

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ЕЕ РЕАЛИЗАЦИЯ В РЕЗОНАНСНОМ ВИБРАЦИОННОМ СТАНКЕ ДЛЯ ДОВОДКИ ПЛОСКИХ ИЗДЕЛИЙ

© 2015

Р.И. Силин, доктор технических наук, профессор, советник ректора

В.В. Третько, доктор педагогических наук, доцент, декан факультета «Международные отношения»

А.И. Гордеев, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Технологии машиностроения»

Хмельницкий национальный университет, Хмельницкий (Украина)

Ключевые слова: доводка плоских поверхностей; динамическая модель; вибрационный станок.

Аннотация: Среди различных способов механической обработки, которые обеспечивают выполнение высоких требований к качеству поверхностного слоя, точности формы и размеров обработанной поверхности, важное место занимает абразивная доводка и наиболее перспективным является использование метода вибрационной доводки.

Предложена конструкция резонансного вибрационного станка с электромагнитным приводом круговых поступательных колебаний притиров в плоскости. Исходя из того что жесткость виброизоляторов достаточно мала, причем они расположены вблизи той точки системы, колебания которой равны нулю, сделана предпосылка, что их динамическое давление на неподвижную основу можно не учитывать. Для предложенной конструкции оборудования составлены уравнения движения в обобщенных координатах и, применив метод Лагранжа, записано выражение для кинетической энергии системы, которая состоит из энергии поступательного движения масс системы и энергии вращательного движения вокруг центров масс. Анализ предложенной аналитической модели оборудования показал, что ее с достаточной степенью точности можно привести к одномассовой системе с одной степенью свободы. Это позволит значительно упростить определение аналитических расчетных зависимостей для расчета основных параметров конструкции и режимов работы привода станка и сократит дальнейшие экспериментальные исследования при отладке и настройке процесса доводки на таких станках. Разработан и внедрен вибрационный доводочный станок с электромагнитным виброприводом, в котором обработка плоских и цилиндрических деталей осуществляется при их установке в гнезда специальных кассет сепараторов, создающих сложное направленное движение обрабатываемых деталей относительно рабочих поверхностей притиров.

ВВЕДЕНИЕ

Анализ процесса доводки плоских и плоскопараллельных поверхностей показал, что метод вибрационной доводки обладает существенными преимуществами перед традиционными методами доводки, обеспечивает высокую точность и качество обработки [1–11]. Создание новых конструкций вибрационных машин, методов их расчета является актуальной задачей машиностроительного комплекса.

Одним из наиболее перспективных направлений является применение резонансных вибрационных станков с электромагнитным приводом круговых поступательных колебаний притиров в плоскости обработки [12–18]. Колебания по круговым траекториям обеспечивают постоянство скоростей резания в каждой точке рабочей поверхности притира, а резонансный электромагнитный привод – удобный в управлении и позволяет реализовать процесс обработки в широком диапазоне параметров с минимальными энергетическими затратами [19; 20].

При проектировании и налаживании таких станков возникает задача – ускоренно провести конструкторские расчеты и с меньшими затратами по времени при отладке технологическими методами получить резонансную систему колебаний.

Целью исследования является построение и анализ динамической модели вибрационного доводочного станка с определением аналитических расчетных зависимостей для расчета основных параметров конструкции и режимов работы привода станка.

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

Плоская динамическая модель предложенного резонансного вибрационного доводочного станка, выполненная по трехмассовой схеме, представлена на рисунке 1.

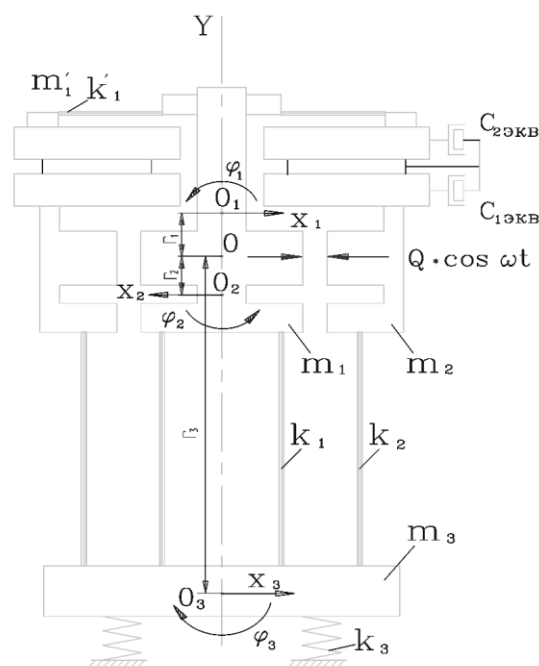


Рис. 1. Динамическая модель резонансного вибрационного доводочного станка

В этой модели – рабочие массы, связанные с верхним притиром m_1 и нижним притиром m_2 , с моментами инерции I_1, I_2 и центрами масс в точках O_1, O_2 , присоединенные к массе m_3 основы (центр O_3 , момент инерции I_3) с помощью упругих вертикальных стержней, работающих на изгиб и имеющих жесткость k_1 и k_2 . В центре масс колебательной системы расположим начало прямоугольной системы координат X, Y, Z с осью OX , направленной перпендикулярно к упругим стержням, и осью OY , которая направлена вдоль линии O_1O_2 .

При воздействии на массы m_1 и m_2 взаимно противоположных сил вибровозбудителя $Q \cdot \cos \omega t$, где ω – круговая частота колебаний, обе массы будут осуществлять антифазные поступательные колебания с амплитудой соответственно x_1 и x_2 вдоль линии OX . За счет упругого взаимодействия с массами m_1 и m_2 , масса m_3 будет совершать колебания параллельно оси OX с амплитудой x_3 .

Кроме того, вся система будет колебаться вокруг своего центра O с угловой амплитудой φ_1 и φ_2 для масс m_1 и m_2 соответственно. Угловые колебания массы m_3 – φ_3 будут определяться угловыми колебаниями масс m_1 и m_2 . Масса m_1 представляет собой сложную систему, в которой на упругих элементах жесткостью k'_1 присоединен верхний доводочный диск-притир массой m'_1 . Упругая подвеска верхнего притира в направлении действия, возмущающего усилия, имеет жесткость, что значительно превосходит жесткость этой же подвески в направлении нормально линии действия, возмущающего усилия. Вследствие этого можно предположить, что масса верхнего притира жестко связана с массой m_1 и является ее составной частью с возможностью перемещения верхнего притира нормально плоскости обработки по оси OY . Вследствие этого поступательные колебания рабочих масс, установившиеся в направлении оси OY , не возмущаются.

Таким образом, система имеет пять степеней свободы: x_1 – смещение m_1 относительно своего положения равновесия; x_2 – смещение m_2 относительно своего положения равновесия; x_3 – смещение m_3 относительно своего положения равновесия; φ_1 – поворот массы m_1 относительно общего центра масс O ; φ_2 – поворот массы m_2 относительно центра масс O . Поворот m_3 относительно центра масс определяется выражением $\varphi_3 = \varphi_1 - \varphi_2$.

Вследствие малости x_1, x_2 и x_3 по сравнению с линейными размерами системы можно считать центры масс O_1, O_2 и O , расположенные на одной линии. В динамической модели затухания представлены демпферами с коэффициентами эквивалентного вязкого трения C_{1EKV} и C_{2EKV} , расположенными между массами m_1, m_2 и деталями, которые обрабатываются. При этом в силу одинаковых условий взаимодействия деталей с верхним и нижним притирами $C_{1EKV} = C_{2EKV} = C_{EKV}$.

Далее предполагается, что жесткость виброизоляторов k_3 достаточно мала, причем сами виброизоляторы расположены вблизи той точки системы, колебания которой равны нулю, поэтому их динамическое давление на неподвижную основу можно не учитывать.

СОСТАВЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Соответственно изложенным выше предположениям, получим математическую модель рассматриваемой системы. Для составления уравнений движения в обобщенных координатах x_1, x_2, x_3, φ_1 и φ_2 воспользуемся методами Лагранжа. Запишем выражение для кинетической энергии T системы, которая состоит из энергии поступательного движения масс системы и энергии вращательного движения вокруг центров масс:

$$T = \left[m_1(x'_1 - r_1 \cdot \varphi'_1)^2 + m_2(x'_2 - r_2 \cdot \varphi'_2)^2 + m_3(x'_3 - r_3 \cdot \varphi'_3)^2 + I_1 \cdot \varphi_1'^2 + I_2 \cdot \varphi_2'^2 + I_3 \cdot \varphi_3'^2 \right] / 2, \quad (1)$$

где r_1, r_2, r_3 – расстояния центров масс O_1, O_2, O_3 до центра масс системы.

Потенциальную энергию системы составляет потенциальная энергия пружин, связывающих попарно массы m_1, m_3 и m_2, m_3 :

$$\Pi = [k_1 \cdot (x_1 - x_3)^2 + k_2 \cdot (x_2 + x_3)^2] / 2. \quad (2)$$

Поскольку в системе учтены затухания, для нее уравнения Лагранжа записываются следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i^F, \quad (3)$$

где q_i – избранные обобщенные координаты, Q_i^F – обобщенная сила, соответствующая не консервативным силам.

Для вычисления Q_i^F введем диссипативную функцию:

$$D_1 = (C_{1EKV} \cdot x_1'^2) / 2, \quad D_2 = (C_{2EKV} \cdot x_2'^2) / 2. \quad (4)$$

Подставив в (3) выражения для кинетической (1) и потенциальной (2) энергии и вычислив обобщенные силы по диссипативной функции (4), с учетом влияния внешней гармонической силы, получим систему линейных дифференциальных уравнений относительно выбранных обобщенных координат:

$$\begin{cases} m_1 \cdot (x_1'' - r_1 \cdot \varphi_1'') + C_{EKV} \cdot x_1' + k_1 \cdot (x_1 - x_3) = Q \cdot \cos \omega t \\ m_2 \cdot (x_2'' - r_2 \cdot \varphi_2'') + C_{EKV} \cdot x_2' + k_2 \cdot (x_2 + x_3) = Q \cdot \cos \omega t \\ m_3 \cdot (x_3'' - r_3 \cdot \varphi_3'') + k_2 \cdot (x_2 + x_3) - k_1 \cdot (x_1 - x_2) = 0 \\ 2 \cdot (I_1 + I_3) \cdot \varphi_1'' - 2 \cdot I_3 \cdot \varphi_2'' - m_1 \cdot r_1 \cdot x_1'' + m_3 \cdot r_3 \cdot x_3'' = 0 \\ 2 \cdot (I_2 + I_3) \cdot \varphi_2'' - 2 \cdot I_3 \cdot \varphi_1'' - m_2 \cdot r_2 \cdot x_2'' + m_3 \cdot r_3 \cdot x_3'' = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Упростим динамическую модель, сделав ее симметричной, то есть удовлетворяющей условиям $\varphi_1 = \varphi_2, x_1 = x_2$; описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} m_1 \cdot (x_1'' - r_1 \cdot \varphi_1'') + C_{EKV} \cdot x_1' + k_1 \cdot (x_1 - x_3) = Q \cdot \cos \omega t \\ m_2 \cdot (x_2'' - r_2 \cdot \varphi_2'') + C_{EKV} \cdot x_2' + k_2 \cdot (x_2 + x_3) = Q \cdot \cos \omega t \\ m_3 \cdot x_3'' + (k_1 + k_2) \cdot x_3 = 0 \\ 2 \cdot I_1 \cdot \varphi_1'' - m_1 \cdot r_1 \cdot x_1'' = 0 \\ 2 \cdot I_2 \cdot \varphi_2'' - m_2 \cdot r_2 \cdot x_2'' = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Из уравнений 4 и 5 системы (6) определяем:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \frac{m_1 \cdot r_1}{2 \cdot I_1} \cdot x_1, & x_1 = \frac{1}{2 \cdot r_1} \cdot x_1, \\ \varphi_2 = \frac{m_2 \cdot r_2}{2 \cdot I_2} \cdot x_2, & x_2 = \frac{1}{2 \cdot r_2} \cdot x_2. \end{cases} \quad (7)$$

С учетом того что $r_1 \gg x_1$ и $r_2 \gg x_2$, для упрощения дальнейших расчетов принимаем $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 0$. Итак, пренебрегая практически малыми угловыми колебаниями динамической модели, считаем, что массы совершают колебательные движения только параллельно оси OX . Тогда система линейных дифференциальных уравнений примет вид:

$$\begin{cases} m_1 \cdot (x_1'' - r_1 \cdot \varphi_1'') + C_{EKV} \cdot x_1' + k_1 \cdot (x_1 - x_3) = Q \cdot \cos \omega t \\ m_2 \cdot (x_2'' - r_2 \cdot \varphi_2'') + C_{EKV} \cdot x_2' + k_2 \cdot (x_2 + x_3) = Q \cdot \cos \omega t \\ m_3 \cdot x_3'' + (k_1 + k_2) \cdot x_3 = 0 \end{cases} \quad (8)$$

Найдем собственные частоты колебательной системы как корни характеристического однородного уравнения системы (8) без учета сил сопротивления:

$$\omega_{01} = \frac{k_1}{m_1}; \quad \omega_{02} = \frac{k_2}{m_2}; \quad \omega_{03} = \frac{k_1 + k_2}{m_3}. \quad (9)$$

Эффективная работа вибрационного доводочного станка достигается при выполнении условий:

$$\omega_{01} = \omega_{02} = \omega_0 \quad \text{или} \quad \frac{k_1}{m_1} = \frac{k_2}{m_2}, \quad (10)$$

которые обеспечивают работу обеих рабочих масс в резонансном режиме с равными динамическими коэффициентами, при этом массы будут осуществлять противофазные колебания с равными амплитудами. Практически наиболее приемлемый вариант при $m_1 = m_2$ и $k_1 = k_2$.

Из выражения (9) видно, что значение собственной частоты ω_{03} будет больше частот ω_{01} и ω_{02} , поэтому при настройке станка в резонанс с частотой ω_0 динамический коэффициент по частоте ω_{03} будет равен $\mu = 1,0$ и ее влиянием на работу станка можно пренебречь. Итак, с достаточной для практических целей вероятностью можно считать рабочей, для принятой динамической модели вибрационного доводочного станка (рис. 1), собственную частоту, которая определяется массами m_1, m_2 и жесткостью упругих подвесок k_1, k_2 . Соотношение между амплитудами колеблющихся масс можно определить из уравнений (8):

$$A_3 = \frac{k_1 - m_1 \cdot \omega^2}{k_1} \cdot A_1. \quad (11)$$

Тогда из (11) вытекает, что при $\omega_0^2 = \frac{k_1}{m_1}$ амплитуда

$A_3 = 0$, то есть колебания основы (масса m_3) отсутствуют ($x_3 = 0$).

Итак, предложенную динамическую модель резонансного вибрационного доводочного станка с достаточной степенью точности можно привести к одномассовой системе с одной степенью свободы, что позволит значительно упростить все дальнейшие аналитические расчеты элементов машины и определения параметров работы привода.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

На основе предложенной динамической модели резонансного вибрационного доводочного станка разработана методика проектирования такого оборудования, на основе которой изготовлен вибродоводочный станок (рис. 2) и предложена технология доводки высокоточных деталей из различных материалов: корпуса магнитных головок из керамики и феррита, подложки интегральных микросхем, деталей гидро- и пневмоаппаратуры (рис. 3).



Рис. 2. Общий вид резонансного вибрационного доводочного станка

В вибрационных резонансных доводочных станках используется электромагнитный вибропривод. Он придает притирам поступательные колебательные движения по круговым траекториям в плоскости, параллельной рабочим поверхностям притиров. Благодаря конструктивным особенностям станка (рис. 2) достигается равенство скоростей и цикловых путей резания для каждой точки рабочей поверхности притиров, равномерное распределение траекторий по обрабатываемым поверхностям и неповторяемость следов обработки, создаются условия для равномерного износа притиров, что значительно повышает точность и качество обработки [12; 20].

Обработка плоских и цилиндрических деталей на станке осуществляется при их установке в гнезда специальных кассет сепараторов, которые создают сложное

направленное движение обрабатываемых деталей относительно рабочих поверхностей притиров. Для вращения сепаратора и кассет применяются преобразователи колебаний, которые используют круговые поступательные колебания притиров. Давление доводки регулируется с помощью электромагнитного и пневматического зажимов, которые обеспечивают равномерное его распределение по обрабатываемой поверхности. В станках предусмотрена силовая разгрузка сепаратора, которая позволяет обрабатывать особо тонкие детали (толщиной менее 0,1 мм) из хрупких материалов.

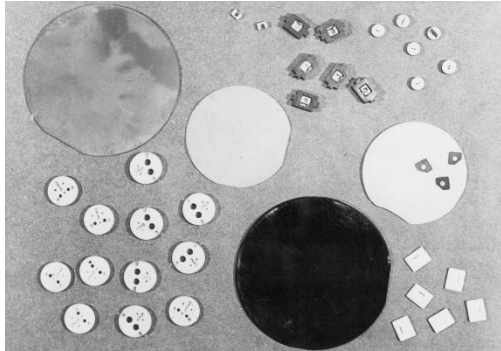


Рис. 3. Детали, обрабатываемые на вибродоводочных станках

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Предложенная динамическая модель позволяет ускорить процесс проведения расчетов основных характеристик оборудования и обеспечивает оптимальное соотношение параметров качества и точности обработки на каждом этапе. Внедрены технология и резонансное вибрационное оборудование для доводки высокоточных деталей из различных материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Орлов П.Н. Технологическое обеспечение качества деталей методами доводки. М.: Машиностроение, 1988. 384 с.
2. Матегорин Н.В., Чумаченко Г.В. Изменение макрогеометрии поверхности цилиндрических деталей в процессе обработки методом вибродоводки по плоской колеблющейся поверхности // Вестник Донского государственного технического университета. 2011. Т. 11. № 4. С. 513–518.
3. Бабичев А.П., Матегорин Н.В., Бабичев И.А. О возможности вибродоводки (притирки) цилиндрических деталей путем обкатывания по колеблющейся плоской поверхности // Вопросы вибрационной технологии: межвуз. сб. науч. ст. Ростов н/Д.: ДГТУ, 2006. С. 186–189.
4. Физико-технологические основы методов обработки / под ред. А.П. Бабичева. Ростов н/Д.: Феникс, 2006. 410 с.
5. Яцун С.Ф. Вибрационные машины и технологии. Баку: Элм, 2004. 408 с.
6. Бабичев А.П., Матегорин Н.В., Чумаченко Г.В. Метод вибрационной обработки цилиндрических деталей путем обкатывания по плоской колеблющейся поверхности, покрытой абразивным материалом,

с ограничением боковых смещений // Вібрації в техніці та технологіях. 2009. № 4. С. 71–74.

7. Повидайло В.А., Сорочак О.З. Пути повышения точности плоскопараллельной обработки деталей на вибродоводочных станках // Вибрации в технике и технологиях. 1995. № 2. С. 38–45.
8. Дальский А.М. Механическая обработка металлов. М.: Машиностроение, 1981. 264 с.
9. Бабичев А.П., Матегорин Н.В., Мамонов Д.В. О возможности вибродоводки цилиндрических деталей путем обкатывания по плоской колеблющейся поверхности // Материаловедение и технология конструкционных материалов – важнейшие составляющие компетенции современного инженера. Проблемы качества технологической подготовки. Волгоград: Волж. ин-т стр-ва и технологий, 2007. С. 280–284.
10. Третько В.В., Гордеев А.И., Урбанюк Є.А., Сідлецький І.О. Обладнання для вібраційної доводки високоточних поверхонь // Materiali Y miedzynarodowej naukowo-practicznej konferencji «WYKSTALCENIE I NAUKA BEZ GRANIC–2008». Vol. 18. Techniczne nauki. Przemysl: Nauka I studia, 2008. P. 45–47.
11. Повидайло В.А., Третько В.В. Высокоточная вибрационная доводка деталей с плоскопараллельными поверхностями // Алмазная и абразивная обработка деталей машин и инструмента: межвуз. сб. науч. тр. Вып. 14. Пенза: Пенз. политехн. ин-т, 1986. С. 107–111.
12. Повидайло В.А., Третько В.В., Кеча А.А., Сахно Р.Я. Устройство для доводки плоских поверхностей деталей: а. с. СССР № 1458187. Оpubл. 15.02.1989.
13. Повидайло В.А., Уфимцев В.Д. Резонансная вибромашина: а. с. СССР № 846244. Оpubл. 15.07.1981.
14. Повидайло В.А., Картышев Б.Н., Сахно Р.Я., Картышев Е.Б. Устройство для вибрационной обработки: а. с. СССР № 1345512. Оpubл. 12.06.1987.
15. Повидайло В.А., Щигель В.А., Картышев Б.Н. Способ вибрационной обработки деталей: а. с. № 1009728. Оpubл. 07.04.1983.
16. Повидайло В.А., Уфимцев В.Д., Щигель В.А. Резонансная вибромашина: а. с. СССР № 526495. Оpubл. 30.08.1976.
17. Повидайло В.А., Уфимцев В.Д. Резонансная вибромашина: а. с. СССР № 984833. Оpubл. 30.12.1982.
18. Щигель В.А. Устройство для вибрационной обработки: а. с. СССР № 1311857. Оpubл. 23.05.1987.
19. Матегорин Н.В., Бабичев А.П., Мотренко П.Д., Чумаченко Г.В. Устройство для вибрационной абразивной обработки цилиндрических деталей: патент на полезную модель РФ № 74333. Оpubл. 27.06.2008.
20. Сілін Р.І., Гордеев А.И., Третько В.В., Сілін Р.С. Комплексна технологія та обладнання для високоточної вібраційної доводки поверхонь // Вісник ХНУ. Технічні науки. 2012. № 5. С. 7–13.

REFERENCES

1. Orlov P.N. *Tekhnologicheskoe obespechenie kachestva detaley metodami dovodki* [Engineering support of parts quality by grinding methods]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988, 384 p.

2. Mategorin N.V., Chumachenko G.V. Changing barrel surface macrogeometry through vibrofinishing treatment on flat oscillating surface. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2011, vol. 11, no. 4, pp. 513–518.
3. Babichev A.P., Mategorin N.V., Babichev I.A. About the feasibility of vibration grinding (lapped finishing) of cylindrical parts using the burnishing against the oscillating flat surface. *Mezhvuz. sbornik nauch. statey "Voprosy vibratsionnoy tekhnologii"*. Rostov-na-Donu, DGTU Publ., 2006, pp. 186–189.
4. Babichev A.P., ed. *Fiziko-tekhnologicheskie osnovy metodov obrabotki* [Physical and technological basics of processing techniques]. Rostov-na-Donu, Finiks Publ., 2006, 410 p.
5. Yatsun S.F. *Vibratsionnie mashiny i tekhnologii* [Vibration machines and technologies]. Baku, Elm Publ., 2004, 408 p.
6. Babichev A.P., Mategorin N.V., Chumachenko G.V. Method of vibration treatment of cylindrical parts using the burnishing against the oscillating flat surface coated with abrasive material curbing the lateral displacements. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnologiyakh*, 2009, no. 4, pp. 71–74.
7. Povidaylo V.A., Sorochak O.Z. Ways of accuracy improvement of plane-parallel treatment of parts on vibration grinding machines. *Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh*, 1995, no. 2, pp. 38–45.
8. Dal'sky A.M. *Mekhanicheskaya obrabotka metallov* [Mechanical treatment of metals]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 264 p.
9. Babichev A.P., Mategorin N.V., Mamonov D.V. About the feasibility of vibration grinding of cylindrical parts using the burnishing against the oscillating flat surface. *Materialovedenie i tekhnologiya konstruksionnikh kompetentsii sovremennogo inzhenera. Problemy kachestva tekhnologicheskoy podgotovki*. Volgograd, Volzhskiy institut stroitelstva i tekhnologiy Publ., 2007, pp. 280–284.
10. Tret'ko V.V., Gordeev A.I., Urbanyuk E.A., Sidletsky I.O. The equipment for vibration grinding of high-accuracy surfaces. *Materiali Y miedzynarodowej naucowi-practicznej konferencji "WYKSTALCENIE I NAUKA BEZ GRANIC–2008"*. *Techniczne nauki. Przemysl, Nauka I studia*, 2008, vol. 18, pp. 45–47.
11. Povidaylo V.A., Tret'ko V.V. High-accuracy vibration grinding of parts with plane-parallel surfaces. *Mezhvuz. sbornik nauch. trudov "Almaznaya i abrazivnaya obrabotka detaley mashin i instrumenta"*. Penza, Penz. politekhn. institut Publ., 1986, vyp. 14, pp. 107–111.
12. Povidaylo V.A., Tret'ko V.V., Kecha A.A., Sakhno R.Ya. *Ustroystvo dlya dovodki ploskikh poverkhnostey detaley* [The device for grinding of flat surfaces of parts]. Author's certificate USSR, no. 1458187, 1989.
13. Povidaylo V.A., Ufimtsev V.D. *Rezonansnaya vibromashina* [Resonant vibration machine]. Author's certificate USSR, no. 846244, 1981.
14. Povidaylo V.A., Kartyshev B.N., Sakhno R.Ya., Kartyshev E.B. *Ustroystvo dlya vibratsionnoy obrabotki* [The device for vibration treatment]. Author's certificate USSR, no. 1345512, 1987.
15. Povidaylo V.A., Shchigel V.A., Kartyshev B.N. *Sposob vibratsionnoy obrabotki detaley* [Method of vibration treatment of parts]. Author's certificate USSR, no. 1009728, 1983.
16. Povidaylo V.A., Ufimtsev V.D., Shchigel V.A. *Rezonansnaya vibromashina* [Resonant vibration machine]. Author's certificate USSR, no. 526495, 1976.
17. Povidaylo V.A., Ufimtsev V.D. *Rezonansnaya vibromashina* [Resonant vibration machine]. Author's certificate USSR, no. 984833, 1982.
18. Shchigel V.A. *Ustroystvo dlya vibratsionnoy obrabotki* [The device for vibration treatment]. Author's certificate USSR, no. 1311857, 1987.
19. Mategorin N.V., Babichev A.P., Motrenko P.D., Chumachenko G.V. *Ustroystvo dlya vibratsionnoy abrazivnoy obrabotki tsilindricheskikh detaley* [The device for vibration abrasive treatment of cylindrical parts]. Patent RF, no. 74333, 2008.
20. Silin P.I., Gordeev A.I., Tret'ko V.V., Silin R.S. Complex technology and equipment for high-accuracy vibration grinding of surfaces. *Visnik KhNU. Tekhnichni nauki*, 2012, no. 5, pp. 7–13.

**DYNAMIC MODEL AND ITS IMPLEMENTATION IN RESONANT VIBRATION MACHINE
FOR FLAT ARTICLES GRINDING**

© 2015

R.I. Silin, Doctor of Science (Engineering), Professor, adviser of rector

V.V. Tret'ko, Doctor of Science (Pedagogy), Associate Professor, Dean of faculty "International relations"

A.I. Gordeev, Doctor of Sciences (Engineering), Professor, professor of Chair "Engineering technology"
Khmelnyskyi National University, Khmelnytskyi (Ukraine)

Keywords: flat articles grinding; dynamic model; vibration machine.

Abstract: Abrasive grinding takes the important place among various methods of mechanical treatment which provide meeting the requirements to the surface layer quality, shape and dimensions accuracy of the treated surface; and the use of vibration grinding method is considered to be the most advanced.

The authors offered the design of resonant vibration machine with magnetic actuator of circular translational vibrations of laps in flatness. Basing on the fact that the vibration isolators' hardness is rather weak and they are located in the system close to the point which vibrations are equal to zero, the authors made a supposition that it is possible not to take into account their dynamic pressure on immovable base. For the suggested design of equipment, the authors set up the equations of motion in joint coordinates and, applying the method of Lagrange, recorded the expression for kinetic energy of the system which consists of the energy of translational motion of system masses and the energy of rotational motion around the mass centers. The analysis of the suggested analytical model showed that it can be worked out to a single-mass system with a single degree-of-freedom. It will allow considerable simplification of determination of analytical estimated dependences for calculation of major structure parameters and working modes of machine drive and will reduce further experimental studies during the adjusting and setting of grinding process on such machines. The authors developed and implemented a vibration grinding machine with magnetic vibration actuator where the grinding of flat and cylindrical parts is carried out during their positioning to the slots of separator buckle plates creating complex ordered motion of treated parts against the working surfaces of grinding tools.