

Конструкция реактивного пневматического вибропривода с вращением дебалансной массы вокруг неподвижной оси приведена в патенте США № 3260509 по классу 259-1. Схема вибропривода приведена на рис. 1, ж. Вибропривод содержит полую ось с питающим каналом внутри, в которую подается сжатый воздух. Через радиальное отверстие в оси воздух попадает в кольцевую проточку в дебалансной массе-бегунке, закрепленном подвижно на оси. Из кольцевой проточки воздух попадает в Г-образный канал дебалансной массы. Реактивное действие тангенциально выходящей струи сжатого воздуха вызывает вращение дебаланса вокруг своей оси.

Дальнейшее развитие струйных виброприводов идет по пути развития и совершенствования фрикционно-планетарных с лопастным двигателем виброприводов.

Рассмотренные группы пневматических виброприводов нашли наиболее широкое применение в технике и промышленности. Представители остальных групп пневматических виброприводов применяются в основном там, где необходимо создание каких-либо специальных условий.

Список литературы

1. Прудников С.Н. Расчет управляющих устройств пневматических систем. – М.: Машиностроение, 1987. – 152 с.
2. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: Учеб. для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
3. Прудников С.Н. Расчет управляющих устройств пневматических систем. – М.: Машиностроение, 1987. – 152 с.

Получено 29.12.09

УДК 621.92

Т. Б. Курмангалиев, А.Г. Гольцев
ВКГУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ВИБРОПРИВОДА УСТАНОВКИ ДЛЯ ИНЕРЦИОННОГО ВИБРОШЛИФОВАНИЯ

В технологии машиностроения до сих пор существуют процессы, автоматизировать которые полностью в силу объективных причин не удаётся. К таким процессам относятся, например, очистка поверхностей деталей перед нанесением покрытий, полировка поверхностей пресс-форм, доработка поверхностей деталей, покрытых неметаллическими материалами.

Изучение вихревых течений в замкнутых и полуограниченных камерах, а также некоторых известных ранее технических разработок привело к заключению о том, что энергия вихревого потока может быть использована для помещения внутрь вихревых камер объектов и создания на этом принципе новых устройств, которые могут найти применение в технологии машиностроения.

Пневматические виброприводы, в которых реализуется эффект взаимодействия вихревого потока с объектом в виде тела вращения, помещенного в замкнутую вихревую камеру, в силу гибкости их характеристик – возможности без значительных затрат изменения амплитуды и частоты вибрации – являются приводным элементом установки для инерционного виброшлифования, схема которой приведена на рис. 1.

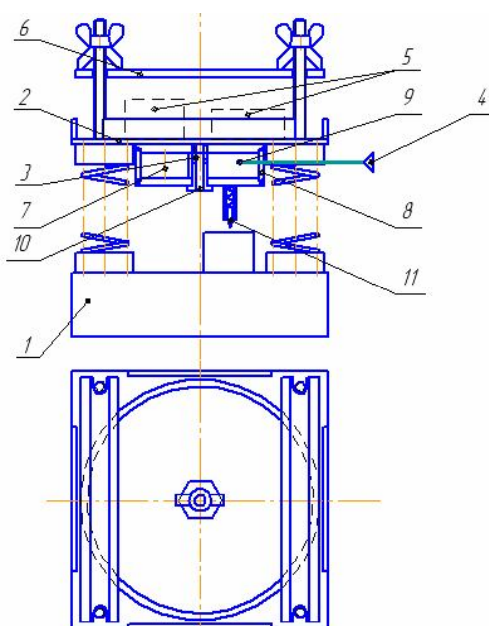


Рисунок 1

Критериями работоспособности пневматической шлифовальной установки, предназначенной для реализации технологии виброабразивной обработки поверхностей деталей, являются параметры колебательного процесса – амплитуда и частота вибрации корпуса, которые значительно влияют на производительность обработки.

Параметры колебательного процесса определяются геометрической формой и массой размещенного в корпусе установки несбалансированного объекта (в нашем случае – ролик), а также скоростью и расходом потока сжатого воздуха, истекающего из тангенциального питающего сопла.

Установка состоит из корпуса 1, на котором подпружиненно, с возможностью перемещения в горизонтальной плоскости, размещена платформа 2 с нанесенным на него абразивом. Соосно платформе, на нижней её поверхности, закреплен вибропривод 3, связанный с источником сжатого воздуха 4. На абразиве без механического закрепления помещены обрабатываемые детали 5. Сверху рабочая зона установки закрыта прозрачным щитком 6. Вибропривод состоит из свободного ролика 7, обкатывающего внутреннюю поверхность цилиндрического корпуса 8, входного 9 и выходного сопла 10. Снизу на платформе закреплен пирующий элемент 12.

Работает установка следующим образом. При подаче сжатого воздуха к виброприводу последний приводит в колебательное движение платформу с амплитудой a и частотой f . Вследствие того, что детали, размещенные на платформе, обладают инерцией, при соответствующей скорости колебательного процесса они остаются неподвижны, и за счет относительного движения абразивных частиц с их торцевой поверхности происходит съём металла. При перемещении с приблизительно постоянной (без рывков) скоростью по листу бумаги пирующий элемент оставляет на нем спиралеобразный след – осциллограмму, позволяющую определить частоту и амплитуду движения установки.

Спроектированная установка отвечает следующим техническим характеристикам:

– давление питания, МПа	0...0,5;
– расход сжатого воздуха, м ³ /час	5;
– частота колебаний вибробункера, Гц	20...80;
– амплитуда колебаний вибробункера, мм	0,5...7;
– максимальный размер в плане обрабатываемых деталей, мм	150×200;
– максимальная высота обрабатываемых деталей, мм	70;
– максимальный ход прижимного устройства, мм	250;
– зернистость применяемого абразива и абразивной шкурки	12...80.

Давление питания выставляется по манометру при помощи регуляторов давления до необходимых значений. Диаметры входного и выходного сопла меняются за счет сменных вставышей. Также меняются ролик, корпус вибропривода, нагрузка.

Для определения одного из основных параметров колебательного процесса – частоты вибрации – рассмотрим силы, действующие на вибропривод в установке для инерционного виброшлифования (рис. 2), и запишем уравнение из условия баланса сил, действующих на объект в вихревой камере:

$$J\ddot{\varphi} = M_{\text{дв.}} - M_{\text{тр.ск.}} - M_{\text{тр.кач.}} \quad (1)$$

где J – момент инерции ролика относительно оси вращения;

$M_{\text{дв.}}$ – момент движущей силы вибропривода;

$M_{\text{тр.ск.}}$ – момент силы трения скольжения между торцом ролика и крышкой корпуса;

$M_{\text{тр.кач.}}$ – момент силы трения качения цилиндрической поверхности ролика.

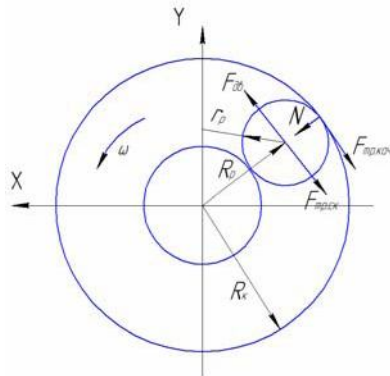


Рисунок 2 - Схема сил, действующих на корпус и ролик пневмопривода установки

В статике $\varepsilon = \ddot{\varphi} = 0$, тогда выражение (1) будет выглядеть как:

$$F_{\text{дв.}} R_p - F_{\text{тр.ск.}} R_p - F_{\text{тр.кач.}} R_k = 0, \quad (2)$$

где $F_{\text{дв.}}$ – движущая сила, действующая на ролик и появляющаяся за счет потока сжатого воздуха, истекающего из тангенциального питающего сопла;

R_p – радиус движения ролика;

$F_{\text{тр.кач.}}$ – сила трения качения между роликом и внутренней цилиндрической поверхностью корпуса;

R_k – внутренний радиус корпуса;

$F_{\text{тр.ск.}}$ – сила трения скольжения между торцом ролика и крышкой корпуса.

Вследствие округлой формы торца ролика:

$$F_{\text{тр.ск.}} = m_p g f_{\text{тр.ск.}} \quad (3)$$

где $f_{\text{тр.ск.}}$ – коэффициент трения скольжения между торцом ролика и крышкой корпуса;

$$F_{mp, кач.} = \frac{f_{mp, кач.} N}{r_p}, \quad (4)$$

где r_p – радиус ролика; N – нормальная реакция опоры;

$$N = m_p a_{ц} = m_p \omega^2 R_p, \quad (5)$$

где $a_{ц}$ – центробежное ускорение, $a_{ц} = \omega^2 R_p$; ω – угловая скорость вращения ролика.

Движущую силу найдем по формуле

$$F_{дв.} = C \mu^2 \Delta P S, \quad (6)$$

где C – коэффициент лобового сопротивления;

S – площадь сечения тангенциального питающего сопла,

$$S = \pi r_c^2,$$

где r_c – радиус входного сопла;

μ – коэффициент расхода, в нашем случае $\mu = 0,8 \dots 0,9$;

ΔP – перепад давления воздуха перед тангенциальным питающим соплом и давлением в камере.

Таким образом, получаем $F_{дв.} = f(\Delta P)$, а следовательно, $\omega = f(\Delta P)$.

Тогда, подставив выражения (3), (4) и (6) в выражение (2), уравнение, описывающее баланс сил, в статике будет выглядеть следующим образом:

$$C \mu^2 \Delta P S R_p - g m_p f_{м.ск.} R_p - \frac{m_p \omega^2 R_p f_{м.кач.} R_k}{r_p} = 0. \quad (7)$$

Тогда угловая скорость вращения ролика находится по формуле

$$\omega = \sqrt{\frac{(C \mu^2 P S - g m_p f_{ск.}) r_p}{m_p f_{кач.} R_k}}. \quad (8)$$

Искомой величиной в данном случае у нас является частота вращения ролика, которая определяется по формуле

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f. \quad (9)$$

Подставив выражение (8) в (9), получим частоту вращения

$$f = \frac{\sqrt{(C \mu^2 P S - g m_p f_{ск.}) r_p}}{2 \cdot \pi m_p f_{кач.} R_k}. \quad (10)$$

Уравнение динамики, описывающее баланс сил, будет выглядеть следующим образом:

$$J_0 \dot{\omega} = C \mu^2 \Delta P S R_p - g m_p f_{м.ск.} R_p - \frac{m_p \omega^2 R_p f_{м.кач.} R_k}{r_p}, \quad (11)$$

$$J_0 \dot{\omega} + \frac{m_p \omega^2 R_p f_{м.кач.} R_k}{r_p} = C \mu^2 \Delta P S R_p - g m_p f_{м.ск.} R_p. \quad (12)$$

Сделаем следующие подстановки:

$$a_1 = J_0; \quad a_0 = \frac{m_p R_p f_{м.кач.} R_k}{r_p}; \quad b = C \cdot \mu^2 \cdot S \cdot R_p; \quad c = g m_p f_{м.ск.} R_p.$$

Тогда уравнение динамики, описывающее баланс сил, будет выглядеть следующим образом:

$$a_1 \dot{\omega} + a_0 \omega^2 = b \Delta P - c. \quad (13)$$

На спроектированной установке были проведены эксперименты, цель которых – определить величину амплитуды и частоты пневматического вибрационного привода в ненагруженном состоянии и при максимальной нагрузке. Также были проведены экспериментальные исследования по съему ликвидов с плоских поверхностей. На кафедре «Машиностроение и технология конструкционных материалов» были разработаны методические указания по выполнению практических работ на данной установке для магистрантов специальности 6N0712 «Машиностроение» по дисциплине «Организация и планирование научных исследований и инновационная деятельность».

Список литературы

1. Авт. св. №19161 (KZ 2006/1011.1) Вибростол / Т.Б. Курмангалиев, А.Г. Гольцев, В.И. Тимошин.
2. Авт. св. №18692 (KZ 2005/1071.1) Вибростол / Т.Б. Курмангалиев, А.Г. Гольцев, В.И. Тимошин.
3. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: Наука, 1983. – Т. 1-2. – 640 с.
4. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наукова думка, 1988.
5. Повидайло В.А. Вибрационные устройства в машиностроении. – М.: Машиностроение, 196 – 248 с.

Получено 28.04.10

УДК 629.113-192

**М.С. Муздыбаев, А.С. Муздыбаева, В.В. Роговский,
А.С. Кудяков, Д.М. Мырзабекова**
ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

МЕТОД СРАВНИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН ПО ГАРАНТИЙНОМУ РЕСУРСУ

Известно, что обеспечение высокой конкурентоспособности машиностроительной продукции достигается на основе комплекса мероприятий организационно-технического характера, направленных на повышение ее качества и снижение стоимости. При этом соотношение качество-цена продукции по сравнению с существующими аналогами либо новыми моделями, разрабатываемыми конкурирующими производителями, должно быть существенно выше

$$S = \frac{K}{C}, \quad (1)$$

где K – уровень качества продукции, баллов;

C_0 – совокупная стоимость на приобретение продукции и на поддержание ее в работоспособном состоянии, у.е.

Рассматриваемое соотношение (1) в условиях сопоставимости применяемых конструктивно-технологических методов и затрат на создание и техническое содержание машин (при неизменном S) предполагает закономерность: чем выше цена за изделие, тем выше ожидаемый уровень качества. При этом понятие качества является собирательным и оценивается группой экспертов в баллах по различным методикам. Следует отметить, что