлы будут действовать силы

$$P_{y1} = \frac{m_0 r_1}{2} \omega^2 \cos \omega t, \quad P_{y2} = m_n r_2 \omega^2 \cos \omega t \quad (14)$$

где m_n – масса подшипникового узла эксцентрика.

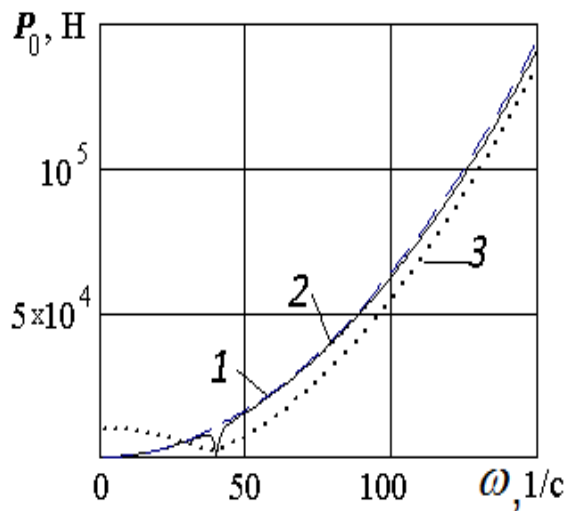


Рисунок 3 – Усилия в приводах:
 1 – инерционный привод;
 2 – жесткий эксцентриковый без упругой связи;
 3 – жесткий эксцентриковый с упругой связью

Из рисунка следует, что усилие в жестком эксцентриковом приводе с дополнительной упругой связью несколько ниже, чем в инерционном и жестком эксцентриковом без упругой связи. Это, так называемая, активная составляющая нагрузок на привод, которая участвует в технологическом процессе.

Из сравнения выражений (7) следует, что с точки зрения стабильности амплитуд колебаний системы с инерционным и жестким эксцентриковым вибро-возбудителем рассматриваемого вида являются идентичными. Поэтому граница применимости того или иного вибровозбудителя должна выбираться, кроме соображений снижения усилий, также из соображений энергетических, экономических и конструктивных. С этой точки зрения определенный интерес представляет определение потерь энергии в вибровозбудителе машины. Параметры исполнительного органа, технологической нагрузки и режимы колебаний обоих типов вибрационных машин будут одинаковыми, поэтому будут одинаковыми

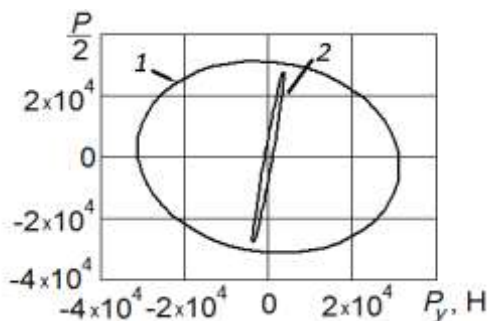


Рисунок 4 – Распределение нагрузок на подшипниковые узлы приводов:
 1 – инерционный; 2 – эксцентриковый

и потери энергии, связанной с деформацией упругих связей, виброперемещением материала и т.п. Потери же энергии в самих вибровозбудителях будут различными.

Проведем сравнительный анализ рассматриваемых трех систем при эквивалентных параметрах: массы исполнительных органов M и амплитуды колебаний $a_1 = a_2$, $p_1 = p_2 = p$, $m_1 = m_2 = m$, $m_1 = \lambda m_0$. Амплитудные значения усилий, действующих на подшипниковые узлы инерционного и жесткого эксцентрикового вибровозбудителей показаны на рис. 3.

В расчетах было принято: масса исполнительного органа $M = 1000$ кг, частота вынужденных колебаний $\omega = 100$ рад/с, амплитуда колебаний $a = 5$ мм, $p = 100$ рад/с, $p_0 = 40$ рад/с.

Существенное различие имеет место в усилиях на подшипниковые узлы в поперечном направлении (рис. 4), которые в уравновешенных приводах компенсируют друг друга, но на подшипники действует, и энергия на трение в подшипниковых узлах теряется.

Существенное различие имеет место в усилиях на подшипниковые узлы в поперечном направлении (рис. 4), которые в уравновешенных приводах компенсируют друг друга, но на подшипники действует, и энергия на трение в подшипниковых узлах теряется.

Принимаем момент трения в подшипниковых узлах пропорциональным радиальному усилию, действующему на вал вибровозбудителя и радиусу самого подшипника. Тогда полный момент трения в подшипниковых узлах самобалансного привода

$$M_{n1} = 2fr_n \left(\left| \frac{P_1}{2} \right| + |P_{y1}| \right) \quad (15)$$

В эксцентриковом вибровозбудителе вдвое большее количество подшипников, тогда

$$M_{n1} = 4fr_n \left(\left| \frac{P_2}{2} \right| + |P_{y2}| \right) \quad (16)$$

Здесь f – коэффициент трения в подшипнике, r_n – радиус подшипника. Средние моменты за период движения исполнительного органа

$$M_{c1} = \frac{4}{\pi} fr_n \left(\frac{P_{01}}{2} + m_0 r_1 \omega^2 \right), \quad M_{c2} = \frac{8}{\pi} fr_n \left(\frac{P_{02}}{2} + m_n r_2 \omega^2 \right) \quad (17)$$

и энергия, теряемая в подшипниках в единицу времени

$$N_1 = \frac{4}{\pi} fr_n \left(\frac{P_{01}}{2} + m_0 r_1 \omega^2 \right) \omega, \quad N_2 = \frac{8}{\pi} fr_n \left(\frac{P_{02}}{2} + m_n r_2 \omega^2 \right) \omega \quad (18)$$

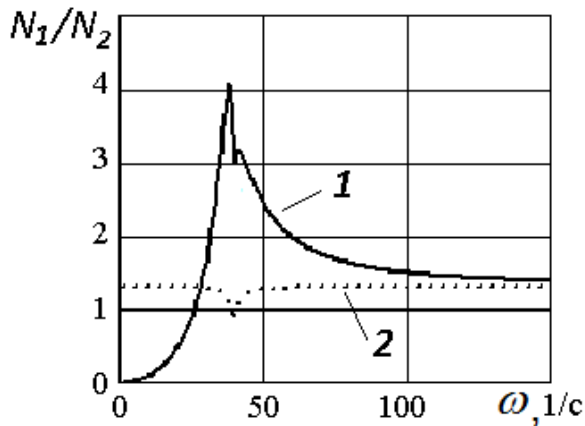


Рисунок 5 – Сравнение приводов по мощности

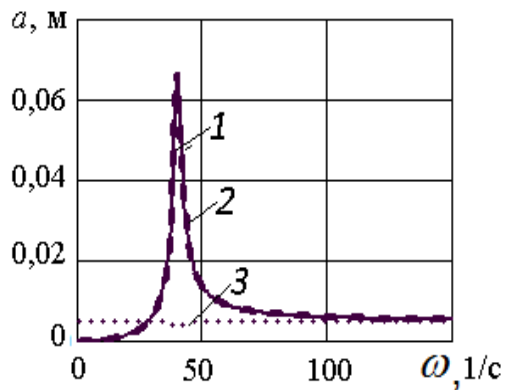
Принимая параметры машины как и ранее, отношение расходов энергии получим в виде

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{0,5P_{01} + m_0 r_1 \omega^2}{2 \cdot 0,5P_{02} + m_n r_2 \omega^2}$$

Результаты и их обсуждение.

На рис. 5 представлена зависимость отношения потерь энергии инерционного привода к эксцентриковому. Как следует из этих графиков, во всем диапазоне частот наблюдается

превышение расхода энергии в инерционном приводе по сравнению с жестким эксцентриковым при отсутствии упругого элемента. При наличии упругой связи в жестком эксцентриковом приводе в дорезонансном режиме работы имеет место превышение потерь энергии над инерционным приводом. В рабочем режиме (порядка 100 1/с) расход энергии в эксцентриковом приводе снижается по сравнению с инерционным на 30-40 %.



1 – с инерционным приводом; 2 – с жестким инерционно-эксцентриковым приводом; 3 – с жестким инерционно-эксцентриковым приводом и упругой связью

Рисунок 6 – Амплитудно-частотные характеристики систем

Еще одним преимуществом применения инерционно-эксцентрикового привода с упругой связью является то, что при равенстве частоты собственных колебаний системы частоте осцилляторного резонанса привода ($p = p_0$) при переходе через резонанс не наблюдается всплеска амплитуды колебаний (кривая 3, рис. 6). Следовательно, при использовании жесткого инерционно-эксцентрикового привода с упругой связью не нужно опасаться резкого увеличения амплитуды колебаний при остановке устройства и разрабатывать мероприятия по снижению их негативного влияния. При использовании инерционного или жесткого инерционно-эксцентри-

кового привода, в зависимости от скорости остановки привода, амплитуда колебаний может увеличиваться в 4...10 раз (кривые 1, 2, рис. 6).

Выводы. Предложенная конструкция жесткого инерционно-эксцентрикового вибровозбудителя вибрационных машин по сравнению с широко применяющимся инерционным самобалансным имеет меньшее значение усилия в приводе и на 30–40% меньший расход энергии на трение в подшипниковых узлах привода. Кроме того, в жестком инерционно-эксцентриковом приводе с упругой связью при работе в зарезонансном режиме значительно облегчается переход системы через резонанс при пуске и остановке системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Назаренко, І.І. *Машини для виробництва будівельних матеріалів* / І.І. Назаренко. – Київ: КНУБА, 1999. – 488 с.
2. Шатохін, В.М. Про визначення параметрів дебалансних вібраційних апаратів з ексцентриковим ротором і асинхронним електроприводом / В.М. Шатохін, Б.Ф. Гринько, Н.В. Шатохіна // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*: укр. Міжвід. Наук.-техн. зб. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2013. – Вип. 47. – С. 36-44.
3. Надутый, В.П. Основные направления развития вибрационной техники в горнометаллургическом производстве / В.П. Надутый // *Вибрации в технике и технологиях*. – 2002. – № 1(22). – С. 1-5.
4. Франчук, В.П. Динамика грохота с двухприводным инерционным вибровозбудителем / В.П. Франчук, В.З. Дятчин // *Обогащение полезных ископаемых*. Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 2003. – Вып.17(58). – С. 51–58.

REFERENCES

1. Nazarenko, I.I. (1999), *Mashyny dlya vyrobnytsva budivelnykh materialiv* [Machines for production of build materials], KNUBA, Kyiv, UA.
2. Shatokhin, V.M., Granko, B.F. and Shatokhina, N.V. (2013), «About the determination parameters of debalanced vibration vehicles with an eccentric person rotor and asynchronous electric drive», *Avtomatizatsiya virobnychikh protsesiv u mashinobuduvanni ta pryadobuduvanni: ukr. mezhved. nauch.-tehn. sb*, Vip. 47, pp. 36-44.
3. Nadutyi, V.P. (2002), «Basic directions of development of vibration technique in a mine-metallurgical production», *Vibratsii v tehnikе i tehnologiyakh*, no. 1(22), pp. 1-5.

4. Franchuk, V.P. and Dyatchin, V.Z. (2003), «Dynamics of crash with two-drive inertia vibro-excitabiler», *Obogashcheniye poleznykh iskopaemykh. Resp. mezhd. nauch.-tekhn. sb*, Vip. 17(58), pp. 51–58.

Об авторах

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

About the authors

Franchuk Vsevolod Petrovich, Doctor of Technical Sciences (D. Sc), Professor, Professor in the Department of Mining Machines and Engineering, The State Higher Educational Institution «National Mining University» (SHEI «NMU»), Dnepr, Ukraine, franchuk@nmu.org.ua

Antsyferov Aleksandr Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Associate Professor, Associate Professor in the Department of Mining Machines and Engineering, The State Higher Educational Institution «National Mining University» (SHEI «NMU»), Dnepr, Ukraine, antsiferovo@nmu.org.ua

Анотація. Досліджуються дві оригінальні схеми віброзбудників: жорсткий ексцентриковий привід з інерційним елементом і аналогічний з додатковим пружним зв'язком. Складено диференціальні рівняння руху, які доведені до зручного для чисельного рішення виду. Побудовано амплітудні і силові характеристики. Амплітудні значення коливань виконавчого органу системи з жорстким інерційно-ексцентриковим приводом без пружного елемента і з пружним елементом ідентичні. Отримані дані порівнювалися з еквівалентним інерційним самобалансним приводом. Показано зниження амплітудних значень зусиль, що діють на підшипникові вузли інерційно-ексцентрикових віброзбудників і зниження на 30-40% втрат енергії на тертя в підшипникових вузлах приводу. В інерційно-ексцентрикових віброзбудниках, крім того, при роботі в зарезонансному режимі, значно полегшується перехід через резонанс під час пуску і зупинці машини.

Ключові слова: віброзбудники, самобалансний, інерційно-ексцентрикові, розрахунок, амплітуда, зусилля в приводі, порівняння.

Annotation. Two original schemes of vibrator are investigate: the hard eccentric drive with an inertia element and analogical with additional resilient connection. Differential equations of motion are compute, which are reduce to a convenient form for numerical solution. The amplitude and power characteristics are plotted. 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. The obtained data have been compare with the same for equivalent inertial drive. The decline of peak values of efforts operating on the bearing knots of inertia-eccentric vibrators. Also decline of losses of friction energy on a in the bearing knots of drive up to 30-40 % is shown. In inertia-eccentric vibrators, in addition, during work in a super resonance zone, a transition is considerably facilitate through resonance at starting and stop of machine.

Keywords: vibrators, inertia-eccentric, imbalance, calculation, amplitude, effort in a drive, comparison.

Статья поступила в редакцию 25.11.2017

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук Б.А. Блюссом