

В ходе эксперимента было исследовано влияние на характеристики компрессора углов установки поворотных направляющих аппаратов выходной группы ступеней (8-12) в широком диапазоне приведенных частот вращения ротора \bar{n} при $\bar{n} = 0,72 \div 0,87$. Лопатки направляющих аппаратов выходной группы последовательно устанавливались в положения, соответствующие их проектным углам ($\Delta\vartheta = 0^\circ$) и прикрытию на $\Delta\vartheta = -3^\circ$ и $\Delta\vartheta = -5^\circ$.

На всех исследованных частотах вращения прикрытия выходных аппаратов без впрыска воды приводит к снижению запасов устойчивости – особенно при $\Delta\vartheta = -5^\circ$. Впрыск воды через лопатки НА-3 ступени в пределах $\delta GL \approx 1,5\%$ значительно повышает запасы устойчивости.

Поскольку организация равномерного по сечению впрыска воды на входе в компрессор связана со значительным загромаждением и большими гидравлическими потерями, на завершающем этапе эксперимента проводилась проверка эффективности впрыска при более простой схеме подачи ее из форсунок, расположенных на стенке входного канала.

Результаты сравнительного эксперимента показали, что эффективный КПД компрессора при таком впрыске практически совпадает со значениями КПД, полученными при впрыске через все 30 форсунок.

Следует отметить, что экспериментальные данные достаточно хорошо коррелируются как с предварительными расчетными оценками ВВПЧ в разных ее местах, так и с данными, полученными другими авторами, например, приведенных в работе [1]. Расчетные исследования параметров одноступенчатой энергетической установки ГТ-009, разработанной и серийно выпускаемой компанией «Энергомаш (ЮК) Лимитед», также подтвердили факт существенной зависимости КПД компрессора от места ВВПЧ. Авторами работы [1] установлено, что максимальное влияние на КПД и степени повышения давления компрессора оказывает впрыск воды в третью ступень 13 ступенчатого компрессора. Отмечено, что эффективность впрыска воды перед компрессором ниже вследствие интенсивной сепарации капель на корпусе машины. За третьей ступенью эффективность ВВПЧ снижается из-за уменьшения времени пребывания воды в компрессоре и окончания процесса сжатия воздуха.

Полученные результаты исследований позволили разработчикам ПГУ МЭС-60 выбрать вариант организации впрыска воды в НА-3, что позволило на 6% увеличить КПД компрессора с одновременным ростом давления в цикле и расхода рабочего тела.

Список литературы: 1. Расчетные исследования параметров работы энергетической газотурбинной установки ГТ-009 с впрыском воды в компрессор/ Ю.М. Ануров, А.Ю. Пеганов, А.В. Скворцов, А.Л. Беркович и др.//Компрессорная техника и пневматика. – 2006.- №7.- С.32-33.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 621.923

С.М. БРАТАН, Е.А. ВЛАДЕЦКАЯ

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОЛЕБАНИЙ, ПЕРЕДАВАЕМЫХ ЧЕРЕЗ ФУНДАМЕНТ СТАНКА, НА КАЧЕСТВО ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ

Analysis of influence of vibrations transferable through foundation of machine-tool on quality of polishing process

Современное развитие машиностроения сопровождается повышением мощности и скоростных характеристик машин при одновременном возрастании их надежности и точности. Для этого необходимо повышение точности изготовления детали, улучшение геометрических и физико-механических свойств их поверхностного слоя, определяющее эксплуатационные характеристики машин. Геометрические погрешности, в частности волнистость обрабатываемой поверхности, существенно влияют на контактную жесткость, износостойкость, герметичность соединений, шум и др [1].

Одним из путей повышения качества обработки деталей является ослабление вынужденных колебаний станка, передаваемых через фундамент от внешних источников. Уровень вынужденных колебаний станка снижается при установке станка на виброизолирующие устройства и фундаменты. Виброизоляция станков должна быть более тщательной на заключительных операциях, в частности, при шлифовании.

При этом необходимо выполнение нескольких этапов анализа и синтеза. На первом этапе производится анализ формирования точности обработки, на втором – анализируются вибрационные воздействия подсистем и элементов станка на процесс шлифования. Третий этап предусматривает оценку вибрационных воздействий внешнего оборудования (например, загрузочно-разгрузочного устройства) на технологическую систему станка. На четвертом этапе выполняется морфологический анализ виброизолирующих устройств базовых деталей станка, на пятом – структурно-компоновочный синтез рациональных вариантов виброизолирующих устройств. Шестой этап – параметрический синтез рациональных конструкций виброизолирующих устройств, седьмой – оценка уровня проведенных работ по критерию повышения точности процесса шлифования. В случае отсутствия положительного результата следует возвратиться к четвертому этапу и повторить процедуры анализа и синтеза (четвертый, пятый и шестой этапы), а если результат положительный, то процесс переводят в стадию практической реализации синтезированных рациональных вариантов виброизолирующих устройств. Графическая интерпретация вышеприведенной методологии представлена на рисунке 1.

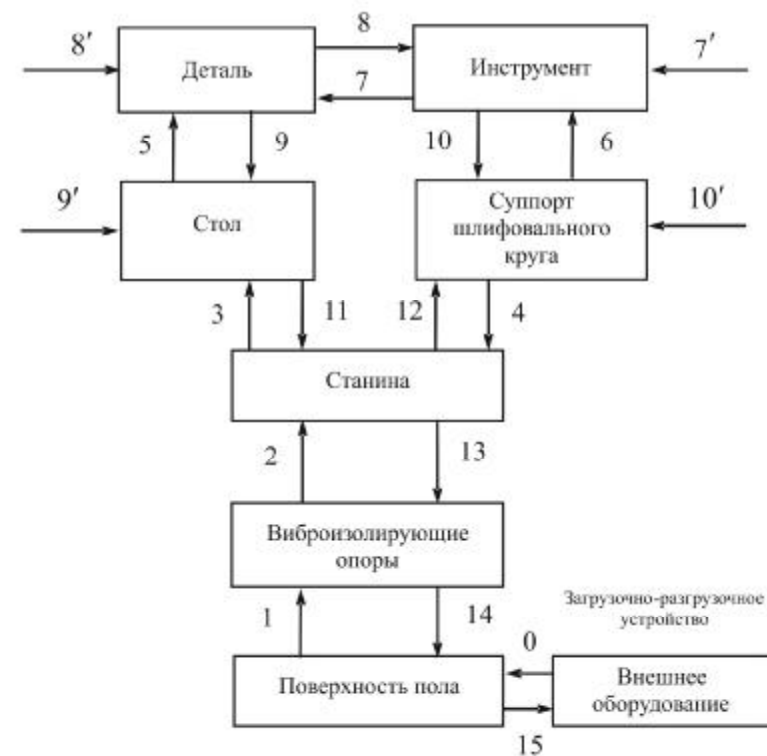
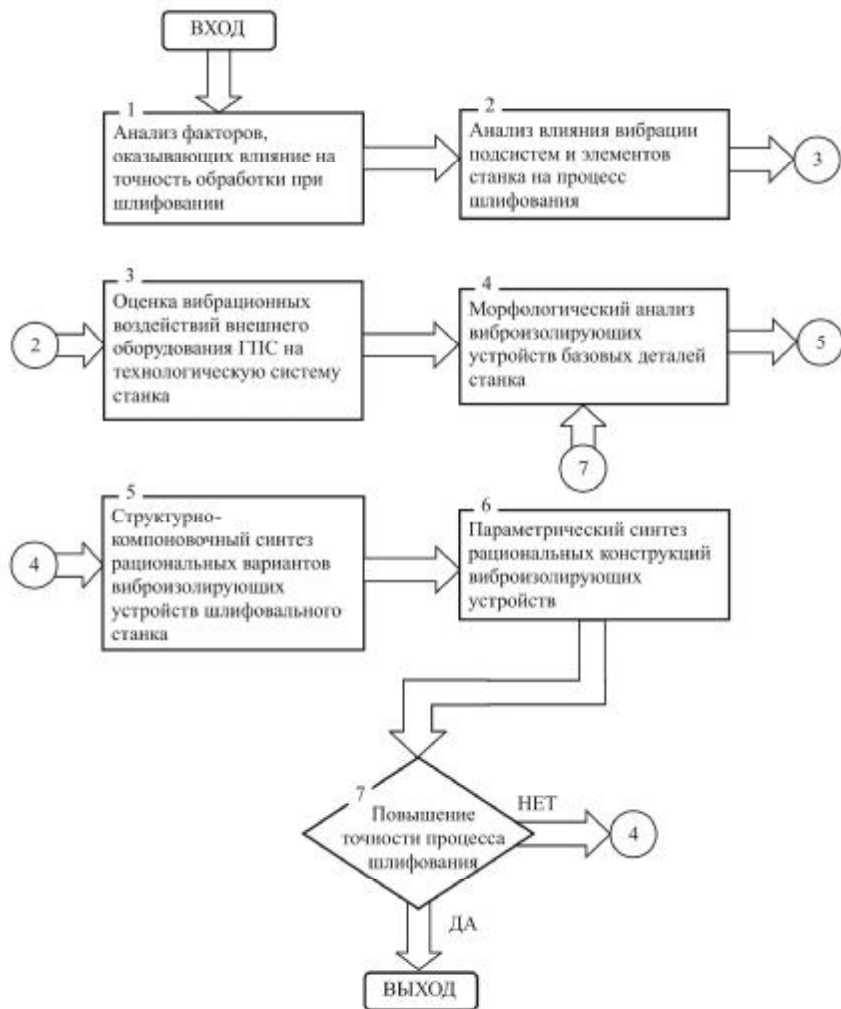


Рис. 2 – Схема вибрационных взаимодействий систем круглошлифовального станка в условиях автоматизированного производства

Оценка виброустойчивости станка как замкнутой динамической системы дает возможность по характеристикам упругой системы судить о колебаниях в станке во время обработки [1],[3]. Динамические характеристики упругой системы зависят от таких основных параметров станка, как масса и момент инерции основных узлов и деталей, жесткость элементов несущей системы, силы сопротивления (демпфирование), связанные главным образом с трением в соединениях.

Для определения динамических характеристик несущей системы, а именно, амплитудно-частотных и амплитудно-фазовых частотных характеристик, необходимо наличие динамических моделей ТС, которые могут быть построены на основе конкретной расчетной схемы.

Рис. 1 – Концептуальная схема решения задачи обеспечения точности процесса КНШ

Так, в системе круглошлифовального станка при его работе происходят сложные вибрационные воздействия, как стационарные, так и нестационарные в результате колебательных процессов (кинематических и силовых). Можно предположить также наличие ударных воздействий – механических кратковременных в результате работы внешнего оборудования (загрузочно-разгрузочных устройств) одновременно с процессом обработки (круглого шлифования).

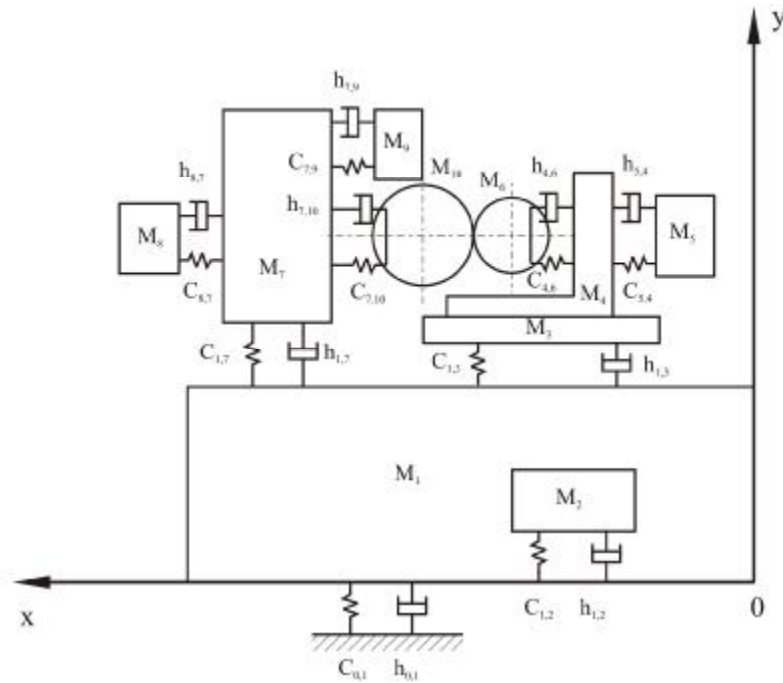


Рис. 3 – Расчетная схема несущей системы круглошлифовального станка

Так, для круглошлифовального станка мод. 3М151 расчетная схема может быть сведена к 10 массам и 20 степеням свободы на плоской модели (рис. 3).

На схеме обозначены индексами масс соответственно станина M_1 , электродвигатель M_2 , с насосом гидропривода, стол M_3 , бабка изделия M_4 , электродвигатель M_5 вращения детали, деталь M_6 , шлифовальная бабка M_7 , электродвигатель M_8 главного движения, узел правки M_9 круга, шпиндель M_{10} со шлифовальным кругом.

Символами C обозначена жесткость, а h – коэффициент демпфирования, где двойные индексы – это стыки между соответствующими массами или коэффициенты влияния.

После построения расчетной схемы следует перейти к составлению дифференциальных уравнений колебаний для каждой массы. Решение системы дифференциальных уравнений для многомассовой системы даст возможность построить амплитудно-частотные характеристики для любой системы нагружения и для любой массы системы.

Однако в реальности такие многомассовые системы представляют собой довольно сложные и громоздкие математические модели, в связи с чем их заменяют упрощенными эквивалентными схемами.

Одна из таких предложенных схем [4] позволяет проиллюстрировать динамику перемещений центров круга, заготовки и изменения фактической глубины резания в процессе круглого наружного шлифования.

В работе [4] на основе принципа возможных перемещений, для системы построена ее модель в виде совокупности дифференциальных уравнений, характеризующих динамику перемещений центров круга, заготовки и изменения фактической глубины резания.

Для исходного положения заготовки в момент начала ее контакта с инструментом ($L_0 = R_0 + r_0$; $S_0 = 0$; $x_{10} = 0$; $x_{20} = 0$; $t_f = 0$) система уравнений (2) в отклонениях запишется:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + h_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 + h_3 (\dot{x}_1 + \dot{x}_2) + c_3 (x_1 + \Delta R) - \\ - h_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - c_3 (x_2 - \Delta r) - h_1 \dot{x}_2 - c_1 S = 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + h_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2 + h_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_3 (x_2 - \Delta r) - \\ - h_3 (\dot{x}_1 + \dot{x}_3) - c_3 (x_1 + \Delta R) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Вследствие вращения круга и заготовки вариации геометрических размеров имеют периодический или почти периодический характер, что и объясняет появление внутренних возбуждающих сил, в существенной степени определяющих динамику процесса шлифования.

Для решения задач моделирования динамики процесса целесообразно записать соотношение (1) совместно с уравнением наблюдений.

В матричной форме пространства состояний система (1) приобретает вид:

$$\begin{aligned} \dot{Y}_0^* &= A_0 \cdot Y_0 + B_0 \cdot \Psi + C_0 \cdot U; \\ Z_0 &= E_0 \cdot Y_0 + F_0 \cdot V_0; \\ T_0 &= Q_0 \cdot Z_0, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{где } Y_0^* = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}, Y_0 = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix}, A_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_1 + c_3}{m_1} & -\frac{h_1 + h_3}{m_1} & \frac{c_3}{m_1} & \frac{h_3}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_3}{m_2} & \frac{h_3}{m_2} & -\frac{c_2 + c_3}{m_2} & -\frac{h_2 + h_3}{m_2} \end{bmatrix},$$

$$U = \begin{bmatrix} S \\ \dot{S} \end{bmatrix}, \Psi = \begin{bmatrix} \Psi_1 \\ \Psi_2 \end{bmatrix}, \Psi_1 = [\Delta R + \Delta r], \Psi_2 = [\dot{R} + \dot{r}],$$

$$B_{01} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{c_3}{m_1} \\ 0 \\ \frac{c_3}{m_2} \end{bmatrix}, B_{02} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{h_3}{m_1} \\ 0 \\ \frac{h_3}{m_2} \end{bmatrix}, C_0 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ c_1 & h_1 \\ m_1 & m_1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, B_0 = [B_{01} \quad B_{02}],$$

Y_0 – вектор (матрица-столбец), представляющая вектор состояния системы, \dot{Y}_0 – вектор производных состояний системы, A_0 – матрица, характеризующая динамические свойства системы, B_0 – матрица параметров влияния отклонений формы детали и круга, Ψ – вектор состояний отклонений формы детали и круга от номинальных параметров, C_0 – матрица управления процессом, U – вектор управляющих воздействий, связанный с поперечной подачей.

$$E_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, F_0 = \begin{bmatrix} f_{11} & f_{12} \\ f_{21} & f_{22} \end{bmatrix}, V_0 = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix}, T_0 = [t_f] \quad Q_0 = [-1 \quad 1],$$

где E_0, F_0, V_0, T_0, Q_0 – матрица состояния измерений, матрица интенсивностей шумов измерителей; матрица независимых гауссовых белых шумов измерителей единичной интенсивности, матрица глубины резания и матрица преобразования совокупных измерений соответственно.

Оцененная таким образом глубина резания t_f несвободна как от погрешностей, определяемых качеством процесса измерений шумами измерителей, так и от влияния случайных составляющих отклонений форм детали и круга от номинальных и внешних возмущений.

Для повышения качества обработки прецизионные станки должны быть защищены от вибраций соседних установок. При монтаже некоторых станков (шлифовальных, точных токарно-винторезных, балансировочных и т. п.) на фундаментах первой группы, когда роль собственно фундамента выполняет станина, ряд заводов практикует в качестве antivибрационного мероприятия установку станков на виброизолирующих опорах [1].

Виброизолирующие опоры металлорежущих станков выполняют на основе виброизоляторов, различающихся упругодемпфирующими характеристиками, различным сочетанием виброизолирующих и ударно-защитных свойств, долговечностью, способностью функционировать в тех или иных климатических условиях, а также чисто конструктивными особенностями – габаритами, способом монтажа и т.д. Виброизоляторы классифицируют в основном по виду или способу ведения демпфирования или по материалу упругого элемента. Различают резинометаллические, пружинные и цельнометаллические виброизоляторы с воздушным или сухим трением.

Примеры рациональных вариантов виброизоляторов, рекомендуемых для использования в виброизолирующих опорах прецизионных станков, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Виброизолирующие опоры для металлорежущих станков

№	Общий вид	Конструктивные типы	Свойства, назначение
1		Резинометаллические	Простота конструкции, регулировка станка на опоре, низкие демпфирующие свойства, невысокая надежность
2		Упруго-сетчатые	Простота конструкции, узкий спектр частот демпфируемых колебаний, низкая надежность
3		Пружинные	Простота конструкции, большой ресурс работы, работа в агрессивных средах, вибразашита только в осевом направлении
4		Резинометаллические ОВ-31, ОВ-33	Малое демпфирование, необходимость защиты от внешних воздействий среды, вибразашита в осевом и продольном направлениях
5		Пневматические 6М, 8М фирмы «Vibrodynamics»	Сложность конструкции пневмоэлементов, узкий диапазон частот демпфируемых колебаний, низкая несущая способность

Анализ приведенных конструктивных вариантов показывает ограниченность технико-эксплуатационных свойств и сфер применения каждой из них. Что позволяет сделать вывод о необходимости совершенствования указанных устройств с целью расширения их демпфирующих параметров и повышения надежности функционирования.

В Севастопольском национальном техническом университете разработана новая конструкция виброизолирующей опоры, повышающей надежность виброзащиты прецизионных станков от внешних колебаний.

Предложенное устройство (рис. 4) работает следующим образом. Металлорежущий станок, например, шлифовальный, устанавливаются на виброизолирующих опорах, помещая их регулировочные винты 1 в отверстия станины и фиксируя их. В процессе работы станка внешние источники (компрессоры, оборудование, вентиляторы, станки, загрузочные устройства) колебаний через поверхность пола передают колебательные воздействия основанию 3 с резиновым элементом 4 и цилиндру 13. Цилиндр 13 перемещается при этом относительно поршня 10 со штоком 9 в вертикальном направлении, перепуская рабочую жидкость через калиброванное отверстие 11 и шариковый клапан сжатия 12 из противоштоковой полости в штоковую и обратно – через калиброванное отверстие 11 при движении цилиндра 13 вниз. Сжимаемая жидкость под высоким давлением, обеспечивается гашение колебаний, т. е. гидравлическое демпфирование. При этом резиновый элемент 4, сжимаясь и выпучиваясь по всем свободным поверхностям, соприкасается с внутренней поверхностью вкладыша 16 верхней крышки 7 опоры, соприкасается также выпуклостями внутренней и наружной цилиндрических поверхностей в пазах 5. При дальнейшем увеличении нагрузки и деформации сжатия расширяющаяся резина постепенно заполняет зазоры, площадь свободной поверхности уменьшается и соответственно увеличивается жесткость опоры.

В связи с тем, что при нагрузках на опору 2000...30000 Н, собственная частота вертикальных колебаний шлифовального станка достаточно велика, в гашении как внешних, так и собственных колебаний одновременно принимают участие как гидравлический демпфер (цилиндр 13, рабочая жидкость, поршень 10 со штоком 9), так и резиновый элемент 4 с ребрами жесткости 6, обеспечивающими при этом также гашение горизонтальных колебаний.

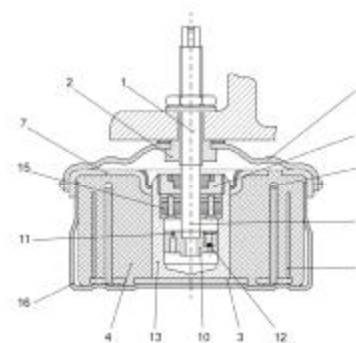


Рис. 4 – Виброизолирующая опора



Рис. 5 – Виброизолирующий фундамент

Гофрированная пружина 8, с которой скреплена гайка 2, позволяет регулировать высоту установки. Наличие гофров и форма гофрированной пружины 8 (в плане), приближающаяся к форме балки равного сопротивления, позволяют уменьшить силу, необходимую для демпфирования, и увеличить предел регулирования высоты.

Предложенное устройство обладает следующими преимуществами:

- повышается надежность виброзащиты прецизионных металлорежущих станков, например, шлифовальных, от внешних колебаний широкого частотного спектра;
- повышается качество обработки деталей при шлифовании с использованием виброизолирующих опор предложенной конструкции, снижается волнистость обрабатываемой поверхности, причиной возникновения которой в значительной мере являются внешние воздействия на станок;
- расширяются технические возможности применения данного устройства в различных видах оборудования для гашения внешних колебательных воздействий в широком диапазоне частот и нагрузок;
- введение гидравлического демпфера в конструкцию виброизолирующей опоры повышает ее долговечность, т. к. резиновый элемент обладает свойством старения под воздействием различных факторов окружающей среды (озона в воздухе, попадания масла в конструкцию) и частично теряет свои демпфирующие функции.

Антивибрационный монтаж второго типа, когда станок притягивается фундаментными болтами к опорным пружинам или резиновым цилиндрам, а блок фундамента должен быть окружен глубокими траншеями, применяется редко [1,2]. Подбор упругих элементов требует много времени; при

недостаточно тщательном подборе или при изменении режима работы станка Упругие элементы могут вызвать даже усиление вибраций.

Однако, в тех случаях, когда требуется особо высокая чистота обработанной поверхности (например, валки для алюминиевой фольги) или когда источник большой вибрации находится поблизости, то вышеуказанный способ виброизоляции является недостаточным.

В таких случаях нужно построить фундамент с пружинной виброизоляцией с применением спиральных пружин рисунок 5.

Этот фундамент со спиральными пружинами эффективно обеспечивает точность работы шлифовального станка, установленного на мягком грунте, и предохраняет от отрицательного влияния из-за деформации грунта

Для решения задачи обеспечения качества обработки при влиянии внешних воздействий на процесс шлифования через виброизолирующие опоры или фундаменты необходимо существенным образом доработать эквивалентную схему динамической системы и решать аналогичным образом дополнительную систему дифференциальных уравнений.

Таким образом приведенный в работе анализ позволил выявить пути снижения влияния шумов возбуждений связанных как с внутренними так и с внешними источниками колебаний. Для этого необходимо расширить систему (2) которую можно непосредственно использовать при реализациях процедур стохастического наблюдения и фильтрации.

Полученная таким образом расширенная модель будет представлять собой стохастическое описание процесса съема материала при контактировании абразивного инструмента, заготовки и источника внешних возмущений и является основой для определения стохастических представлений основных технологических показателей процесса шлифования, что является задачей дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. – 456 с. 2. Прилуцкий В.А. Технологические методы снижения волнистости поверхностей. – М.: Машиностроение, 1998. – 136 с. 3. Владецкая Е.А. Виброизолирующая опора с гидравлическим демпфером/ Прогрессивные направления развития машинно-приборостроительных отраслей и транспорта: Материалы международной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, г. Севастополь, 12-16 мая 2008 г. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2008. Т.1 – С. 117-119. 4. Новоселов Ю. К., Братан С. М. Стохастическая диагностика взаимодействия инструмента и заготовки при круглом наружном шлифовании./ Сучасні технології у машинобудуванні: Збірник наукових статей. Присвячується 75-річчю з дня народження академіка НАН України Н.В. Новікова / За заг. ред. А.І. Грабченко. - Харків: НТУ «ХП», 2007. - С.91-102..

Поступила в редколлегию 15.05.2008

УДК 621.753.9

М.М. БУДЕННЫЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОБРАТИМЫХ ШТАМПОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЛАСТМАССОВОЙ КОМПОЗИЦИИ НА ОСНОВЕ АСТ-Т

У статті приведені результати дослідження раціональних конструктивно-технологічних параметрів робочих елементів оборотних штампів при їхньому закріпленні пластмасовою композицією на основі АСТ-Т.

Метод закрепления рабочих элементов путем заливки их быстротвердеющей пластмассовой композицией типа АСТ-Т занимает особое место при конструировании обратимых штампов. Этот метод является прогрессивным, он уменьшает продолжительность и стоимость изготовления оснастки, повышает универсальность конструкции. Несмотря на это, в технической литературе отсутствуют серьезные исследования по изучению влияния конструктивных и технологических параметров посадочных частей пуансонов на прочность их соединения с пластмассой.

Опыт эксплуатации обратимых штампов с закреплением рабочих элементов пластмассами акрилового класса показал, что чистота обработки посадочных поверхностей пуансонов (матриц), наличие кольцевых канавок или буртиков, их количество и геометрические размеры, размеры пластмассовых держателей существенно влияют на прочность соединения рабочих элементов с пластмассой.

Целью данного исследования являлось определение количественного влияния указанных выше факторов на прочность соединения.

Под прочностью узла соединения рабочих элементов с пластмассой в данном исследовании принимается максимальная нагрузка вдоль оси пуансонов (матриц); при которой обеспечивается работоспособное состояние этого узла.

Определение зависимости прочности заделки от количества кольцевых канавок было произведено на образцах диаметрами 5,0; 10,0; 15,0 и 20 мм, причем, по 4 образца каждого из диаметров имели по одной, две, три и четыре канавки одинаковой ширины, равной 3,0 мм и глубину, определяемую