

УДК 21.83.062

Белоглазов В.Г., д.т.н.¹, Цокур В.Г., к.т.н.², Белоглазов В.В., инж.³

1 — МГТУ «МАМИ», г. Москва, Россия; 2 — АДИ ГВУЗ «ДонНТУ», г. Горловка; 3 — УВД, г. Москва, Россия

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРОМАШИНЫ ДЛЯ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ

Разработаны физическая и математическая модели резонансной вибромашины повышенной надежности для абразивной обработки автомобильных деталей на частотах 75...100 Гц. В качестве источника колебаний используется зубчатый планетарный инерционно-импульсный механизм с одним нормально подвижным звеном.

Введение

В конструкциях современных грузовых и легковых автомобилей насчитывается большое количество как металлических, так и неметаллических деталей, которые после изготовления требуют окончательной обработки. Такая обработка относится к финишной технологии, которая включает в себя отделочно-зачистные и упрочняющие операции и применяется во многих отраслях промышленности. С помощью этих операций осуществляется очистка облоя, снятие заусенцев, скругление острых кромок, очистка деталей от коррозионного слоя, объемное шлифование и полирование, упрочнение поверхности, подготовка поверхности под гальваническое и лакокрасочное покрытие. Операции отделочно-зачистной и упрочняющей обработки составляют 10...20% общей трудоемкости изготовления деталей, так как на многих предприятиях эти операции выполняют вручную или с применением средств малой механизации. Для выполнения операций финишной технологии очень эффективно используются методы виброабразивной обработки.

Анализ научно-технической литературы и патентной информации [1, 2, 3, 4] показывает, что производительность вибромашин, используемых для осуществления финишных технологий, повышается с увеличением частоты и амплитуды рабочих органов [5, 6]. При этом большинство современных вибромашин работает в режиме вынужденных колебаний. Использование собственных колебаний открывает широкие возможности разработки вибромашин, работающих в режиме обычного резонанса (когда частота собственных колебаний равна частоте вынужденного воздействия), в режиме супергармонического резонанса и т.д. Резонансные вибромашин позволяют осуществлять переход к энергосберегающим технологиям. По этим причинам создание резонансных вибромашин представляет большой научно-практический интерес.

Цель и задачи исследования

Рассмотренное выше позволяет определить и конкретизировать цель настоящей работы как теоретическое исследование резонансной вибромашины для обработки автомобильных деталей рабочей средой в закрытых сосудах, колеблющихся с частотой 75...100 Гц и использованием в качестве вибровозбудителя зубчатого планетарного инерционно-импульсного механизма с одним нормально подвижным звеном.

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- а) разработать физическую модель вибромашины;
- б) получить математическую модель вибромашины в виде системы дифференциальных уравнений;
- в) выбрать способы решения математической модели.

Методика выполнения исследований

Методика решения поставленных задач подразумевает использование методов структурного, кинематического и силового исследования механизмов с несколькими степенями подвижности. Математической основой является энергетический метод в форме уравнений Лагранжа второго рода с переменными коэффициентами.

Основная часть

Структурный и кинематический анализ позволил разработать физическую модель вибромашины, которая представлена на рис. 1.

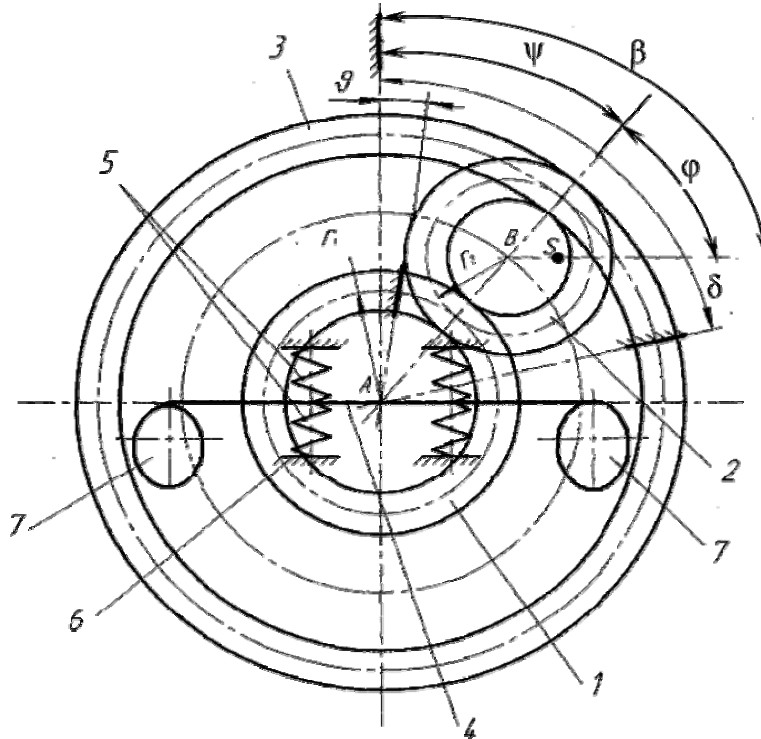


Рис.1. Физическая модель резонансной вибромашины

Все движущиеся массы деталей привода приведены к трем звеньям: 1 — ведомое звено; 2 — неуравновешенные сателлиты с грузом S ; 3 — ведущее звено. Ведомое звено соединено с траверсой 4, которая через упругие элементы 5 связана с корпусом 6. На траверсе расположены контейнеры 7 (закрытые сосуды) с рабочей средой и обрабатываемыми деталями. Неуравновешенные сателлиты находятся в зацеплении с двумя зубчатыми колесами, одно из которых соединено с ведомым звеном 1, другое — с ведущим звеном 3. При этом соединенное с электродвигателем (на рис. 1 не показан) ведущее звено 3 вращается в одну сторону, а ведомое звено 1 и траверса 4 с контейнерами 7 совершают угловые колебания.

Уравнения Лагранжа второго рода в обобщенных координатах для резонансной вибромашины записываются в следующем виде

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = M_i, \quad (1)$$

где T — кинетическая энергия звеньев вибропривода; q_i, \dot{q}_i — обобщенные угловые координаты и угловые скорости соответствующих звеньев; M_i — обобщенные моменты сил, которые действуют на звеньях соответствующих обобщенных координат.

Математическая модель разработана при следующих допущениях: звенья инерционно-импульсного механизма абсолютно жесткие; вращающий момент электродвигателя зада-

ется с помощью аналитических выражений его механической характеристики; вращающие моменты сил сопротивления задаются непрерывными функциями времени, частоты или скорости перемещения рабочих органов. В этой связи изучаемый вибропривод представляется как электромеханическая система, обладающая в рабочем режиме двумя степенями свободы.

За обобщенные угловые координаты принимаем углы δ и ϑ (соответственно угол поворота ведущего 3 и ведомого 1 звеньев).

Кинетическую энергию звеньев вибропривода представим выражением

$$T = T_1 + T_2 + T_3 . \quad (2)$$

Кинетическую энергию ведущего (T_3) и ведомого (T_1) звеньев записываем в следующем виде

$$T_3 = \frac{I_3 \dot{\delta}^2}{2} ; \quad (3)$$

$$T_1 = \frac{I_1 \dot{\vartheta}^2}{2} . \quad (4)$$

Суммарную кинетическую энергию неуравновешенных сателлитов 2 представим в виде

$$T_2 = n(T_{us} + T_{sp}) . \quad (5)$$

Кинетическую энергию зубчатого колеса неуравновешенного сателлита и груза запишем как для тел, участвующих в поступательном и вращательном движениях

$$T_{us} = \frac{m_{us}(r_1 + r_2)^2 \dot{\psi}^2}{2} + \frac{I_{us} \dot{\beta}^2}{2} ; \quad (6)$$

$$T_{sp} = \frac{m_{sp} V_S \dot{\psi}^2}{2} + \frac{I_{spS} \dot{\beta}^2}{2} . \quad (7)$$

Для определения абсолютной скорости центра масс груза (см. рис. 1) воспользуемся выражением

$$V_S^2 = V_B^2 + V_{SB}^2 + 2V_B V_{SB} \cos \phi . \quad (8)$$

После соответствующих подстановок получим

$$T = \frac{I_1 \dot{\vartheta}^2}{2} + \frac{nm d^2 \dot{\psi}^2}{8} + \frac{n I_2 \dot{\beta}^2}{2} + \frac{nm_{sp} \dot{\psi} d \dot{\beta} e \cos \phi}{2} + \frac{I_3 \dot{\delta}^2}{2} , \quad (9)$$

где I_1, I_2, I_3 — приведенные моменты инерции ведомого звена, неуравновешенного сателлита и ведущего звена относительно центральной оси (проходящей через точку A перпендикулярно поверхности рисунка);

I_{spS} — момент инерции груза относительно центра масс;

m_{sp}, m_{us}, m — массы груза, сателлита, неуравновешенного сателлита, соответственно;

r_1, r_3 — радиусы начальных окружностей зубчатых колес ведомого и ведущего звеньев;

r_2 — радиус сателлита;

d — удвоенное межцентровое расстояние зацепления сателлитов с ведомым звеном;

n — количество неуравновешенных сателлитов;

$e = BS$ — расстояние от оси вращения сателлита до центра тяжести неуравновешенного груза (эксцентриситет неуравновешенного сателлита).

Для выражения через обобщенные угловые скорости звеньев $\dot{\vartheta}$ и $\dot{\delta}$ угловой скорости $\dot{\psi}$ оси сателлита и угловой скорости $\dot{\beta}$ центра масс груза S относительно неподвижной системы отсчёта воспользуемся соотношениями

$$V_3 = \dot{\delta}(r_1 + 2r_2); \quad (10)$$

$$V_1 = \dot{\vartheta}r_1; \quad (11)$$

$$V_B = \frac{(V_1 + V_3)}{2}. \quad (12)$$

С учетом выражений (10) и (11) угловая скорость оси сателлита примет вид

$$\dot{\psi} = \frac{\dot{\vartheta}r_1 + \dot{\delta}(r_1 + 2r_2)}{2(r_1 + r_2)}, \quad (13)$$

а угловая скорость $\dot{\beta}$ центра масс груза S относительно неподвижной системы отсчёта определяется зависимостью

$$\dot{\beta} = \dot{\psi} + \dot{\phi}. \quad (14)$$

В свою очередь

$$\dot{\phi} = -\frac{(\dot{\vartheta} - \dot{\psi})r_1}{r_2}. \quad (15)$$

С учетом зависимости (13) выражение (15) запишется

$$\dot{\phi} = \frac{(\dot{\vartheta} - \dot{\delta})(r_1 + 2r_2)\lambda}{2(r_1 + r_2)}. \quad (16)$$

После соответствующих подстановок полученных значений $\dot{\psi}$ и $\dot{\beta}$ выражение (9) представим в следующем виде

$$T = A\dot{\vartheta}^2 + B\dot{\delta}^2 + D\dot{\vartheta}\dot{\delta}, \quad (17)$$

где

$$A = \frac{I_1}{2} + \frac{nmr_1^2}{8} + \frac{nI_2a^2}{2d^2} + \frac{nm_{ep}er_1a \cos \phi}{2d};$$

$$B = \frac{I_3}{2} + \frac{nmf^2}{8} + \frac{nI_2C^2}{2d^2} + \frac{nm_{ep}efC \cos \phi}{2d};$$

$$D = \frac{nmr_1f}{4} + \frac{nI_2aC}{d^2} + \frac{nm_{ep}e(r_1C + fa) \cos \phi}{2d};$$

$$a = r_1(1 + \lambda) + 2r_2\lambda, \quad C = (1 - \lambda)(r_1 + 2r_2), \quad f = r_1 + 2r_2, \quad \lambda = -\frac{r_1}{r_2}.$$

Для получения левых частей двух дифференциальных уравнений движения звеньев вибромашины необходимо выполнить преобразование согласно уравнениям Лагранжа.

За обобщенные моменты принимаем: для первого уравнения — движущий момент M_D на ведущем звене вибромашины; для второго уравнения — упругий момент M_{yn} на ведомом звене и момент M_{nc} сил полезного сопротивления на ведомом звене. Получим математическую модель вибромашины в виде системы двух дифференциальных уравнений

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{nm_{zp}ef^2C(\dot{\vartheta} - \dot{\delta})\lambda\dot{\delta}\sin\phi}{d^2} - \frac{nm_{zp}e(r_1C + fa)(\dot{\vartheta} - \dot{\delta})f\lambda\dot{\delta}\sin\phi}{2d^2} + 2B\ddot{\delta} + D\ddot{\vartheta} - \\ & \frac{nm_{zp}er_1af\lambda\dot{\vartheta}^2\sin\phi}{2d^2} - \frac{nm_{zp}ef^2C\lambda\dot{\delta}^2\sin\phi}{2d^2} - \frac{nm_{zp}e(r_1C + fa)f\lambda\dot{\vartheta}\dot{\delta}\sin\phi}{2d^2} = M_D, \\ & \frac{nm_{zp}er_1a(\dot{\vartheta} - \dot{\delta})f\lambda\dot{\vartheta}\sin\phi}{d^2} - \frac{nm_{zp}e(r_1C + fa)(\dot{\vartheta} - \dot{\delta})f\lambda\dot{\delta}\sin\phi}{2d^2} + 2A\ddot{\vartheta} + D\ddot{\delta} + \\ & + \frac{nm_{zp}er_1af\lambda\dot{\vartheta}^2\sin\phi}{2d^2} + \frac{nm_{zp}ef^2C\lambda\dot{\delta}^2\sin\phi}{2d^2} + \frac{nm_{zp}e(r_1C + fa)f\lambda\dot{\vartheta}\dot{\delta}\sin\phi}{2d^2} = M_{унр} - M_{нс}. \end{aligned} \right. \quad (18)$$

Выводы

Изложенная физическая модель вибромашины позволяет изучить структурные и кинематические зависимости движения звеньев, определить число степеней свободы вибромашины и количество уравнений, входящих в математическую модель.

Полученная математическая модель вибромашины представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка с переменными коэффициентами.

Получить замкнутое аналитическое решение уравнений, входящих в систему, не представляется возможным из-за существенной нелинейности последних.

Исследование решений подобных математических моделей возможно при использовании численных методов математического моделирования на ЭВМ. В дальнейшем следует разработать алгоритм и программу решения и возможные варианты представления результатов.

Список литературы

1. А.с. 1603905 // Открытия. Изобретения. — 1990. — № 40.
2. К разработке среднечастотных резонансных виброприводов машиностроительного назначения / В.Г. Белоглазов, В.Г. Цокур, В.А. Пасечник; Научные труды МАТИ и К.Э. Циолковского. — М.: ЛАТМЕС, 1999. — Вып. 2(74). — С. 124-128.
3. А.с. 1727457 // Открытия. Изобретения. — 1992. — № 14.
4. А.с. 199611 // Открытия. Изобретения. — 1968.
5. К повышению надёжности среднечастотных резонансных виброприводов технологического назначения / В.Г. Белоглазов, В.Г. Цокур, В.А. Пасечник: Тез. докл. XXVII науч.-техн. конф. ААИ “Автотракторостроение, промышленность и высшая школа” Секция “Метод. обработки, станки и инстр.”: Междунар. науч. симпозиум, 29-30 сент. 1999 г. // МГТУ “МАМИ”. — Москва, 1999. — С. 54.
6. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. — М.: Машиностроение, 1978. — 224 с.

Стаття надійшла до редакції 30.10.07

© Белоглазов В.Г., Цокур В.Г., Белоглазов В.В., 2007