

На правах рукописи

Шаней

Шаповалов Антон Иванович

**ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И
ДИНАМИЧЕСКОЙ УРАВНОВЕШЕННОСТИ
ВИБРОМАШИН ДЛЯ ВИБРОАБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ,
РЕАЛИЗУЮЩИХ КОЛЕБАНИЯ ПО ЗАКОНУ
КОНИЧЕСКОГО МАЯТНИКА:**

05.03.01 - Технологии и оборудование механической
и физико-технической обработки

01.02.06 - Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры.

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Орёл - 2004

Работа выполнена на кафедре «Технология и оборудование в металлургии и машиностроении» Старооскольского технологического института (филиала) Московского государственного института стали и сплавов (Технологического университета).

Научный руководитель:	доктор технических наук, профессор, Сергиев Аркадий Петрович
Научный консультант:	доктор технических наук, профессор, Степанов Юрий Сергеевич
Официальные оппоненты:	доктор технических наук, профессор, Копылов Юрий Романович кандидат технических наук, доцент, Лужников Борис Владимирович
Ведущая организация:	ЗАО «Старооскольский завод авто- тракторного электрооборудования» (Белгородская обл., г. Старый Оскол)

Защита диссертации состоится «20» февраля 2004 г. в 12 часов на заседании диссертационного совета Д 212.182.06 при Орловском Государственном Техническом Университете по адресу: 302020, Россия, г. Орёл, Наугорское шоссе, д. 29, ауд. 212

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке Орловского Государственного Технического Университета.

Автореферат разослан «19» января 2004 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук



Ю.В.Василенко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

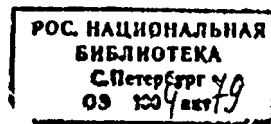
Актуальность работы. Разработка новых эффективных технологий, высокопроизводительного оборудования и инструмента, конкурентоспособных на мировом рынке, является одной из основных задач современного машиностроения.

Повышение требований к точности обработки и уменьшению шероховатости поверхности при возрастающей доле отделочно-зачистной обработки, ставит задачу повышения производительности путём механизации и автоматизации трудоёмких ручных операций, разработки и внедрению рациональных и экономичных конструкций оборудования для новых технологических процессов.

Виброабразивная обработка является наиболее перспективным и производительным методом отделочно-зачистной обработки.

Разработка новых технологических процессов в свободных абразивных средах на основе изыскания рациональных законов движения технологической массы загрузки, обеспечивающих минимальную вероятность соударения деталей при одновременной интенсификации процесса обработки, сводится к созданию вибрационных машин, в которых рабочий орган (контейнер) совершает колебания по траектории; реализующей оптимальный закон перемещения частиц технологической загрузки. Существующие вибромашины не могут удовлетворить всех требований по величине шероховатости, имеют недостаточно высокую производительность обработки. Задача научного обоснования выбора конструктивных и технологических параметров виброабразивной обработки является актуальной, так как позволяет расширять возможности отделочно-зачистной обработки в свободных абразивных средах.

Цель работы. Повышение производительности и динамической уравновешенности вибромашин для виброабразивной обработки, реализующих колебания то закону конического маятника за счёт рационального сочетания



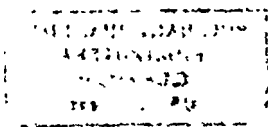
упругих связей, конструкторских, технологических и компоновочных решений.

Методы исследования. Теоретические исследования выполнены с использованием положений теоретической механики, теории колебаний, дифференциального исчисления, математического моделирования, теории вероятностей, динамики машин и технологии машиностроения.

Автор защищает следующие основные положения:

1. Конструкцию опытно-промышленной вибромашины, реализующей колебания по закону конического маятника.
2. Инженерную методику назначения основных параметров вибромашины.
3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований влияния технологических и конструктивных параметров на съём металла и величину параметра шероховатости, динамическую уравновешенность вибромашины и её амортизацию.*
4. Уравнения, описывающие устойчивость системы; реализующей колебания по закону конического маятника с учётом влияния технологической загрузки;
5. Математические модели для расчёта динамической балансировки и расчёта гироскопического момента вибромашины, реализующей колебания по закону конического маятника,.

Научная новизна. 1. Съём металла в исследуемом диапазоне параметров при увеличении уровня упругого подвеса до 390 мм (вылет водила 35 мм, частота вращения 303 об/мин) увеличивается до 168-Ю*³ г/час за счёт уменьшения разрыхления рабочей среды по вертикали при сохранении значения центробежной силы инерции. Съём металла увеличивается при уменьшении силы взаимодействия технологической загрузки с рабочей камерой, направленной вдоль образующей камеры, за счёт уменьшения разрыхления рабочей среды по вертикали при сохранении значения центробежной силы инерции, при этом максимальный съём металла обеспечивается при использовании



цилиндрической камеры.

2. Учет гироскопического момента и величины массы загрузки при динамической балансировке вибромашин, реализующих колебания по закону конического маятника, позволяет улучшить динамическую уравновешенность в 1,5 и более раз. Замена пластинчатых амортизаторов с жёсткостью 140 кг/см чашечными с жёсткостью 20 кг/см снижает значение виброскорости, передаваемой межэтажным перекрытиям, более чем в 5 раз (с 3,25 до 0,6 мм/с) за счёт возможности преобразования вертикальных колебаний в поворотные вокруг вертикальной оси амортизатора.

Практическая ценность и реализация результатов работы. Разработана методика назначения основных технологических и конструктивных параметров вибромашины, реализующей колебания по закону конического маятника. Спроектирована и изготовлена опытно-промышленная вибрационная машина, отработаны типовые технологические режимы удаления заусенцев и скругления острых кромок на 4 группах деталей-представителях.

Апробация работы: Основные положения диссертации докладывались на международной научно-технической конференции «Вопросы проектирования, эксплуатации технических систем в металлургии, машиностроении, строительстве» (Старый Оскол, сентябрь 1999), международной научно-технической конференции «Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения» «Технология - 2000» (Орёл, сентябрь 2000), V международной научно-технической конференции «Вибрация - 2001 (Вибрационные машины и технологии)» (Курск, декабрь 2001), международной научно-технической конференции «Вибрации в технике и технологиях» (Винница, Украина октябрь 2002), ежегодных студенческих научных конференциях секции технологии машиностроения СТИ МГИСиС (ТУ) (Старый Оскол, 1999-2002).

Публикации: по теме диссертации опубликовано 7 работ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения,

шести глав, основных результатов и выводов, списка литературы и приложений. Объем работы составляет 177 страниц основной части, в том числе 53 рисунка, 5 таблиц и 34 страницы приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение. Обоснована актуальность темы диссертации; сформулированы цели работы, указана научная новизна; методы исследования и практическая значимость.

Первая глава посвящена анализу различных способов виброабразивной обработки. Дана классификация вибрационных машин по характеристикам колебаний и их конструктивному исполнению. Обосновано применение для виброабразивной обработки вибромашин, реализующих колебания по закону конического маятника. Основным преимуществом, которых является отсутствие возвратно-поступательных движений; приводящих к возникновению побитостей и деформации деталей при сохранении высокой производительности.

Отмечено существенное влияние технологических, конструкционных и динамических параметров вибромашин на производительность обработки и шероховатость поверхности. Проанализировано влияние технологической загрузки, упругих связей и источников нелинейности на амплитудно-частотные характеристики системы. Отмечено, что при виброабразивной обработке на производительность и качество процесса важнейшее значение оказывает не интенсивность перемешивания технологической массы загрузки, а характер её движения. Это зависит от конструктивных параметров вибрационных устройств, их динамики и кинематической схемы. Отмечено, что наличие нелинейности проявляется в пространственной неустойчивости движения, появлении нежелательных (паразитных) форм колебаний, которые могут существенно исказить технологические режимы работы машины, что может привести к нарушению стабильности качества обрабатываемых деталей и даже появлению брака.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе необходимо решить следующие задачи:

- провести экспериментальные исследования по выявлению влияния технологических и конструктивных параметров на производительность и величину параметра шероховатости и динамические характеристики системы;
- разработать математическую модель системы, методику оценки динамических параметров и их значимость на динамическую уравновешенность;
- разработать принципы проектирования вибромашины, реализующей колебания по закону конического маятника, изготовить опытно-промышленную вибромашину с оптимальными конструкционно-технологическими параметрами;
- разработать классификацию и технологические режимы для деталей-представителей.

Вторая глава посвящена описанию методики проведения экспериментальных и теоретических исследований, описанию экспериментальной установки и оборудования, применявшиеся при проведении исследований.

Экспериментальные исследования вибрационных машин, реализующих колебания по закону конического маятника, проводились на вибромашине, принципиальная компоновочная схема которой, представлена на рис. 1.

Целесообразность выбора такой, компоновочной схемы обусловлена следующими причинами:

- существует хороший доступ не только к узлу рабочей камеры, но и к динамическому балансиру;
- возможность изменения конструктивных параметров в широком диапазоне;
- возможность непосредственного измерения величины положения динамического балансира h .

Вибромашина смонтирована в каркасе сварной конструкции 1. Рабочая камера 2 подвешена к эластичной диафрагме 5. Передача крутящего момента водилу 11 передаётся от электродвигателя через клиноремённую передачу.

Динамическая балансировка осуществляется за счёт перемещения балансира в положение h относительно точки O_1 . Статическая балансировка осуществляется изменением массы хвостовой части водила 11.

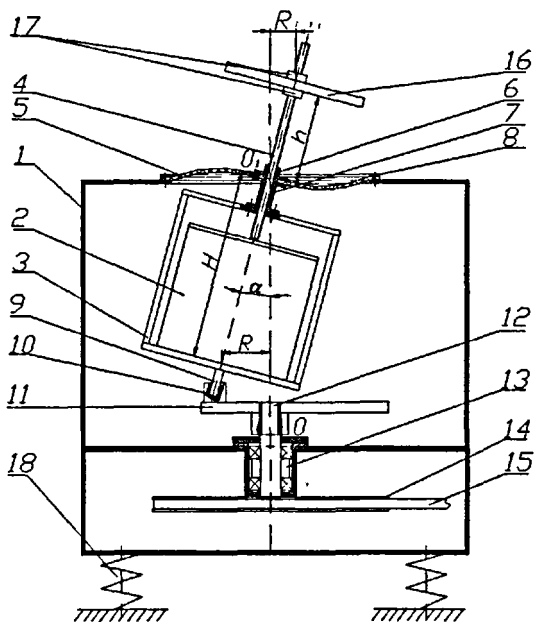


Рисунок 1 - Экспериментальная вибромашина.

В нижней части вибромашины расположены амортизаторы 18:

Величина амплитуды конических маятниковых колебаний R регулируется вылетом водила, а высота подвеса H за счёт перемещения верхней плиты каркаса 1 совместно с диафрагмой 5.

При вращении водила 11 полуось 9 проворачивается в подшипнике 10, при этом камера 2 и корзина 3 не вращаются. В результате в горизонтальном сечении камеры 2 технологическая загрузка совершает сложное пространственное перемещение.

Для измерения виброскорости и виброперемещения использовался виброметр ВК-5 производства НПП "ВиКонт" (Москва): Миниатюрный виброметр ВК-5 измеряет среднее квадратичное значение виброскорости и раз-

мах виброремещения. Виброметр ВК-5 соответствует ГОСТ 22261-82, ГОСТ Р 51330.10-99 (МЭК 60079-11-98), ГОСТ Р 51330.0-99 (МЭК. 60079-0-98) и прошёл первичную поверку 21 марта 2002 г. в Ростест-Москва:

Измерения производились пьезоэлектрическим датчиком ВК-315. Схема расположения точек измерений представлена на рис.- 2. Измерения производились, по трём осям.- x , y , z . Измерения проводились на динамически уравновешенной вибромашине, когда достигалось минимальное значение суммарной виброскорости во всех точках, которое вычислялось по формуле:

$$v_{\Sigma} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}. \quad (1)$$

Виброметр имеет диапазоны измерения виброскорости 0,1 - 70 мм/с, виброремещения 1-700 мкм в диапазоне частот 3 - 300 Гц при относительной погрешности не хуже $5\% \pm$ (0,1 мм/с или 1 мкм).

При исследованиях использовались камеры трёх видов: цилиндрическая; 2 конические с углом наклона стенок - 5° и 10° с общим диаметром основания 210 мм.

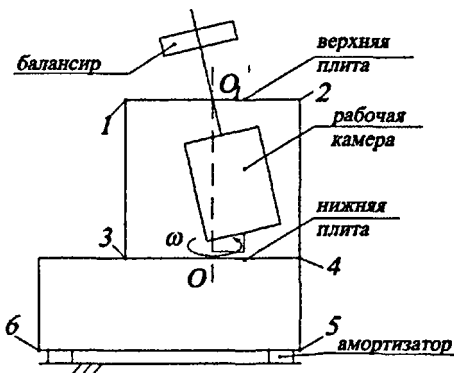


Рисунок 2-Схемарасположения точек при измерении виброскорости и виброремещения на экспериментальной маятниковой вибромашине

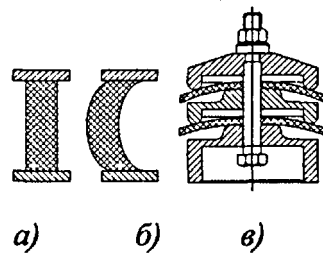


Рисунок 3 - Типы амортизаторов: а) пластинчатые; б) С-образные; в) чашечные.

Эффективность виброизоляции оценивалась на трёх типах амортизаторов (рис. 3), при этом измерялась виброскорость, передаваемая от работаю-

щей вибромашины основанию.

В качестве оценки производительности процесса определялся съём металла за 5 мин. с контрольных образцов из стали 3 размером 15 X 15 X 1 мм взвешиванием 10 образцов до и после обработки на аналитических весах второго класса SITRONIUS.

Амплитудные значения виброскорости зависят от конструктивных и технологических параметров вибромашины. Точками, в которых, наиболее полно отражают характер движения колебательной системы в целом являются точки O и O_1 (рис. 2), в которых значения виброскорости $v_{\text{ср}}$ и $v_{\text{г}}$ считались как средние измерений v_1, v_2, v_3, v_4 соответственно.

В процессе проведения экспериментов использовались две высоты упругого подвеса H - 350 мм (500 мм от нижней до верхней плиты) и 391 мм (550 мм от нижней до верхней плиты) (рис.1), варьировались следующие технологические параметры: вылет водила R от 25 до 35 мм, угловая скорость ω (частота вращения n) 27 рад./с ($n = 258$ об/мин) и 31 рад./с ($n = 303$ об/мин) и величина (объём) загрузки $V: V_{IIV} 2 (1, 5 \text{ И } 2 \text{ ДМ}^3$ абразивного наполнителя, 0,5 и 1 дм^3 рабочей жидкости соответственно).

Третья глава посвящена анализу влияния технологической загрузки на динамику колебательной системы. Проведён анализ существующих математических моделей взаимодействия сыпучей среды с источником колебаний. Рассмотрены теоретические основы построения математической модели технологической загрузки, а также условия работы колебательной системы в диапазоне устойчивых режимов.

Показано, что технологическая загрузка оказывает существенное влияние на закон колебаний вибромашины.

Установлена физическая сущность механизма взаимодействия массы загрузки с вибрирующей рабочей камерой, который имеет волновой характер распределения упругих волн сжатия-разряжения в сыпучей среде с возможностью резонанса среды. Колебания системы «виброабразивная машина -

технологическая загрузка» рассмотрены как система с одной степенью свободы с нелинейными характеристиками. В качестве обобщённой координаты q принята амплитуда колебаний пространственной вибромашины в центре масс системы.

При наличии гармонической возмущающей силы H ; дифференциальное уравнение движения системы «вибромашина - технологическая загрузка» можно записать в виде уравнения Ван дер Поля.

Исследование решения уравнения Ван дер Поля позволило установить границы устойчивости колебательной системы.

Работа вибромашины в диапазоне устойчивых технологических режимов обработки обеспечивается сочетанием конструктивно-технологических параметров с диссипативными свойствами технологической загрузки.

Установлено, что влияние технологической загрузки на характер колебания вибромашины весьма существенно, как и (Сочетание конструктивных параметров самой машины, наряду с технологическими режимами колебаний. Полученное уравнение регрессии производительности и шероховатости поверхности и поэлементное исследование конструктивных параметров, показало, что время формирования шероховатости поверхности с $Ra_{12,5}$ до $Ra_{3,2}$ в экспериментальной вибромашине сокращается более чем в 3 раза по сравнению с обработкой в существующих вибромашинах. Обработываемые детали при движении массы загрузки в контейнере вибромашины, реализующей колебания по закону конического (маятника; не испытывают значительных соударений, так как отсутствуют возвратно-поступательные движения, а равномерность обработки достигается наличием градиента скорости по высоте контейнера, что обеспечивает интенсивное послойное перемешивание деталей и абразивных частиц.

Четвёртая глава посвящена исследованию динамики вибромашины, реализующей колебания по закону конического маятника.

Существуют несколько конструкций маятниковых вибрационных ма-

шин. В главе рассмотрена одна из конструкций вибромашины, для которой построена аналитическая математическая модель, а также определена зона устойчивости. В каждой из этих машин существуют ряд параметров оказывающих на динамику системы существенное влияние. К этим параметрам относятся: масса и форма подвижных частей системы, жёсткость элементов упругой подвески, масса всей системы, а также взаимное расположение всех частей системы. Сочетание указанных параметров определяет, собственную частоту колебаний системы, которая представляет собой важнейшую динамическую характеристику вибромашины. Изменяя конструктивные параметры можно существенно изменить закон движения вибромашины. Прежде всего, большое значение имеет выявление основных источников нелинейности и определение условий потери устойчивости системой при определённых сочетаниях конструктивных параметров. Приведён расчёт парциальных собственных частот опытно-промышленной вибромашины, который показал, что система находится в устойчивой зоне при работе в интервале частот 10...75 рад/с.

При проведении динамической балансировки, с учётом величины массы загрузки, было сделано допущение, что действие загрузки на систему представляется в виде одной результирующей силы, приложенной в наиболее удаленной от оси вращения точке камеры.

Расчетная схема динамического уравнивания экспериментальной установки представлена на рис; 4.

Для динамического уравнивания установки необходимо, чтобы геометрическая сумма моментов, создаваемых силами, действующими в системе; относительно точки O была равна нулю:

$$\begin{cases} \vec{F}_s + \vec{F}_\kappa + \vec{F}_{np1} + \vec{F}_{np2} + \vec{F}_{кор} + \vec{F}_{внп} + \vec{F}_{ппу} + \vec{R}_O + \vec{R}_{O_1} = 0 \\ F_s l_{штз} + F_\kappa h_\kappa + F_{np1} h_{np1} + F_{np2} h_{np2} + F_{кор} h_{кор} + F_{внп} h_{внп} \\ + F_{ппу} h_{ппу} + R_{O_1} h_R = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Из уравнения (2) следует:

в направлении оси OZ -

$$N = m_{загр} A_0 \omega^2, \quad (4)$$

где A_0 - вертикальная амплитуда колебаний, мм.

Сила N будет действовать не параллельно оси OZ , а под углом α (для цилиндрической камеры), т.е. вдоль стенки камеры.

При использовании конических камер сила N будет действовать под углом равным сумме угла a и угла наклона стенок камеры.

Из схемы видно, что изменение массы загрузки приводит к существенному изменению сил N и $F_{загр}$.

Таким образом, аналитически установлено существенное влияние формы рабочей камеры, а также величины (массы) загрузки на динамику колебательной системы. Дополнительно была рассмотрена расчётная схема (рис. 5), учитывающая влияние гироскопического момента.

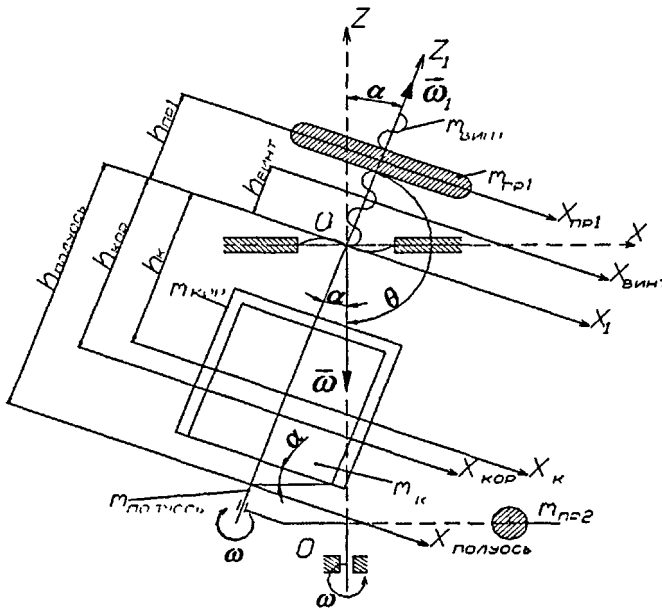


Рисунок 5 - Динамическая схема расчёта гироскопического момента экспериментальной вибростанции.

В приведённой динамической системе неподвижной точкой является точка подвеса O_1 . Вся система вращается вокруг неподвижной оси OZ . При этом части вибромашины вращаются вокруг оси динамической симметрии O_1Z_1 в противоположную сторону. Главной осью инерции для колебательной системы является ось O_1Z_1 .

Исходя из принятых обозначений; гироскопический момент имеет вид:

$$M_r = [J_{z1}\omega + (J_{z1} - J_{x1})\omega(-\cos\alpha)]\omega \sin\alpha, \quad (5)$$

где J_{z1} и J_{x1} - моменты инерции колебательной системы относительно главных осей инерции колебательной системы; ω - угловая скорость вращения; α - угол нутации.

Из формулы (8) следует, что кроме ω на величину гироскопического момента будут влиять угол нутации α и момент инерции J_{x1} относительно оси O_1X_1 .

Из расчётной схемы видно, что угол нутации будет изменяться при изменении вылета водила R' и высоты подвеса H . Величина момента инерции J_{x1} относительно оси O_1X_1 зависит от формы камеры и положения балансира. Таким образом, при компенсации центробежных сил инерции колебательной системы перемещением балансира, происходит изменение гироскопического момента. Гироскопический момент действует в плоскости перпендикулярной плоскости балансировки, поэтому его уравнивание требует применения иных схем балансировки.

Пятая глава посвящена анализу проведённых экспериментальных исследований. Эксперименты проводились на вибромашине и по методике, описанной в главе 2. Эксперименты проводились для выявления формы камеры, вылета водила R , числа оборотов n , высоты упругого подвеса камеры H , типа амортизаторов на динамические параметры и производительность вибромашины. Результаты исследований представлены в виде графиков. На рис. 6 представлены графики значений виброскорости при различной величине

не загрузки. Аналогичные эксперименты, проведены на конических камерах с наклоном стенок 5° и 10° .

Эксперименты по выявлению формы камеры, величины массы загрузки, вылета водила R , числа оборотов n , высоты упругого подвеса камеры H показали, что:

- 1) высота положения балансира h минимальна при цилиндрической камере и возрастает при использовании конической камеры. Это подтверждает выдвинутое предположение в главе 4 о том, что при увеличении угла наклона стенки камеры увеличивается суммарная центробежная сила инерции камеры вместе с загрузкой;
- 2) в динамически уравновешенных режимах для всех видов камер значения виброскорости отличаются незначительно. Это объясняется тем, что гироскопический момент, действующий на колебательную систему, изменяется незначительно при применении различных камер;
- 3) динамическая уравновешенность вибромашины ухудшается с ростом величины загрузки с VI до V2 (рис. 6, а,б). Это связано с увеличением центробежной силы инерции массы загрузки;
- 4) значение виброскорости при $R = 35$ мм и $R = 25$ мм в динамически уравновешенных режимах находится на одном уровне в т.О и несколько возрастают в плоскости упругого подвеса O_1 что свидетельствует о существенном влиянии массы загрузки и невозможности полной динамической балансировки без учёта гироскопического момента.
- 5) уменьшение частоты вращения с 303 об/мин до 258 об/мин значительно уменьшает значение виброскорости. Это объясняется тем, что в формулы центробежной силы инерции и гироскопического момента угловая скорость ω входит в квадрате, поэтому, даже незначительное увеличение угловой скорости приводит к значительному увеличению действующих на колебательную систему сил и моментов.
- 6) при увеличении высоты упругого подвеса значения виброскорости возраст-

тает. Это объясняется влиянием гироскопического момента на колебательную систему, величина которого возрастает при увеличении высоты упругого подвеса, при этом увеличивается угол прецессии и уменьшается, соответственно, угол нутации, а также увеличивается момент инерции относительно оси проходящей через неподвижную точку колебательной системы (точку подвеса).

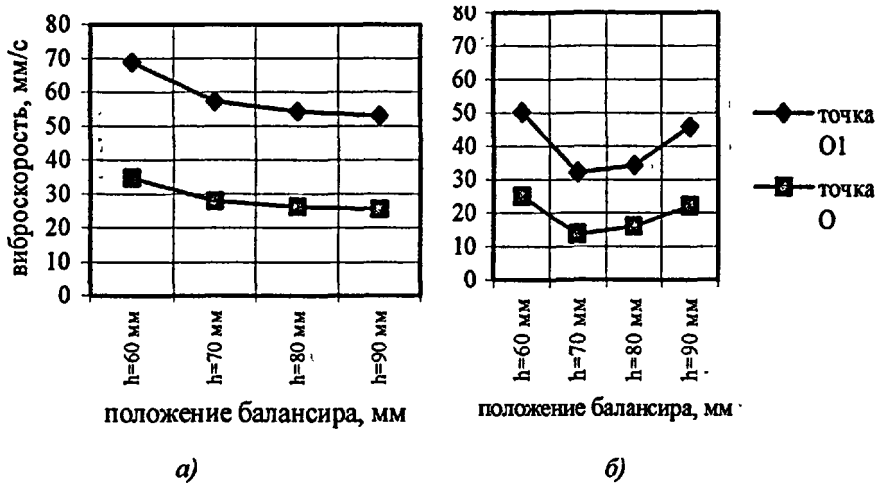


Рисунок б - Значения виброскорости в точках O и O₁ (цилиндрическая камера) при вылете водила R=35 мм, частоте вращения n=303 об/мин, величина загрузки: а) - V2, б) - VI.

Для оценки эффективности различных типов амортизаторов проводились исследования на оборудовании и по методике, описанной в главе 2. Эксперименты проводились при $n = 303$ об/мин ($\omega = 31$ рад/с), $R = 35$ мм, величинах загрузки V2 и VI на трёх видах рабочих камер. Дополнительно фиксировалась виброскорость, передаваемая межэтажным перекрытиям.

Значительные различия результатов испытаний амортизаторов объясняются не только их упругими свойствами, но и их конструктивными особенностями. Эксперименты показали, что значения виброскорости мало зависят от формы камеры и величины загрузки, поэтому влияние упругих связей

для каждого типа амортизаторов представлены на диаграмме (рис. 7) только при загрузке V2 в цилиндрической камере.

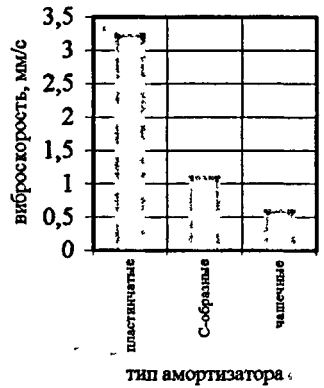
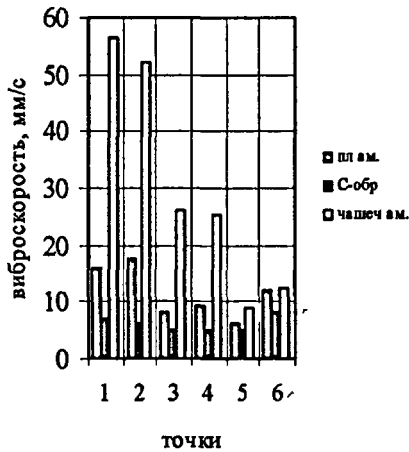


Рисунок 7 - Сравнение значений вибророскорости при использовании различных типов амортизаторов.

Рисунок 8 - Сравнение значений вибророскорости, передаваемой на межэтажные перекрытия при различных типах амортизаторов

На диаграмме рис. 8 представлены значения вибророскорости передаваемой через упругие элементы межэтажным перекрытиям, которые показали, что наилучшую виброизоляцию обеспечивают чашечные амортизаторы.

В заключительной серии экспериментов исследовалось влияние конструктивных и технологических параметров на производительность процесса обработки при максимально достижимой уравновешенности вибромашины. Некоторые характерные результаты экспериментов приведены в таблице 1. Полученные результаты свидетельствуют о росте производительности с увеличением амплитуды, частоты и уровня подвеса (п. 4)

Эксперименты показали, что различные сочетания амплитуды и угловой скорости обеспечивают одинаковую производительность при различных уровнях виброускорения, что значительно расширяет технологические возможности метода.

Влияние амплитудно-частотных параметров на производительность процесса.

№, п/п	Вылет водила R, мм	Высота подвеса Н, мм	Частота вращения п,	Съём металла М, г
1	35	340	303	0,0093
2	35	340	258	0,0047
3	25	340	303	0,0056
4	35	390	303	0,0140
5	35	390	258	0,0041

Проведена серия экспериментов для сравнения влияния угла наклона образующих камеры на интенсивность процесса. Эксперименты проводились при вылете водила 35 мм, высоте подвеса $H=340$ мм, при частоте вращения 258 об/мин и 303 об/мин на стальных образцах, по той же методике. Съём металла пересчитывался в г/час. Результаты экспериментов представлены в табл. 2.

Таблица 2

Влияние формы камеры.

Угол наклона стенок камеры, °	Съём металла, г/час	
	Частота вращения п = 303 об/мин	Частота вращения п = 258 об/мин
0°	0,1116	0,0564
5°	0,0876	0,036
10°	0,0768	0,0168

Из анализа экспериментальных данных можно заключить:

- 1) увеличение виброускорения приводит к увеличению съёма металла, при этом для близких значений виброускорения, полученных на разных частотах, значения съёма металла практически одинаковы.
- 2) увеличение высоты подвеса Я приводит к увеличению съёма металла.
- 3) производительность увеличивается при уменьшении силы взаимодействия технологической загрузки N , направленной вдоль образующей рабочей камеры.

Шестая глава посвящена анализу результатов исследований и составлению рекомендаций по выбору основных конструктивных и технологиче-

ских параметров при проектировании вибромашин данного класса и отработке технологических режимов удаления заусенцев и скругления острых кромок для 4 групп деталей-представителей.

Рекомендовано использование цилиндрической камеры, чашечных амортизаторов и размещения плоскости упругого подвеса в центре масс системы. Для уменьшения влияния гироскопического момента необходима компоновка, направленная на уменьшение угла нутации. Такая компоновка требует принципиального изменения динамического балансира и помещения его ниже узла привода и замены диафрагмы на пружины растяжения-сжатия.

На основе сформулированных рекомендаций спроектирована и изготовлена опытно-промышленная установка (рис 9).

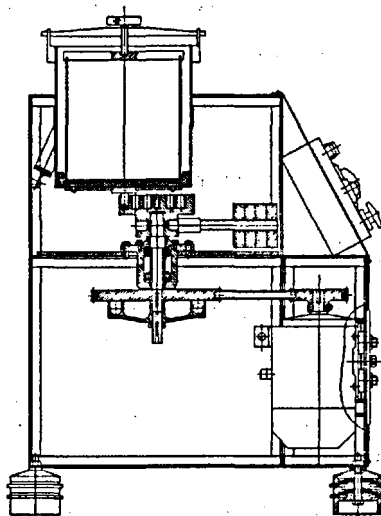


Рисунок 9 - Общий вид опытно-промышленной вибромашины.

В результате разработки технологических режимов удаления заусенцев и скругления острых кромок для деталей-представителей из следующих материалов: ШХ 15, АЛ 2, Л 62 и Ст 3 установлено, что технологическое время обработки партии деталей составляет от 1 до 7 минут, что в 20 и более раз меньше времени обработки на других типах вибромашин при этом достижи-

мая шероховатость поверхности для стальных деталей составляет $Ra = 1,6...1,25$ мкм, для латунных и бронзовых $Ra = 1,25...0,8$ мкм, изалюминиевых сплавов $Ra = 2,5...2$ мкм.

В результате теоретических и экспериментальных исследований, а также с учётом сформулированных рекомендаций была создана методика назначения основных технологических и конструктивных параметров вибромашины, реализующих колебания по закону конического маятника.

1. Определить по типу заусенца (величина корня) и требованиям к его удалению (с скруглением или без скругления кромок) к какой группе, приведённой в главе 5, классификации относится деталь.
2. По типовым технологическим режимам определить ориентировочные параметры: вылет водила R , число оборотов n , величину и массу загрузки V , технологическое время обработки T_0 .
3. Определить значение силы действия технологической загрузки N по формуле (4).

Определить центробежную силу инерции конструкции, как сумму центробежных сил инерции каждого элемента конструкции по формуле:

$$F_{\sum i} = \sum_{i=1}^k m_i \omega^2 r_i,$$

где m_i - масса элемента конструкции; r_i - радиус вращения центра тяжести элемента конструкции вокруг вертикальной оси OZ ; ω - угловая скорость, рад/с, k - количество элементов конструкции.

4. Определить величину гироскопического момента, действующего на колебательную систему, по формуле (5)
5. Для динамической балансировки системы, необходимо; чтобы суммарная сила, создаваемая двумя рядами шариков в динамическом баланси́ре, описанном в главе 5, равнялась суммарной центробежной силе инерции колебательной системы. Суммарное значение центробежной силы, создаваемой шариками, составит:

$$F_{\text{сумм}} = m_{\text{ш}} \cdot \omega^2 \cdot (R_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}} + R_{\text{в}} \cdot n_{\text{в}}),$$

где $m_{\text{ш}}$ - масса еденичного шарика; $R_{\text{н}}$, $R_{\text{в}}$, $n_{\text{н}}$ и $n_{\text{в}}$ - радиусы и количество шариков в наружном и внутреннем рядах соответственно. Учитывая массу еденичного шарика, для конкретной динамической системы, можно рассчитать количество шариков для динамической балансировки системы.

6. Установить вылет водила R , число оборотов n .
7. Провести пробную обработку, скорректировать время обработки в зависимости от исходного состояния детали и требований чертежа.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Теоретически и экспериментально показано, что производительность вибромашин для отделочно-зачистной обработки, реализующих закон колебаний конического маятника зависит от уровня упругого подвеса и величины виброускорения.
2. Производительность увеличивается при уменьшении силы взаимодействия технологической загрузки N , направленной вдоль образующей рабочей камеры.
3. Создана методика назначения основных конструктивных и технологических параметров, учитывающая типоразмер детали и динамические характеристики вибромашин.
4. Учёт гироскопического момента и величины массы загрузки при динамической балансировке вибромашин, реализующих колебания по закону конического маятника, позволяет улучшить динамическую уравновешенность в 1,5 и более раз.
5. Следует рассматривать влияние технологической загрузки в вибромашинах для виброабразивной обработки, реализующих закон колебаний конического маятника, как сосредоточенную силу, направленную вдоль образующей рабочего контейнера.

6. Разработаны рекомендации для проектирования вибромашин, реализующих колебания по закону конического маятника: цилиндрическая камера объемом $6,8 \text{ дм}^3$, вылет водила R от 5 до 50 мм, число оборотов n от 258 до 700 об/мин, чашечные амортизаторы.
7. Изготовлена опытно-промышленная вибромашина в рекомендованном диапазоне конструктивно-технологических параметров.
8. Разработанные типовые технологические процесса удаления заусенцев и скругления острых кромок на типовых деталях-представителях для 4 групп заусенцев, показали, что технологическое время обработки партии деталей составляет от 1 до 7 минут, что в 20 и более раз меньше времени обработки на других типах вибромашин.
- 9: Формирование шероховатости поверхности с Ra 12,5 до Ra 3,2 в вибромашинах, реализующих колебания по закону конического маятника, происходит за 1 час вместо 3 часов при других формах колебаний.
10. Достижимая шероховатость поверхности для стальных деталей составляет $Ra = 1,6 \dots 1,25 \text{ мкм}$, для латунных и бронзовых $Ra = 1,25 \dots 0,8 \text{ мкм}$, из алюминиевых сплавов $Ra = 2,5 \dots 2 \text{ мкм}$.
11. Рекомендуемые технологические режимы обработки находятся в диапазоне виброускорений $3 \dots 5g$, вместо $10 \dots 12g$ в вибромашинах других типов, что открывает перспективу дальнейшего расширения технологических возможностей вибромашин, реализующих колебания по закону конического маятника:
12. Аналитические исследования устойчивости системы при варьировании конструктивно-технологических параметров показали, что опытно-промышленная установка работает в устойчивом режиме в интервале частот $10 \dots 75 \text{ рад/с}$.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

- 1) Шаповалов А.И. Оптимизация динамических характеристик вибромашин, реализующих пространственные маятниковые колебания. // Вибрации в технике и техноло-

гаях - 2002, №4(25).- С.91-93.

2) Отделочно-зачистная обработка в свободностранственных маятниковых колебаниях. Сергиев Александров А.В., Медведев Р.В., Шаповалов А.И., Александров А.В., Медведев Р.В. // Проблемы эксплуатации технических систем в строительстве. Сборник трудов международной научной конференции. Старый Оскол, ч.П., Старый Оскол, 1999, С. 3-5.

РНБ Русский фонд

2004-4

27340

3) Воздействие вертикальной составляющей амплитуды на качество поверхности обрабатываемых деталей. Сергиев А.П., Марченко Ю.В., Макаров А.В., Шаповалов А.И., Александров А.В., Медведев Р.В. // Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения - Technology - 2000 // Тр. междунар. науч.-техн. конф. - Орел: ОрелГТУ, 2000. - С. 191 - 193.

4) Динамическая балансировка центробежной машины. Сергеев А.П., Марченко Ю.В., Макаров А.В., Шаповалов А.И., Александров А.В., Медведев Р.В. // Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения - Technology - 2000 // Тр. междунар. науч.-техн. конф. - Орел: ОрелГТУ, 2000. - С. 194 - 198.

5) Особенности динамических центробежных машин для отделочно-зачистной обработки. Сергиев А.П., Марченко Ю.В., Макаров А.В., Шаповалов А.И., Александров А.В., Медведев Р.В. // Вестник машиностроения.- 2001, №12.- С. 11-14.

6) Расчёт динамической балансировки установок для отделочно-зачистной обработки, использующих закон конического маятника. Сергиев А.П.¹, Марченко Ю.В., Макаров А.В., Шаповалов А.И., Александров А.В., Медведев Р.В. // Вестник машиностроения.- 2002, №1.- С. 10-13.

7) Исследование динамики маятниковой вибрационной машины. Сергиев А.П., Шаповалов А.И., Марченко Ю.В., Александров А.В. // Вестник машиностроения.- 2002, №9.-С. 17-19.