

На правах рукописи

Закиров Родион Габитович

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН
ПРИМЕНЕНИЕМ РОТОРНЫХ ИНЕРЦИОННЫХ ВИБРОПРИВОДОВ

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск
2007

Диссертация выполнена на кафедре «Машиноведение» филиала Южно-Уральского государственного университета в г. Усть-Катаве.

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент
Сергеев Сергей Васильевич.

Официальные оппоненты: заслуженный работник высшей школы РФ,
доктор технических наук, профессор
Пожбелко Владимир Иванович,

доктор технических наук, профессор
Евсеенков Сергей Владимирович.

Ведущее предприятие – ФГУП «Производственное объединение
Златоустовский машиностроительный завод».

Защита состоится 14 ноября 2007 г., в 13 часов, на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, зал диссертационного совета (ауд. 1013, главный корпус).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76 на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан 13 октября 2007 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор технических наук, профессор

Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В настоящее время, практически во всех отраслях промышленности применяют вибрационные машины, оказывающие воздействие на технологическую среду, различную по физико-механическим свойствам, массе и размерам. Использование вибрации позволяет интенсифицировать технологические процессы и повысить их качественные показатели. Важным конструктивным элементом вибрационных машин являются виброприводы, задающие форму траектории, закон изменения скорости и ускорения рабочего органа.

На современном этапе развития виброприводов одной из главных задач их совершенствования является повышение возможностей регулирования параметров колебаний рабочего органа. Существующие конструкции виброприводов не обеспечивают выполнение новых требований по регулированию параметров колебаний, предъявляемых к вибрационным машинам для повышения их производительности и технологичности. Так, например, для дробления материалов используются конусные инерционные дробилки, в которых наиболее рационально организован процесс разрушения. Но из-за ограниченных возможностей в регулировании параметров колебаний рабочего органа (дробящего конуса), в них обеспечивается невысокая степень дробления и, поэтому, требуется более многоступенчатый технологический процесс. При измельчении промышленных и бытовых отходов актуальной является проблема обеспечения возможности регулирования размеров измельченных продуктов, которая далеко не всегда успешно решается посредством использования вибрационных измельчителей, вследствие сложности регулирования параметров колебаний измельчительного органа. При автоматизации сборочных процессов в машиностроении используют вибрационные бункерные питатели. При этом для регулирования параметров колебаний в питателях используют различные виды упругих систем, что значительно усложняет их настройку для деталей различной массы и формы. Особенно это проявляется при необходимости синхронизации потоков движения деталей.

Таким образом, для повышения эффективности вибрационных машин и получения значительного технико-экономического эффекта возникает необходимость применения в вибрационных машинах новых виброприводов с регулируемыми параметрами колебаний рабочего органа. Этим определяется актуальность темы данного диссертационного исследования.

Данная работа выполнялась в рамках приоритетных направлений научно-исследовательской работы Высшей школы, разработанных Министерством образования и науки РФ по теме «Технологии переработки промышленных и бытовых отходов», а также в соответствии с концепцией и программой правительства Челябинской области «Первоочередные мероприятия по совершенствованию системы сбора, захоронения и обезвреживания твердых бытовых отходов, по дальнейшему развитию системы сбора и переработки вторичных материальных ресурсов». Работа поддержана РФФИ (конкурс «УРАЛ», проект № 07-01-96-052) на 2007-08 годы и всероссийской программой «Старт 07» (проект №7319) в Ураль-

ском регионе, а также является обладателем губернаторских грантов аспирантов Челябинской области в 2002 и 2004 годах.

Цель диссертационной работы: повышение эффективности вибрационных машин путем применения роторных инерционных виброприводов с регулируемыми параметрами колебаний рабочего органа.

Объект исследования: оригинальные роторные инерционные виброприводы с регулируемыми параметрами колебаний рабочего органа.

Предмет исследования: Колебательные процессы в роторных инерционных виброприводах с регулируемыми параметрами колебаний рабочего органа.

Методы исследования, достоверность и обоснованность результатов. В работе использованы эмпирические и теоретические методы исследования, базирующиеся на положениях теоретической механики, технологии машиностроения, теории механических колебаний, сопротивления материалов, математического и компьютерного моделирования. Достоверность полученных результатов подтверждается сходимостью полученных теоретических результатов с данными экспериментов и результатами промышленной эксплуатации созданного технологического оборудования.

На защиту выносятся:

1. Способы регулирования параметров колебаний рабочего органа в роторных инерционных виброприводах.
2. Разработанные зависимости параметров колебаний рабочего органа от кинематических и геометрических элементов системы роторных инерционных виброприводов с регулируемыми параметрами колебаний рабочего органа.
3. Результаты теоретического и экспериментального исследования возможностей регулирования параметров колебаний рабочего органа в роторных инерционных виброприводах.

Научная новизна работы:

1. Предложен новый класс роторных инерционных виброприводов с регулируемыми параметрами колебаний рабочего органа.
2. Теоретически установлены и экспериментально подтверждены зависимости параметров колебаний рабочего органа от кинематических и геометрических элементов роторных инерционных виброприводов нового типа, позволяющие проводить оценку параметров колебаний и определять необходимые для их обеспечения конструктивные параметры этих виброприводов.
3. Теоретически установлены и экспериментально подтверждены условия синхронизации колебаний роторов в роторных инерционных виброприводах нового типа, при которой расширяются возможности регулирования параметров колебаний рабочего органа.

Практическая ценность.

1. Экспериментально подтверждена эффективность применения роторных инерционных виброприводов с регулируемыми параметрами колебаний рабочего органа в вибрационных машинах различного назначения с целью повышения производительности и технологичности.

2. Разработана инженерная методика и программное обеспечение для расчета кинематических и геометрических параметров виброприводов, необходимых для обеспечения требуемых параметров колебаний рабочего органа.

Апробация работы и внедрение результатов. Материалы работы докладывались и обсуждались на IV, V и VI международных научно-технических конференциях «Вибрационные машины и технологии» (Курск, КГТУ, 1999, 2001, 2003), всероссийской научно-технической конференции «Аэрокосмическая техника и высокие технологии» (Пермь, ПГТУ, 2000), межотраслевой научно-практической конференции «Снежинск и наука» (Снежинск, СФТИ, 2000), международном научном симпозиуме «Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия» (Орел, ОрелГТУ, 2000), международной научно-технической конференции «Машиностроение и металлообработка» (Украина, Кировоград, КГТУ, 2003), международной научно-технической конференции «Повышение качества продукции и эффективности производства» (Курган, КГУ, 2006), XII международной научно-практической конференции студентов и молодых ученых «Современные техника и технологии» (Томск, ТПУ, 2006), международном научном симпозиуме «Гидродинамическая теория смазки – 120 лет» (Орел, ОрелГТУ, 2006), на ежегодных научно-технических конференциях филиала ЮУрГУ в г. Златоусте (2001...2006) и на расширенном заседании кафедры «Основы проектирования машин» ЮУрГУ (2007). По материалам работы получено два патента на способы (№ 2213618 и № 2248944). Результаты работы внедрены на восьми машиностроительных предприятиях с суммарным экономическим эффектом более миллиона руб., а также в учебный процесс.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 15 научных работ, в том числе 13 статей и 2 патента на изобретения.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, заключения. Содержит 158 страниц машинописного текста, включая 54 рисунка, 12 таблиц, библиографический список из 110 наименований и приложение с актами внедрения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении изложены актуальность темы диссертации, цель исследования, его научная новизна и практическая ценность, основные положения, выносимые на защиту, объект и предмет исследования.

В первой главе обоснована актуальность работы, проведен сравнительный анализ эксплуатационных свойств наиболее распространенных видов виброприводов и определены задачи исследования.

Разработкой виброприводов рабочих органов технологических машин вибрационного действия и теоретических основ их проектирования активно занимались ученые: Артоболовский И.И., Бауман В.А., Бидерман В.Л., Блехман И.И., Быховский И.И., Гончаревич И.Ф., Диментберг Ф.М., Дубровский А.Ф., Захезин А.М., Кожевников С.Н., Левитский Н.И., Нагаев Р.Ф., Пожбелко В.И., Рагульскис К.М., Решетов Д.Н., Фролов К.В., Шаповал В.Н., Яцун С.Ф., Bert C.W., Bishop R.E.D. и другие. Достигнуты значительные научные и практические результаты, направ-

симметрии на величину ρ с последующим (в установившемся режиме) планетарным обкатыванием тарелки ротора по поверхности сопряженного с ним контртела. При этом кинематически неуравновешенный центр тяжести ротора совершает круговые радиальные колебания вокруг оси z и создает вынуждающую центробежную силу F , которая вызывает возбуждение всей колебательной системы. Тарелка ротора может иметь плоскую форму, когда угол $\psi = 180^\circ$ (см. рис. 1,б) и коническую форму с $\psi \neq 180^\circ$ (см. рис. 1,в).

Математическую модель динамики роторного инерционного вибропривода, связанного с неподвижным основанием симметричной системой упруго-вязких элементов с жесткостями k_X, k_Y и демпферами C_X, C_Y , в установившемся режиме колебаний (см. рис. 1,г) представляет система дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} (M + m)\ddot{x} + c_X\dot{x} + k_Xx = F \cos \omega t; \\ (M + m)\ddot{y} + c_Y\dot{y} + k_Yy = F \sin \omega t \end{cases} \quad (1)$$

с условиями периодичности

$$\begin{cases} \dot{x}(t + T) = \dot{x}(t); \\ \dot{y}(t + T) = \dot{y}(t). \end{cases}$$

Здесь F – вынуждающая центробежная сила, создаваемая ротором:

$$\text{при } \psi = 180^\circ \quad F = m\rho\omega^2 = j\rho + P_{i\dot{N}} \frac{D}{2l};$$

$$\text{при } \psi \neq 180^\circ \quad F = m\rho\omega^2 = j\rho + P_{i\dot{N}} \left(\text{ctg}\varphi - \frac{D}{2l} \right);$$

M – масса рабочего органа вибропривода; m – приведенная к центру тяжести масса ротора; j – изгибная жесткость стержня ротора; ρ, ω – соответственно, амплитуда и частота круговых колебаний центра тяжести ротора в установившемся режиме колебаний; D – диаметр тарелки ротора в зоне сопряжения с контртелом; l – длина ротора; $\varphi = \psi/2$ – угол тарелки ротора; T – период колебаний.

При этом принято допущение, что в установившемся режиме колебаний ротор катится по контртелу без скольжения в точке касания K (мгновенный центр скоростей) по окружности диаметра $D - 2\rho$ (при $\psi = 180^\circ$) или $D + 2\rho$ (при $\psi \neq 180^\circ$).

Периодическое решение системы (1) без учета влияния системы упруго-вязких элементов имеет вид:

$$\begin{cases} x = A \sin \omega t; \\ y = A \cos \omega t, \end{cases}$$

где $A = q\rho$ – амплитуда вынужденных колебаний рабочего органа; $q = m / (M + m)$ – соотношение масс колебательной системы.

Главной отличительной особенностью роторного инерционного вибропривода от существующих центробежных виброприводов является возможность регулирования величиной ρ смещения (амплитуды колебаний) центра тяжести ротора, которая при пуске системы равна нулю ($\rho = 0$, см. рис. 1,а), а в установившемся режиме колебаний (см. рис. 1,б, в) определяется по соотношению

$$\rho = \frac{\omega_{AB} D}{2\omega}, \quad (2)$$

где

$$\omega = \frac{P_{OC}}{2lm\omega_{BP}} \sqrt{\frac{P_{OC}^2}{4l^2 m^2 \omega_{BP}^2} + \frac{j}{m}} \quad (\text{при } \psi = 180^\circ); \quad (3)$$

$$\omega = \frac{P_{OC}}{Dm \operatorname{tg} \varphi \omega_{BP}} \sqrt{\frac{P_{OC}^2}{D^2 m^2 \operatorname{tg}^2 \varphi \omega_{BP}^2} + \frac{j}{m}} \quad (\text{при } \psi \neq 180^\circ). \quad (4)$$

и имеет постоянное значение, независящее от параметров упруго-вязких элементов. При этом обеспечивается возможность изменения и частоты ω колебаний системы по соотношениям (3) и (4). Таким образом, частота и амплитуда колебаний рабочего органа в роторных инерционных виброприводах определяются частотой и амплитудой колебаний центра тяжести ротора.

Широкому внедрению роторных инерционных виброприводов препятствует низкая эффективность регулирования параметров колебаний (частоты, амплитуды и формы траектории движения) рабочего органа, а именно, сложность регулирования траектории движения рабочего органа путем соответствующей настройки параметров k_X, k_Y, C_X, C_Y упруго-вязких элементов и сложность регулирования частоты и амплитуды колебаний рабочего органа в процессе работы. В то же время вопросы дальнейшего улучшения эксплуатационных показателей роторных инерционных виброприводов остаются мало изученными.

На основе актуальности вопроса и в соответствии с приведенным анализом в данной работе были поставлены следующие задачи:

1. Разработать новые способы регулирования параметров колебаний рабочего органа в новом классе роторных инерционных виброприводов, позволяющие повысить эффективность вибрационных машин.

2. Установить зависимости параметров (частоты, амплитуды и формы траектории) колебаний рабочего органа от кинематических и геометрических элементов роторных инерционных виброприводов, позволяющие проводить оценку параметров колебаний и определять необходимые для их обеспечения конструктивные параметры этих виброприводов.

3. Экспериментально подтвердить возможности регулирования параметров колебаний рабочего органа в роторных инерционных виброприводах.

4. Разработать инженерную методику и программное обеспечение для расчета кинематических и геометрических параметров виброприводов, необходимых для обеспечения требуемых параметров колебаний рабочего органа.

5. Экспериментально проверить эффективность применения роторных инерционных виброприводов с регулируемыми параметрами колебаний рабочего органа в вибрационных машинах с целью повышения их производительности и технологичности.

6. Внедрить результаты работы в производство и учебный процесс.

Во второй главе разработаны и теоретически исследованы новые способы регулирования параметров колебаний рабочего органа в роторных инерционных виброприводах. Установлены зависимости параметров колебаний (частоты, ам-

плитуды и формы траектории) рабочего органа от кинематических и геометрических элементов роторных инерционных виброприводов. При этом априорно принимались следующие условия: 1) рассматриваемые системы виброприводов выходят на установившийся режим колебаний; 2) установившийся режим колебаний устойчив; 3) амплитуда колебаний роторов ρ не зависит от упруго-вязких элементов технологической среды. Эти условия позволяют рассматривать колебания роторов в установившемся режиме на уровне кинематики без решения динамических уравнений системы.

Для возможности регулирования формы траектории движения рабочего органа была разработана модель роторного инерционного вибропривода с параллельным расположением роторов, в которой учитываются колебания второго ротора, синхронизирующегося с первым ротором посредством общего контртела (рис. 2). В этом виброприводе роторы, выполненные в форме стержней 1 со сменными тарелками 2, прижимают к общему плоскому контртелу 3 осевой силой P_{OC} и приводят во вращение с постоянной частотой вращения ω_{BP} . Вращение роторов в установившемся режиме сопровождается их планетарными круговыми движениями по торцевой поверхности контртела относительно своих осей симметрии T_1 и T_2 . При этом центры тяжести тарелок описывают круговые траектории в направлении, противоположном их вращению.

Для установления условий синхронизации колебательных движений центров тяжести роторов, взаимно связанных между собой контртелом, была рассмотрена система (рис. 3), состоящая из свободно несущего твердого тела массы M и двух неуравновешенных роторов массы m , оси симметрий которых T_1 и T_2 лежат в одной плоскости, проходящей через центр тяжести T_0 тела M .

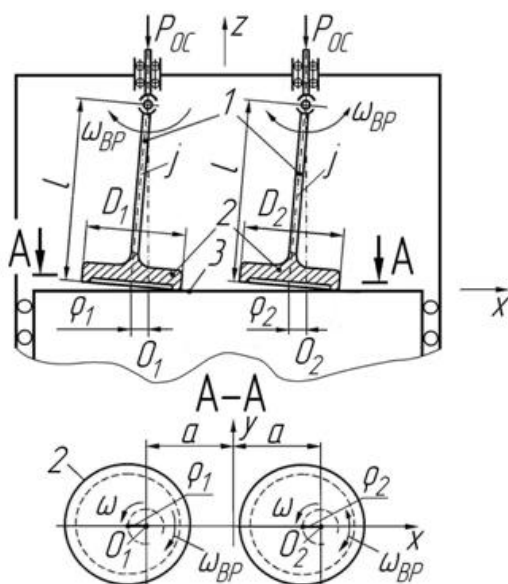


Рис.2. Схема роторного инерционного вибропривода с параллельным расположением роторов

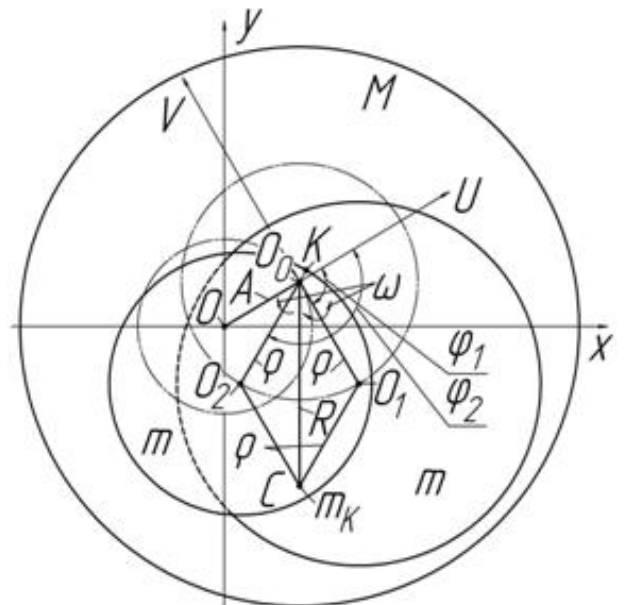


Рис. 3. Расчетная схема определения условий синхронизации колебаний роторов

Несомая связь между роторами осуществляется через массу m_K контртела, центр тяжести которого располагается в вершине X шарнирно-стержневого ромба $T_0 T_1 X T_2$; предполагается, что точки T_1 и T_2 совпадают с центрами тяжести роторов и удалены от своих осей симметрии на расстояния, равные амплитудам ρ их собственных круговых траекторий. Положение центров тяжести роторов определяется углами поворота φ_1 и φ_2 , отсчитываемыми от фиксированного в теле M направления $T_0 U$ против хода часовой стрелки.

Периодическое решение, соответствующее синхронным колебаниям роторов с одинаковой частотой ω , имеет вид:

$$\varphi_1 = \omega t + \alpha_1; \quad \varphi_2 = \omega t + \alpha_2, \quad (5)$$

где α_1 и α_2 – начальные фазы колебаний центров тяжести роторов в установившемся режиме колебаний.

Синхронизации колебательных движений в рассматриваемом случае, согласно уравнению баланса энергии, соответствует минимум потенциальной функции D_{II} , равной

$$D_{II} = T_I - T_{II} = 0. \quad (6)$$

Здесь T_I , T_{II} – кинетические энергии несущего T_I и несомого T_{II} тел, которые с учетом (5) равны (см. рис. 3):

$$\begin{cases} T_I = \frac{1}{2} M (A\omega)^2 = q_1^3 m \rho^2 \omega^2 [1 - \cos(\alpha_2 - \alpha_1)]; \\ T_{II} = \frac{1}{2} m_K (R\omega)^2 = q_2 m \rho^2 \omega^2 [1 - \cos(\alpha_2 - \alpha_1)]. \end{cases} \quad (7)$$

где A – амплитуда колебаний тела M под действием вынуждающих центробежных сил, развиваемых роторами при их круговых колебаниях; R – расстояние $O_0 C$ от центра тяжести массы m_K до центра тяжести тела M ; $q_1 = m/M$, $q_2 = m_K/m$, – соотношения масс колебательной системы.

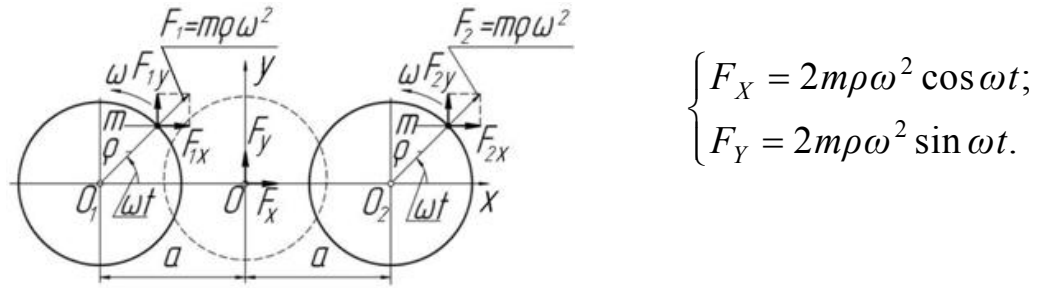
Подставив значения T_I и T_{II} согласно (7), в выражение (6) для потенциальной функции, получим

$$D_I = m \rho^2 \omega^2 (q_1^3 - q_2) [1 - \cos \alpha],$$

где $\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$.

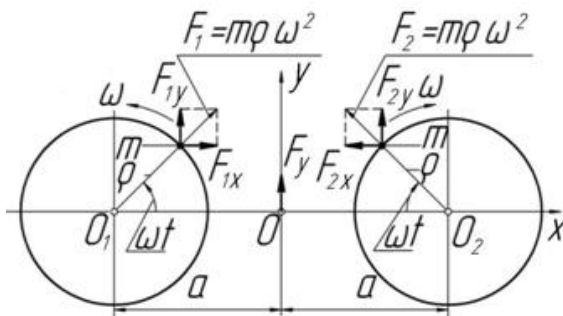
Из условия минимума функции D_{II} следует, что возможными являются синфазные ($\alpha = \alpha_1 = 0$) и антифазные ($\alpha = \alpha_2 = \pi$) синхронные колебания роторов. Вследствие синхронизации круговых колебаний центров тяжести роторов в колебательной системе создается общая суммарная вынуждающая сила роторов с составляющими F_X , F_Y , которая через контртело передается на корпус устройства, служащий рабочим органом вибропривода. При одностороннем направлении вращения роторов будет синфазный режим колебаний, которому соответствует круговое направление действия суммарной вынуждающей силы (при $\rho_1 = \rho_2$, рис. 4,а). При противоположном направлении вращения роторов будет антифазный режим колебаний, которому соответствуют прямолинейное (при $\rho_1 = \rho_2$, рис. 4,б) и эллиптическое (при $\rho_1 \neq \rho_2$, рис. 4,в) направления действия суммарной вынуждаю-

щей силы роторов и траектории движения рабочего органа (несущего тела). При этом амплитудой ρ и частотой ω колебаний центров тяжести обоих роторов управляют по соотношениям (2) и (3).



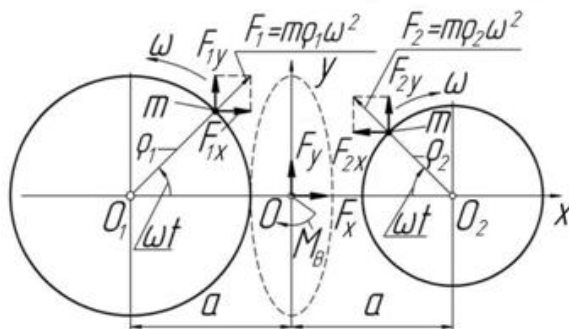
$$\begin{cases} F_X = 2m\rho\omega^2 \cos \omega t; \\ F_Y = 2m\rho\omega^2 \sin \omega t. \end{cases}$$

а)



$$\begin{cases} F_X = 0; \\ F_Y = 2m\rho\omega^2 \sin \omega t. \end{cases}$$

б)



$$\begin{cases} F_X = m(\rho_1 - \rho_2)\omega^2 \cos \omega t; \\ F_Y = m(\rho_1 + \rho_2)\omega^2 \sin \omega t. \end{cases}$$

в)

Рис. 4. Способы образования различных траекторий движения рабочего органа: а) круговых; б) прямолинейных; в) эллиптических

Для расширения возможностей регулирования параметров колебаний рабочего органа была разработана модель роторного инерционного вибропривода с вращающимся контртелом (рис. 5), в котором процесс возбуждения колебаний изменен путем принудительного вращения контртела.

Для возбуждения колебаний в виброприводе с вращающимся контртелом ротор 1 прижимают в осевом направлении к контртелу 2 с требуемым осевым усилием P_{OC} и осуществляют независимое вращение ротора и контртела. При этом в установившемся режиме вращение тарелки ротора, сопровождается ее планетарным поступательным круговым движением по поверхности контртела.

Вследствие этого центр тяжести ротора совершает круговые колебания вокруг оси симметрии z и кинематически неуравновешенная масса ротора создает вращающуюся центробежную силу F . Параметры данных колебаний при этом будут зависеть еще от направления и частоты вращения контртела.

Уравнения статического равновесия ротора для вибропривода с вращающимся контртелом имеет вид:

при $\psi = 180^\circ$

$$F - D\dot{\omega}_i - D_i \dot{N} \frac{D}{2l} = 0, \quad (8)$$

при $\psi \neq 180^\circ$

$$F - D\dot{\omega}_i - \frac{P_{OC}}{\operatorname{tg} \varphi} + D_i \dot{N} \frac{D}{2l} = 0, \quad (9)$$

где $F = m\rho\omega^2$ – вынуждающая центробежная сила; $P_{yII} = j\rho$ – сила упругости ротора; ρ и ω – соответственно, амплитуда и частота круговых колебаний центра тяжести ротора; $\varphi = \psi/2$ – угол тарелки ротора; P_{OC} – осевое усилие прижатия ротора.

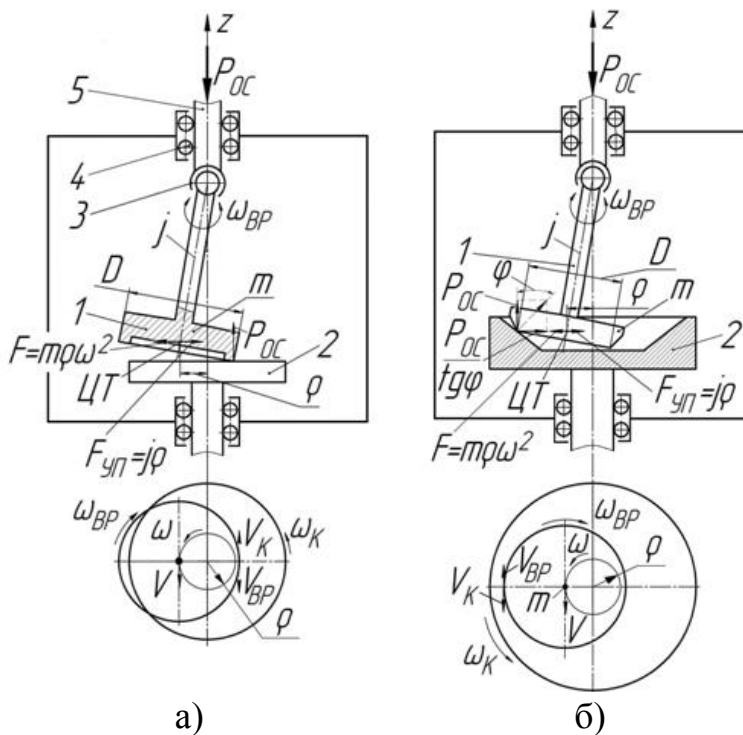


Рис. 5. Схемы роторных инерционных виброприводов с вращающимся контртелом в установившемся режиме колебаний:
а) с $\psi = 180^\circ$; б) с $\psi \neq 180^\circ$

Уравнение равенства скоростей относительно оси симметрии z для виброприводов с $\psi = 180^\circ$ и с $\psi \neq 180^\circ$ имеет вид

$$V = V_{BP} \pm V_K, \quad (10)$$

где $V = \rho\omega$ – скорость центра тяжести тарелки ротора; V_{BP} , V_K – соответственно, скорости точек K контакта тарелки ротора и контртела:

$$V_{BP} = \omega_{AD} \frac{D}{2}; \quad V_E = \omega_E \frac{D}{2};$$

ω_{BP} , ω_K – частоты вращения ротора и контртела, соответственно. Здесь знак «минус» – соответствует однонаправленному вращению ротора и контртела.

Совместным решением уравнений статического равновесия (8), (9) и равенства скоростей (10) получены зависи-

мости для амплитуды и частоты круговых колебаний центра тяжести ротора:
при $\psi = 180^\circ$

$$\rho = \frac{D(\omega_{BP} \pm \omega_K)}{2\omega}; \quad \omega = \frac{D_i \dot{N}}{2ml(\omega_{BP} \pm \omega_E)} + \sqrt{\frac{P_{OC}^2}{4ml^2(\omega_{BP} \pm \omega_E)^2} + \frac{j}{m}}; \quad (11)$$

при $\psi \neq 180^\circ$

$$\rho = \frac{D(\omega_{BP} \pm \omega_K)}{2\omega}; \quad \omega = \frac{D_i \dot{N}}{D \operatorname{tg} \varphi m (\omega_{BP} \pm \omega_E)} + \sqrt{\frac{P_{OC}^2}{D^2 \operatorname{tg}^2 \varphi m^2 (\omega_{BP} \pm \omega_E)^2} + \frac{j}{m}}. \quad (12)$$

Как видно из полученных зависимостей (11) и (12), параметры колебаний рабочего органа в этих виброприводах зависят еще от взаимного направления и соотношения частот вращения ротора и контртела, а в виброприводе с $\psi \neq 180^\circ$ еще и от угла φ , что увеличивает число изменяемых параметров и значительно повышает возможности регулирования параметров колебаний рабочего органа.

Для расширения возможностей регулирования параметров колебаний рабочего органа также была разработана модель роторного инерционного вибропривода с соосным расположением роторов (рис. 6), в котором процесс возбуждения колебаний изменен путем замены вращаемого контртела на другой ротор.

Как и для виброприводов с вращающимся контртелом, аналогично получены зависимости амплитуды ρ и частоты ω круговых колебаний центров тяжести роторов для виброприводов с соосным расположением роторов с $\psi = 180^\circ$ и $\psi \neq 180^\circ$ (см. рис. 6):

$$\rho = \frac{D(\omega_{AD1} \pm \omega_{AD2})}{2\omega}; \quad \omega = \frac{P_{i\dot{N}}}{2ml(\omega_{AD1} \pm \omega_{AD2})} + \sqrt{\frac{P_{i\dot{N}}^2}{4m^2l^2(\omega_{AD1} \pm \omega_{AD2})^2} + \frac{j}{m}},$$

где $m = m_1 + m_2$; $j = j_1 + j_2$; $l = l_1l_2/(l_1 + l_2)$; знак «минус» – соответствует однонаправленному вращению роторов.

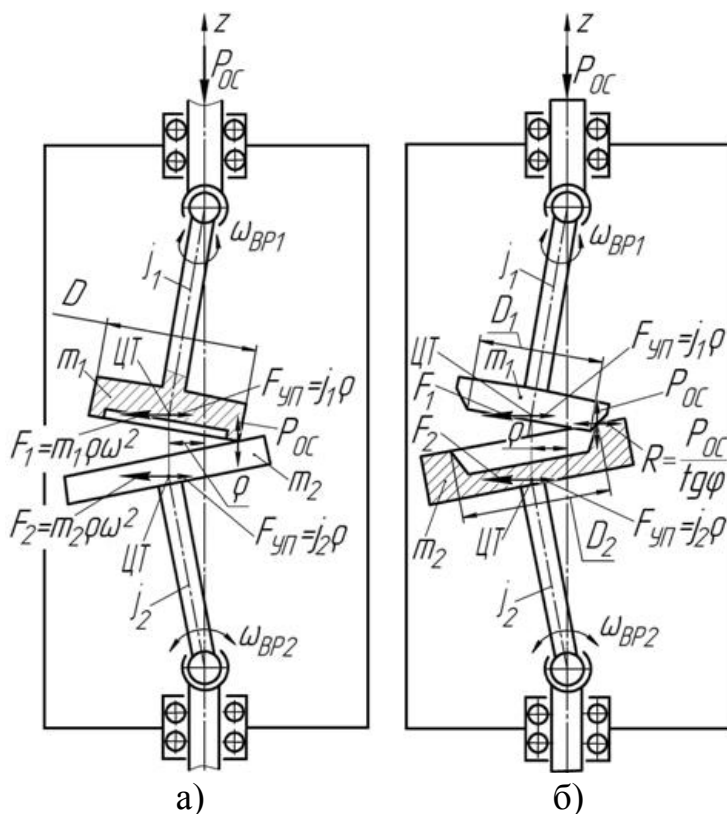


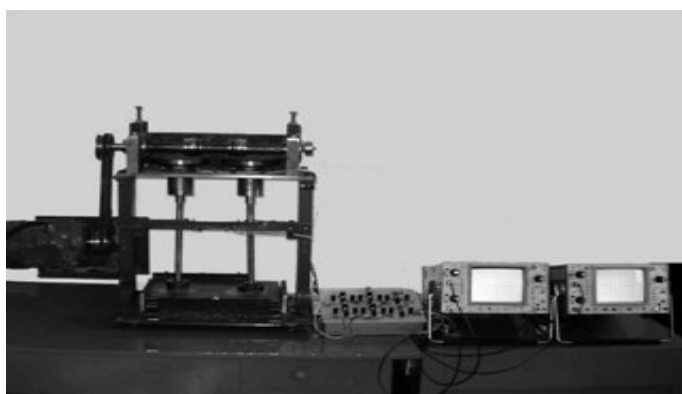
Рис. 6. Схемы роторных инерционных виброприводов с соосным расположением роторов в установившемся режиме колебаний: а) с $\psi = 180^\circ$; б) с $\psi \neq 180^\circ$

Как видно из полученных зависимостей, роторные инерционные виброприводы с соосным расположением роторов имеют уже больше возможностей регулирования, чем виброприводы с вращающимся контртелом. При этом угол ψ поверхности сопряжения роторов влияет на распределение нагрузок в системе и не влияет на параметры колебаний роторов, так как внутренние реактивные силы R , действующие в плоскости колебаний и зависящие от угла $\varphi = \psi/2$ конусов роторов, взаимно уравновешиваются.

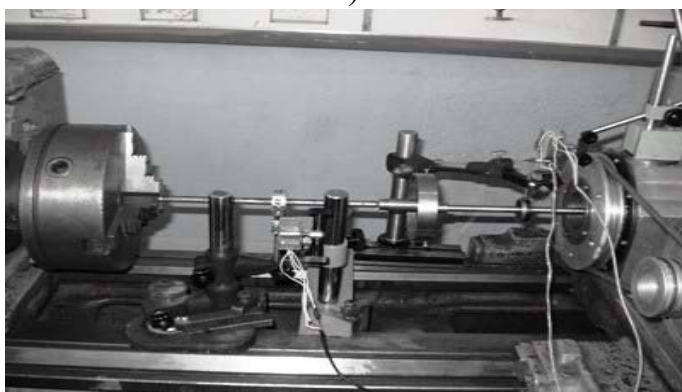
В третьей главе приводится описание экспериментальных установок и методики испытаний, приведены результаты исследования разработанных роторных инерционных виброприводов. Полученные данные показаны в виде графических зависимостей частоты и амплитуды круговых колебаний рабочего органа от геометрических и кинематических параметров виброприводов.

Для экспериментальной проверки способов регулирования параметров колебаний рабочего органа в роторных инерционных виброприводах использовались оригинальные, специально спроектированные и изготовленные исследовательские установки (рис. 7), позволяющие воссоздавать колебательные процессы, адекватные рассмотренным в теоретических предположениях.

Первоначально исследовался колебательный процесс в роторном инерционном виброприводе с параллельным расположением роторов. Основное внимание на этом этапе экспериментальных исследований уделялось регулированию траектории движения рабочего органа посредством изменения геометрических и кинематических характеристик инерционных элементов. В процессе измерений по аттестованной методике регистрировались осциллограммы перемещений роторов, по которым определялись частота и амплитуда их колебаний. Измерение формы траектории движения рабочего органа проводилось и путем обработки осциллограмм, когда фиксировались взаимные колебания роторов, и посредством механического самописца, который записывал траекторию перемещения контртела.



а)



б)

Рис. 7. Экспериментальные установки роторных инерционных виброприводов:
а) с параллельным расположением роторов;
б) с соосным расположением роторов

На следующем этапе проводились исследования колебательных процессов в роторных инерционных виброприводах с соосным расположением роторов и с вращающимся контртелом. Исследовалось влияние на частоту и амплитуду колебаний роторов таких параметров, как осевая сила, частота и направление вращения, жесткость, масса и размеры роторов. Выявлено, что наиболее эффективное регулирование параметров колебаний роторов достигается изменением величины осевой силы прижима роторов и частоты их вращения, а наибольший диапазон воспроизводимых частот достигается в случае применения роторов с $\psi \neq 180^\circ$.

Расхождение теоретических и экспериментальных показаний не превысило 15 %. Было установлено, что рассматриваемые системы виброприводов выходят на установившийся режим колебаний и что этот режим устойчив. Была подтверждена синхронизация колебаний роторов, получены заданные формы круговой, эллиптической и прямолинейной траекторий движения рабочего органа, достигнут диапазон воспроизводимых частот колебаний от 0 до 1000 с^{-1} . Результаты

экспериментальных исследований в виде полученных зависимостей амплитуд ρ_1 , ρ_2 и частот ω_1 , ω_2 колебаний роторов виброприводов от изменяемых параметров приведены на рис. 8. В диссертации приведено подробное объяснение установленных закономерностей.

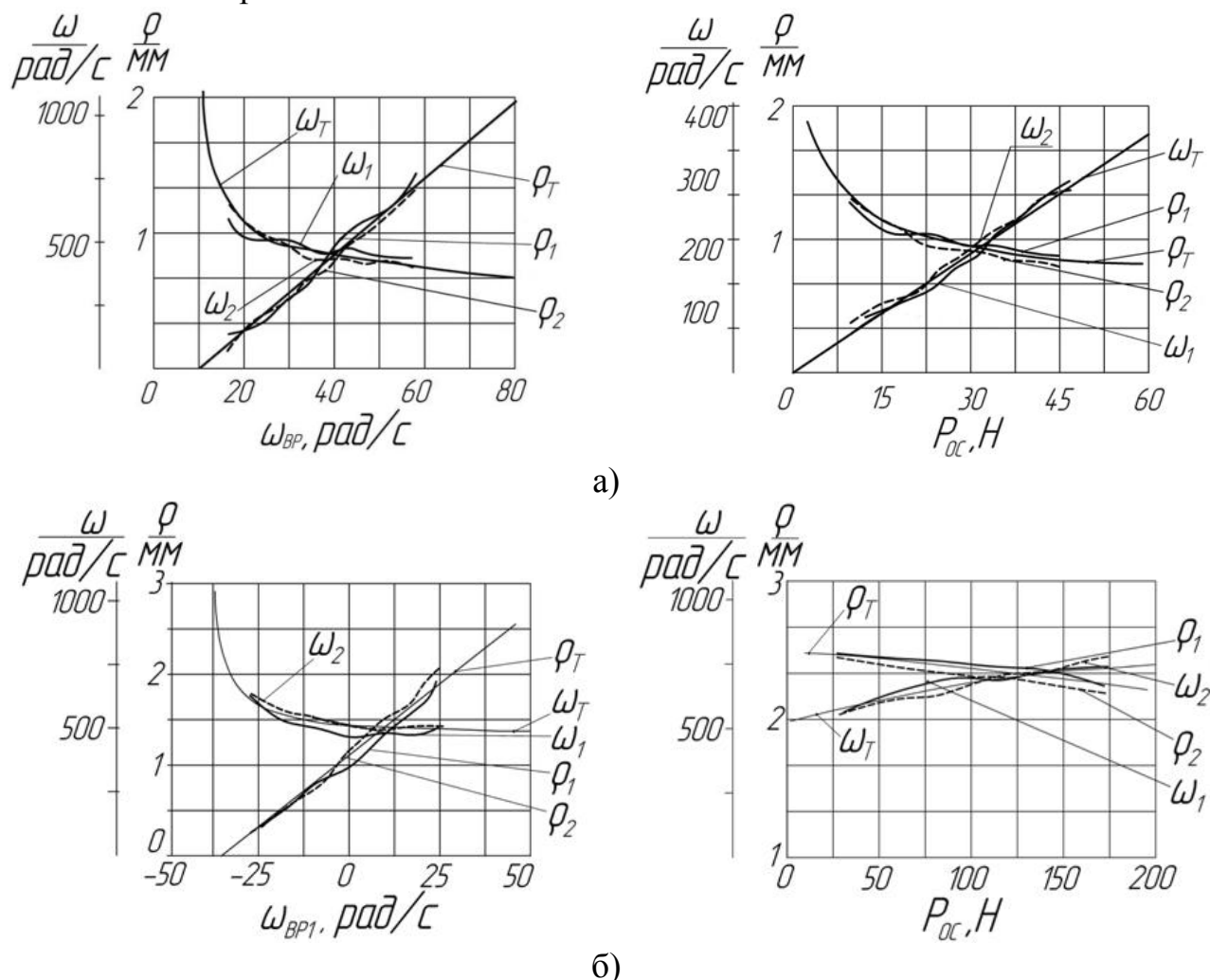


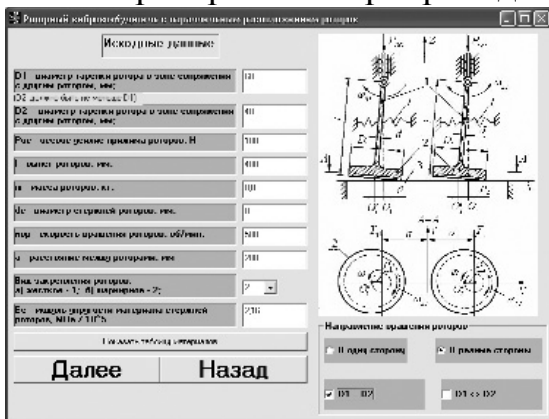
Рис. 8. Результаты экспериментальных исследований роторных инерционных виброприводов (пример): а) с параллельным расположением роторов; б) с соосным расположением роторов; ρ_T , ω_T – теоретические зависимости

По результатам теоретических и экспериментальных исследований разработана инженерная методика и программное обеспечение для расчета кинематических и геометрических параметров виброприводов, необходимых для обеспечения требуемых параметров колебаний рабочего органа. Интерфейсы некоторых программ представлены на рис. 9.

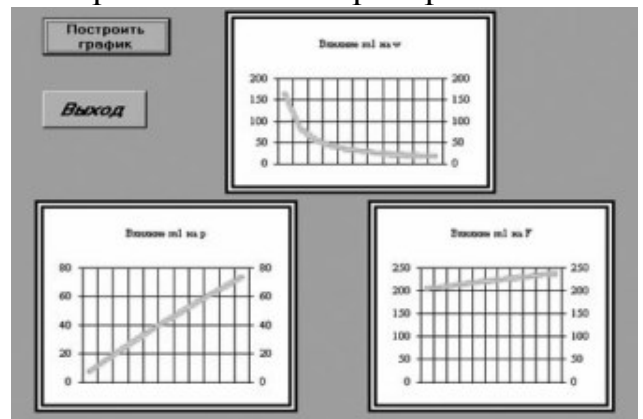
В четвертой главе была экспериментально проверена эффективность применения роторных инерционных виброприводов с регулируемыми параметрами колебаний рабочего органа в вибрационных машинах с целью повышения их производительности и технологичности.

Были усовершенствованы конусная инерционная дробилка путем применения роторного вибропривода с параллельным расположением роторов, вибрационный

барabanый измельчитель и вибрационный бункерный питатель путем применения в них роторного вибропривода с соосным расположением роторов.



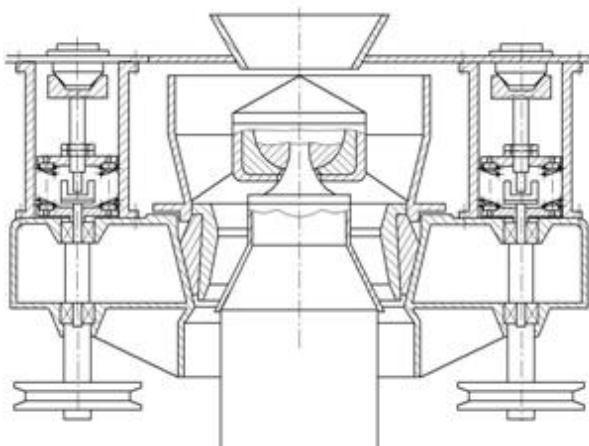
а)



б)

Рис. 9. Интерфейсы программного обеспечения:
а) ввод исходных данных; б) вывод графических зависимостей

Испытания этих машин на оригинальных установках (рис. 10-12) подтвердили эффективность применения разработанных инерционных роторных виброприводов в вибрационных машинах для повышения качественных показателей технологических процессов.

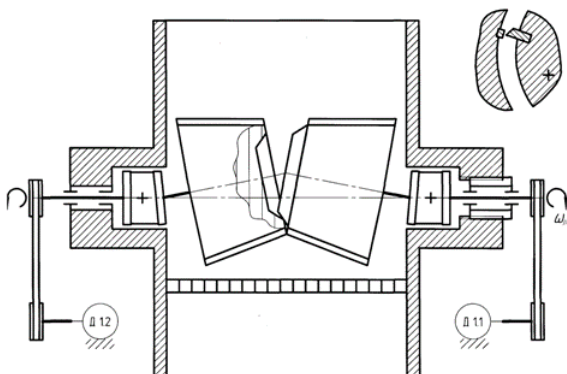


а)

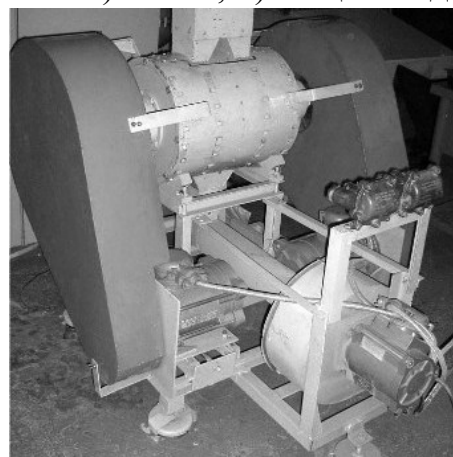


б)

Рис. 10. Конусная инерционная дробилка: а) схема; б) общий вид



а)



б)

Рис. 11. Вибрационный барабанный измельчитель: а) схема; б) общий вид

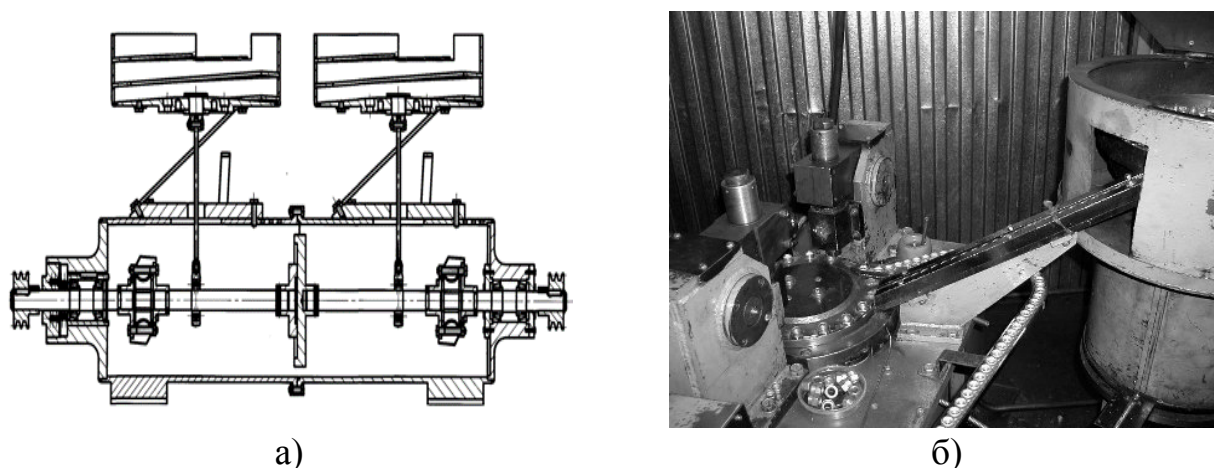


Рис. 12. Вибрационный бункерный питатель: а) схема; б) общий вид

При дроблении хрупких материалов с различными механическими свойствами было установлено, что амплитуда колебаний роторов в установившемся режиме колебаний вибропривода не зависит от упруго-вязких элементов технологической среды, достигнуто увеличение степени дробления с 25 до 35 единиц при повышении производительности процесса на 15 % путем применения различной формы вибрационного воздействия и повышенной частоты вынуждающей силы. При измельчении материалов было достигнуто регулирование размеров измельченного продукта стабильного гранулометрического состава путем регулирования амплитуды колебаний измельчительного органа. При этом оказалось возможным получение порошка с размером частиц до 0,04 мм при измельчении реактопластов. В вибрационном бункерном питателе была повышена производительность загрузки деталей различной массы на 12% за счет увеличения скорости их перемещения и обеспечена синхронизация двух потоков движения деталей.

Результаты испытаний вибрационного барабанного измельчителя и вибрационного бункерного питателя, в которых рабочими органами являются роторы, и в которых на параметры колебаний роторов непосредственно влияют параметры технологической среды, могут пригодиться при дальнейшем исследовании динамики колебательных процессов в разработанных вибрационных машинах с роторными инерционными вибровозбудителями.

Предложенные методика и технические решения, позволяющие повысить эффективность вибрационных машин применением роторных инерционных виброприводов успешно внедрены в производство на восьми машиностроительных предприятиях. Суммарный экономический эффект от внедрения составил свыше 1 млн. рублей.

Спроектированные и изготовленные с участием автора экспериментальные установки используются как учебно-исследовательские лабораторные установки при подготовке инженеров строительных и машиностроительных специальностей в филиалах ЮУрГУ в г. Златоусте и в г. Усть-Катаве.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработаны новые способы регулирования параметров колебаний (частоты, амплитуды и формы траектории) в новом классе роторных инерционных виброприводов, позволяющих получать круговые, эллиптические и прямолинейные траектории колебательных движений рабочего органа в диапазоне воспроизводимых частот до 1000 с^{-1} .

2. Теоретически установлены и экспериментально подтверждены зависимости параметров колебаний рабочего органа от кинематических и геометрических элементов роторных инерционных виброприводов, позволяющие проводить оценку параметров колебаний и определять необходимые для их обеспечения конструктивные параметры этих виброприводов.

3. Теоретически установлены и экспериментально подтверждены условия синхронизации колебаний роторов в роторных инерционных виброприводах нового типа, при которой появляются возможности регулирования траектории колебательных движений рабочего органа и синхронизации двух колебательных систем.

4. Проведенные экспериментальные исследования колебательных процессов в роторных инерционных виброприводах установили: 1) рассматриваемые системы виброприводов выходят на установившийся режим колебаний; 2) установившийся режим колебаний устойчив; 3) амплитуда колебаний роторов в установившемся режиме колебаний вибропривода не зависит от упруго-вязких элементов технологической среды; 4) эффективное регулирование параметров колебаний роторов достигается изменением величины осевой силы прижима роторов, частоты и взаимного направления их вращения, а наибольший диапазон воспроизводимых частот достигается в случае применения роторов с углом $\psi \neq 180^\circ$.

5. Разработана инженерная методика и программное обеспечение для расчета кинематических и геометрических параметров виброприводов, необходимых для обеспечения требуемых параметров колебаний рабочего органа.

6. Экспериментально подтверждена эффективность применения роторных инерционных виброприводов с регулируемыми параметрами колебаний рабочего органа в конусной инерционной дробилке, вибрационном барабанном измельчителе и вибрационном бункерном питателе с целью повышения их производительности и технологичности. В конусной инерционной дробилке достигнуто увеличение степени дробления с 25 до 35 единиц при повышении производительности процесса на 15 %. В вибрационном барабанном измельчителе достигнуто регулирование до 0,04 мм размеров измельченного продукта различной прочности и стабильного гранулометрического состава. В вибрационном бункерном питателе повышена производительность загрузки деталей различной массы на 12% и обеспечена синхронизация двух потоков движения деталей.

7. Предложенные методика и технические решения успешно внедрены в производство на восьми машиностроительных предприятиях. Суммарный экономический эффект от внедрения составил свыше 1 млн. рублей. Материалы настоя-

шей работы также внедрены в учебный процесс при подготовке инженеров строительных и машиностроительных специальностей в филиалах ЮУрГУ в г. Златоусте и в г. Усть-Катаве.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах

1. Сергеев, С.В. Исследование колебательных процессов в инерционных системах / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. IV международной научно-технической конференции "Вибрация-1999". – Курск: Изд-во КГТУ, 1999. – С. 219-221.

2. Сергеев, С.В. Исследование колебательного процесса инерционного планетарного вибровозбудителя / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Вестник ПГТУ. Серия "Аэрокосмическая техника и высокие технологии". – 2000. – № 6. – С. 48-53.

3. Сергеев, С.В. Динамика инерционного вибровозбудителя в упруго-вязкой среде / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Снежинск и наука: сб. тез. докл. Межотраслевой научно-практической конференции. – Снежинск Челябинской обл.: Изд-во СФТИ, 2000. – С.110-111.

4. Сергеев, С.В. Колебательная система с антифазным вибровозбудителем роторного типа для создания эллиптических колебаний / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия: материалы международного научного симпозиума. – Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2000. – С. 203-207.

5. Сергеев, С.В. Механическая система управления синхронных колебаний / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. V международной научно-технической конференции "Вибрация-2001". – Курск: Изд-во КГТУ, 2001. – С. 374-377.

6. Сергеев, С.В. Исследование синхронных колебаний в инерционных системах / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Совершенствование наукоёмких технологий и конструкций: сб. науч. тр. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2001. – С. 23-27.

7. Пат. 2213618 Российская Федерация, МПК⁷ В 02 С 19/00. Способ и устройство измельчения материалов / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров – № 2002102797/03; заявл. 05.06.2003; опубл. 10.10.2003. – Бюл. № 28.

8. Сергеев, С.В. Автоматизированный расчет геометрических параметров и режимов настройки синхронных инерционных систем / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. VI международной научно-технической конференции "Вибрация-2003". – Курск: Изд-во КГТУ, 2003. – С. 288-289.

9. Лакирев, С.Г. Исследование и совершенствование технологии изготовления изделий из бетонной смеси / С.Г. Лакирев, С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров, Б.А. Решетников, Е.Н. Гордеев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия "Строительство и архитектура". – 2003. – Вып. 2. – №7(23). – С. 32-34.

10. Сергеев, С.В. Автоматизация расчёта геометрических параметров и режимов настройки синхронных инерционных систем / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Машиностроение и металлообработка: сб. науч. тр. – Кировоград: Изд-во КГТУ, 2003. – С. 206-207.

11. Пат. 2248944 Российская Федерация, МПК⁷ С 03 В 33/04, С 03 В 33/023. Способ и устройство для резки стекла / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров – №2003118609/03; заявл. 20.06.2003; опубл. 27.03.2005. – Бюл. № 9.
12. Сергеев, С.В. Исследование процессов синхронизации колебаний в инерционных системах / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров, Б.А. Лопатин // Вестник Курганского университета. Сер. "Технические науки". – 2005. – Вып. 2.– С. 73-76.
13. Сергеев, С.В. Совершенствование технологии и оборудования для вибрационного дробления хрупких материалов / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Вестник Курганского университета. Сер. "Технические науки". – 2006. – Вып. 2. – Ч.1. – С. 108-109.
14. Сергеев, С.В. Исследование процесса износа и динамических нагрузок в опорных узлах роторных инерционных вибровозбудителей / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: тр. Международного научного симпозиума. В 2-х томах. Т.2. – М.: Машиностроение – 1, Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2006. – С. 125-134.
15. Сергеев, С.В. Повышение качества и эффективности вибрационного измельчения материалов / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров // Современные техника и технологии: тр. XII международной научно-практической конференции студентов и молодых ученых. В 2-х томах. Т. 1. – Томск: Изд-во ТПУ, 2006. – С. 171-173.

Закиров Родион Габитович

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН
ПРИМЕНЕНИЕМ РОТОРНЫХ ИНЕРЦИОННЫХ ВИБРОПРИВОДОВ

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Техн. редактор А.В. Миних

Издательство Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 10.10.2007. Формат 60×84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 367.

Отпечатано в типографии Издательства ЮУрГУ.

454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76