ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

«Курский государственный технический университет»

Российский фонд фундаментальных исследований

УПРАВЛЯЕМЫЕ ВИБРАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И МАШИНЫ

СБОРНИК НАУЧНЫХ СТАТЕЙ

по материалам IX научно-технической конференции

«Вибрация – 2010. Управляемые вибрационные

технологии и машины»

В 2 частях

Часть 2

Ответственный редактор

доктор технических наук, профессор С.Ф. Яцун

Курск 2010

УДК 531.3+534.1+621.7+621.9
ББК Ж. 605.3
У 67

Рецензент
Доктор технических наук, профессор *В.И. Серебровский*

Редакционная коллегия:
С.Ф. Яцун, доктор техн. наук, профессор (отв. редактор)
В.Я. Мищенко, кандидат техн. наук, доцент (зам. отв. редактора)
О.Г. Локтионова, кандидат техн. наук, доцент
Б.В. Лушников, кандидат техн. наук, доцент
Е.А. Припачкина, начальник редакционно-издательского отдела

Управляемые вибрационные технологии и машины: сб. науч. ст.: в 2. ч. Ч. 2 / редкол.: С.Ф. Яцун (отв. ред.) [и др.]; Курск. гос. техн. ун-т. Курск, 2010. 366 с.

ISBN 978-5-7681-0561-7 (Ч. 2)
ISBN 978-5-7681-0557-0

Теоретические исследования и практическое использование вибрационных процессов в технике и технологиях являются актуальной сферой деятельности и научных интересов многих ученых в России и за рубежом.

Результаты этих работ нашли свое отражение в программе XI Международной научно-технической конференции «Вибрация-2010. Управляемые вибрационные технологии и машины».

Проведение конференции в Курском государственном техническом университете стало уже хорошей традицией и закономерностью, подтверждающей успешное развитие научной школы по вибрационной механике, заложенной заслуженным деятелем науки и техники России, профессором П.М. Алабужевым.

В сборнике научных докладов, публикуемом по итогам работы конференции, представлены результаты исследований ведущих ученых и специалистов России, Германии, Англии, Франции, Италия, Непала, Йемена, Латвии, Украины, Белоруссии, Азербайджана.

Тематика представленных на конференции научных работ весьма широка и многогранна: история развития механики, динамика конструкций и машин, моделирование динамических процессов, виброзащита, волновые процессы и случайная вибрация, мехатроника, робототехника и биомеханика. Особое внимание уделено системам, имеющим автоматическое управление и регулирование.

Сборник будет полезен научным работникам, инженерно-техническим специалистам, аспирантам и студентам, занимающимся проблемами исследований в области динамики машин и разработкой современной вибрационной техники и вибрационных технологий.

УДК
531.3+534.1+621.7+621.9
ББК Ж. 605.3
У 67

ISBN 978-5-7681-0561-7 (Ч. 2)
ISBN 978-5-7681-0557-0

© Курский государственный технический университет, 2010

СОДЕРЖАНИЕ

ВИБРОДИАГНОСТИКА 8

Астапенко А.И.
Разделение источников колебаний в современных методиках виброакустической диагностики 8

Курицин В.В., Мягков Ю.В., Митяев А.Г.
Горизонтальные колебания ДВС на упругих опорах 11

Астапенко А.А., Астапенко А.И., Сердобинцев Ю.П.
Вибрационная диагностика высокоточных шлифовальных станков 14

Чаплыгин К.В., Яцун С.Ф.
Математическая модель плунжерного гидромотора 18

Чаплыгин К.В.
Математическое моделирование аксиально-поршневого гидромотора 23

Корнеев А.Ю., Ярославцев М.М., Афонин А.В.
Влияние геометрической формы конического гидродинамического подшипника скольжения на несущую способность 30

УПРАВЛЕНИЕ ВИБРАЦИЕЙ 35

Viba J., Beresnevich V., Eiduks M., Shtals L., Kovals E., Kulikovskis G., Tsyfansky S., Fontaine J.-G.
Vibration devices with variable working area of head interacting with liquid or air medium 35

Черевко А.Н.
Оптимизация процесса управления блоком трехдебалансных вибровозбудителей 45

Сиваченко Л.А., Севостьянов В.С., Сиваченко Т.Л.
Виброударные штифтовые мельницы 52

Барбашова Т.А., Фоминова О.В., Чернышев В.И.
Управляемая виброзащитная система с динамическим гасителем 56

Моргунова Н.А.
Численное решение системы дифференциальных уравнений методом Давыдова 61

ВИБРОЗАЩИТА..... 68

Polukoshko S., Kononova O., Schukin I., Smirnova R.
Experimental research of dynamic damping of transversal vibrations of beams..... 68

Polukoshko S., Kononova O., Boyko A., Sokolova S.
Impact vibration absorber of pendulum type 74

Пановко Г.Я., Шохин А.Е.
Синтез конструкции пространственной стержневой подвески..... 80

Говердовский В.Н., Трофимов А.Н., Зобов А.В.
Управление демпфированием в виброзащитных системах с «отрицательной» жёсткостью..... 89

Говердовский В.Н., Трофимов А.Н., Зобов А.В.
Управление жёсткостью в транспортных виброзащитных системах 95

Барбашова Т.А., Прокопов Е.Е., Петракова О.А.
Базовые модели виброзащитных систем с управляемым динамическим гасителем 101

Фоминова О.В., Савин С.В., Чернышев В.И.
Оптимизационная задача управления процессом демпфирования в системе виброзащиты 105

Прокопов Е.Е., Теплова Т.А.
Выбор и обоснование алгоритмов работы упругого звена прерывистого действия 108

Бакланов В.С.
Виброакустика самолетов нового поколения: проблемы и решения 114

Гросс В.Ю., Гурова Е.Г.
Адаптивный виброизолятор энергетической установки с электромагнитным компенсатором жёсткости 122

Лазуткин Г.В., Антипов В.А., Петухова М.А., Рябков А.Л.
Высокоэффективные низкочастотные виброизоляторы с разгрузкой от веса для железнодорожного транспорта..... 125

Изранова Г.В., Луканенко В.Г., Путилин С.В.
Обеспечение вибрационной надежности ручного механизированного инструмента 131

Рыбак Л.А., Чичварин А.В., Плигузов А.Н.
Построение цифрового регулятора виброзащитной системы по норме H_∞-оптимизации..... 135

Радин С.Ю., Сливинский Е.В., Савин Л.А.
Гидромеханический гаситель колебаний для пассажирских вагонов.....143
Яцун А.С., Савин Л.А., Уварова Н.П.
Активная виброзащитная система с параллельной структурой.....150
Шевякин В.Н., Панов В.В.
Виброзащита соединений тонкостенных сотовых титановых конструкций.....156
Певзнер А.А.
Применение метода функций сопрягающих частот для синтеза вибрационных систем с заданными частотными характеристиками.....158
Дмитракова Т.В.
Моделирование системы активной виброзащиты.....164

ВИБРОАБРАЗИВНАЯ ОБРАБОТКА И ВИБРОУДАРНОЕ УПРОЧНЕНИЕ.....171

Копылов Ю.Р., Кожевников А.А.
Управление траекторией колебаний в близкорезонансных режимах при виброударном упрочнении крупногабаритных деталей.....171
Копылов Ю.Р., Гордиенко Е.П.
Проектирование технологий виброударного упрочнения методом адресации на основе конструкторско-технологического кодирования.....175
Копылов Ю.Р.
Автоматизированное проектирование технологий виброударного упрочнения деталей.....181
Копылов Ю.Р., Копылов А.Ю.
Моделирование динамики и технологии виброударного упрочнения с учетом эксплуатационных нагрузок.....187
Копылов Ю.Р., Лосев А.А.
О необходимости создания банка знаний для автоматизированного проектирования технологий виброударного упрочнения.....193
Копылов Ю.Р., Копылов С.Ю.
Компьютерное проектирование технологий виброударного упрочнения на основе кодирования.....197
Копылов Ю.Р., Мерчалов А.С.
О возможности использования близкорезонансных режимов при виброударном упрочнении крупногабаритных деталей.....202

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА 208

Ceccarelli M., Carbone G.
Design and operation of fingered hands and two-finger grippers for space applications as from experinces at larm 208

Arakelian V., Briot S., J.-P. Le baron, Jatsun S.
Balancing of robots via optimal motion control 217

Viba J., Kovals E., Kulikovskis G., Eiduks M., Fontaine J.-G., Megill W.
Floating robot motion dynamics analysis and control synthesis 226

Зейдис И., Циммерманн К., Бартенев В.В., Яцун С.Ф.
Математическая модель управляемого движения мобильного колесного робота по шероховатой горизонтальной плоскости в вязкой среде 234

Алмаев М.А., Саттаров Р.Р.
Математическая модель электромагнитного вибродвижителя 247

Мурзинцев А.И., Кузнецов В.Н.
Моделирование электромагнитного привода автомобильной тормозной системы с компенсацией износа тормозных колодок 252

Яцун С.Ф., Савин С.И., Аль-Еззи Абдулракеб Саид Яхья
Конструкция и информационная система мобильного робота, оснащенного системой технического зрения 258

Яцун С.Ф., Безмен П.А., Климов Г.В., Савин С.И.
Математическое моделирование плавающего робота 265

Савин Л.А.
Мехатронные подшипниковые узлы 269

Дышенко В.С., Понедельченко М.С.
Разработка компоновки и конструкции шагающего робота 276

Бартенев В.В., Яцун С.Ф.
Управление движением материальной точки по шероховатой плоскости в вязкой среде с использованием оптимального комбинированного нечеткого регулятора 284

Волкова Л.Ю., Лушников Б.В., Яцун С.Ф.
Разработка и компьютерное моделирование системы автоматического управления приводом мобильного вибрационного робота 299

Волкова Л.Ю., Яцун С.Ф.
Исследование движения мобильного вибрационного робота по шероховатой поверхности при различных моделях силы трения 310

Кобзарь Е.Ю., Дышенко В.С., Яцун С.Ф.
Проектирование антропоморфного захватного устройства 320

Лупехина И.В., Яцун С.Ф., Савин С.И., Хмелевской Д.В., Чубов В.Ю.
Моделирование мобильного прыгающего робота с аккумулятором механической энергии 327

Яцун С.Ф., Климов Г.В., Савин С.И.
Метод определения коэффициента вязкого сопротивления движения плавающего робота 334

ABSTRACTS 341

АЛФАВИТНЫЙ СПИСОК АВТОРОВ 354

ВИБРОДИАГНОСТИКА

УДК 681.518.5

А.И. Астапенко

ООО «Предприятие "Энергомашконтроль", Волжский Волгоградская обл.

РАЗДЕЛЕНИЕ ИСТОЧНИКОВ КОЛЕБАНИЙ В СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДИКАХ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

Рассматривается новое решение задачи разделения источников колебаний на основе анализа нестационарных случайных процессов.

Задача разделения источников колебаний является одной из традиционных и наиболее сложных задач виброакустической диагностики машин и механизмов [1]. В значительной степени существующие ограничения эффективности применения вибродиагностики для решения широкого круга проблем, связанных с определением фактического технического состояния машин, обусловлены трудностями в решении задачи разделения источников колебаний. Наличие эффективных методов разделения источников колебаний способствует повышению информативности используемых диагностических признаков.

Наиболее простые способы решения поставленной задачи предполагают использование методов последовательного включения различных источников и сравнения спектров. Основным недостатком первого метода является низкая разрешающая способность, обусловленная ограниченными возможностями раздельного функционирования узлов и механизмов машин. Метод сравнения спектров основывается на частотном разделении источников колебаний и недостаточно эффективен в производственных условиях.

К числу известных методов разделения источников колебаний относятся также методы Гоффа и взаимных спектров. Характерной особенностью методов является то обстоятельство, что сигналы всех источников, вклад которых в суммарное виброакустическое поле необходимо определить, доступны измерению. Это сразу ограничивает применимость данных методов для безразборной диагностики узлов и механизмов машин в производственных условиях. Не улучшает существенно положение и расчетная модель разделения источников, т.к. в этом случае рекомендуется в качестве сигна-

лов, характеризующих источники, брать вибросигналы в точке поблизости от рассматриваемого источника.

Предлагается новый метод разделения источников колебаний, основанный на анализе нестационарных случайных процессов. Рассмотрим N рассредоточенных источников колебаний, характеризуемых линейными случайными процессами $x_i(t)$, заданных на интервале $[-L, L]$, где $i = 1, 2, \ldots, N$. Требуется в заданной точке по одноканальным наблюдениям $x(t) = \sum_{i=1}^{N} x_i(t)$ разделить источники с целью дальнейшей их идентификации, т.е. представить в виде

$$x(t) = \sum_{i=1}^{N-1} x_i(t) + x_j(t),\ j = 1, 2, \ldots, N,$$

или статистическими оценками, например функцией корреляции $R_j(\tau)$.

Введем некоторое преобразование $A_\varepsilon[\ ]$, обладающее следующими основными свойствами:

$$A_\varepsilon[x_1(t) + x_2(t)] = A_\varepsilon[x_1(t)] + A_\varepsilon[x_2(t)]; \tag{1}$$

$$A_\varepsilon[x(t)] = \begin{cases} x(t), \text{åñëè } \varepsilon = 0; \\ x(t,\varepsilon), \text{åñëè } \varepsilon \neq 0; \end{cases} \tag{2}$$

$$A_\varepsilon[x(t)] = x(t), \text{ если } G(\omega) = \text{const}, \varepsilon \neq 0; \tag{3}$$

$$A_\varepsilon^{-1}[A_\varepsilon[x(t)]] = x(t), \tag{4}$$

где x(t) – стационарная случайная функция; $x(t,\varepsilon)$ – нестационарная случайная функция. Выражение (4) представляет процедуру перехода к внутреннему времени процесса $x(t,\varepsilon)$.

Очевидно, что если процесс $x(t)$ содержал скрытые периодичности, то и процесс $x(t,\varepsilon)$ будет их содержать также, но с частотами, связанными с параметром углового ускорения ε.

Подвергнем j-й источник колебаний воздействию, при котором

$$A_\varepsilon[x_j(t)] = x_j(t,\varepsilon).$$

Тогда

$$x(t) = \sum_{i=1}^{N-1} x_i(t) + x_j(t,\varepsilon), \tag{5}$$

где $x_j(t,\varepsilon)$ – нестационарная случайная функция.

Функция корреляции левой и правой части:

$$R_x(\tau) = \sum_{i=1}^{N-1} R_{xi}(\tau) + e^{-|\alpha(\varepsilon)|\tau} R_{xj}(\tau). \qquad (6)$$

Функция корреляции процесса $x_j(t,\varepsilon)$ состоит из двух составляющих: $e^{-|\alpha(\varepsilon)|\tau}$, зависящей от $\alpha(\varepsilon)$ и $R_{xj}(\tau)$, содержащей периодические составляющие $x_j(t)$. Для некоторого $\tau > \Delta\tau$

$$R_x(\tau) \approx \sum_{i=1}^{N-1} R_{xi}(\tau).$$

Если принять N=2, то

$$R_x(\tau) = R_{x1}(\tau),$$

где $R_{x1}(\tau) = \frac{1}{2a}\int_{-a}^{a} x_1(t)x_1(t+\tau)dt, [-a,a] \in [-L,L]$.

Задача решена по отношению к первому источнику.

Покажем, что путем перевода (N–1) источников в класс нестационарных, т.е. путем перехода к внутреннему времени процесса $x_j(t,\varepsilon)$, произойдет выделение $x_j(t)$.

Применим преобразование $A_\varepsilon^{-1}[\ ]$ к левой и правой части уравнения (5). Тогда в соответствии со свойствами (1) – (4) получим

$$R_x(\tau) = \sum_{i=1}^{N-1} e^{-|\alpha(\varepsilon)|\tau} R_{xi}(\tau) + R_{xj}(\tau), \qquad (7)$$

или для $\tau > \Delta\tau$

$$R_x(\tau) = R_{xj}(\tau) = \frac{1}{2a}\int_{-a}^{a} x_j(t)x_j(t+\tau)dt, [-a,a] \in [-L,L],$$

что и требовалось доказать.

Решение задачи разделения источников колебаний данным методом имеет большую практическую ценность, т.к. повышает информативность процесса виброакустической диагностики. Методики диагностирования, построенные на основе предложенного подхода, могут быть использованы применительно к широкому классу машин и механизмов роторного типа [2].

---

1. Артоболевский, И.И. Введение в акустическую динамику машин / И.И. Артоболевский, Ю.И. Бобровницкий, М.Д. Генкин. М.: Наука, 1979. 296 с.

2. Астапенко, А.И. Многоканальное устройство для виброакустической диагностики металлорежущих станков / А.И. Астапенко, В.П. Зелик, Т.Г. Феофанова // Металлорежущие станки. Одесса, 1990. №18. С. 50–54.

УДК 621.822.

В.В. Курицин, Ю.В. Мягков, А.Г. Митяев

Тульский государственный университет

ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ДВС НА УПРУГИХ ОПОРАХ

Предложена структурная модель колебаний ДВС на упругих опорах и оценена степень соответствия этой модели экспериментальным данным.

На сегодняшний день вопрос виброшумового диагностирования состояния ДВС является весьма актуальным, т.к. практически нет других объективных методов определения значений эксплуатационных параметров цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ) двигателя без его разборки. Этот способ достаточно давно применяется для диагностирования судовых двигателей [1]. Однако модель, предлагаемая для диагностирования судовых двигателей, является функциональной и не раскрывает сущности процессов, происходящих при работе двигателя. В данной работе сделана попытка построить структурную модель колебаний ДВС на упругих опорах, измерить их экспериментально и сравнить результаты.

Построенная структурная модель [2] позволяет получить нелинейное дифференциальное уравнение 2-го порядка относительно поперечных колебаний ДВС. Решение этого уравнения и построение графиков частот колебаний осуществлено с помощью программы MathCAD [3].

На рис. 1 представлена схема ДВС на упругих опорах.

Обозначив через x горизонтальное смещение корпуса двигателя, получим формулу для определения координаты центра масс механизма x_c:

$$Mx_C = m_1 x + m_2 x + m_3\left(0{,}73l\sin\psi + x\right) + m_4\left(0{,}5\sin\varphi + x\right), \qquad (1)$$

где $M = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$ – масса механизма, а m_1, m_2, m_3, m_4 – массы отдельных его звеньев.

Теорема о движении центра масс механической системы [2]:

$$M\ddot{x}_C = \sum F_{kx}\text{, или } M\ddot{x}_C = -2F_{упр}\cos\alpha, \qquad (2)$$

где $F_{упр} = cx$; $\ddot{x}_C$ – проекция ускорения центра масс на ось X, которая получается при двукратном дифференцировании формулы (1).

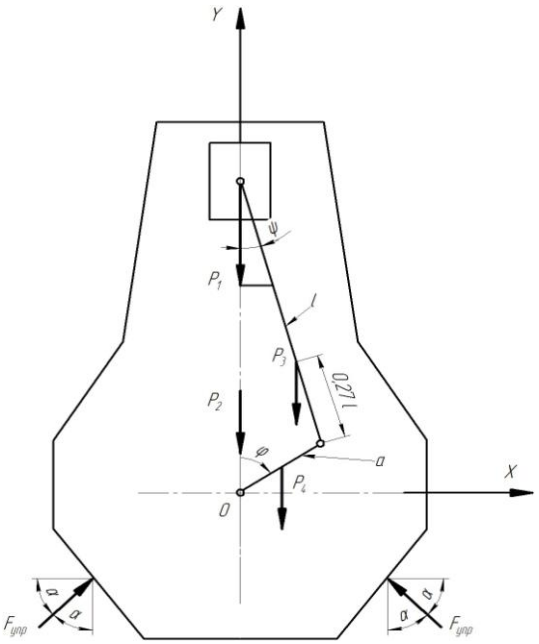


Рис. 1. Расчетная схема ДВС на упругих опорах: P_1 – вес поршня; P_2 – вес корпуса двигателя; P_3 – вес шатуна; P_4 – вес кривошипа коленвала, приходящегося на данный цилиндр

В развернутом виде формула (1) с использованием (2) создает дифференциальное уравнение

$$M\ddot{x} + 2gc\cos\alpha \cdot x = 0,73m_3\left(\ddot{\psi}\cos\psi - \dot{\psi}^2\sin\varphi\right) + 0,5m_4 a\omega^2\sin\varphi. \qquad (3)$$

Полученное дифференциальное уравнение является нелинейным относительно двух параметров φ и ψ.

Используя тригонометрические тождества, сведем параметры φ и ψ к параметру φ. Поскольку $a\sin\varphi = l\sin\psi$, получим

$$\begin{gathered}\sin\psi = \frac{a}{l}\sin\varphi; \quad \cos\psi = \sqrt{1-\frac{a^2}{l^2}\sin^2\varphi}; \\ \dot{\psi} = \frac{a}{l}\frac{\cos\varphi}{\cos\psi}\dot{\varphi}; \quad \ddot{\psi} = \frac{1}{\cos\psi}\left(\dot{\psi}^2\sin\psi - \frac{a}{l}\omega^2\dot{\varphi}\sin\omega t\right).\end{gathered} \qquad (4)$$

Примем допущение, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω, тогда $\varphi = \omega t$. Таким образом, дифференциальное уравнение (3) с помощью переходных формул (4) приобретает вид

$$A\ddot{x} + Bx = f(t). \qquad (5)$$

Решение этого уравнения осуществим с помощью программы MathCAD [3] для двигателя автомобиля ВАЗ–2107 со следующими данными: m_1=0,45 кг; m_2=140 кг; m_3=0,7 кг; m_4=2,5 кг; ω=14 рад/с; c=12500 Н/м; a=0,04 м; l=0,136 м; g=9,81 м/с^2.

Экспериментальные замеры производились с помощью прибора для измерения и анализа вибрации «Корсар+» с выводом результатов на компьютер. Диапазон частот измерения был взят от 10 до 400 Гц. На рис. 2 представлены сводные результаты расчетов и измерений на двигателе объемом 1600 см^3, установленном на автомобиле ВАЗ-2107.

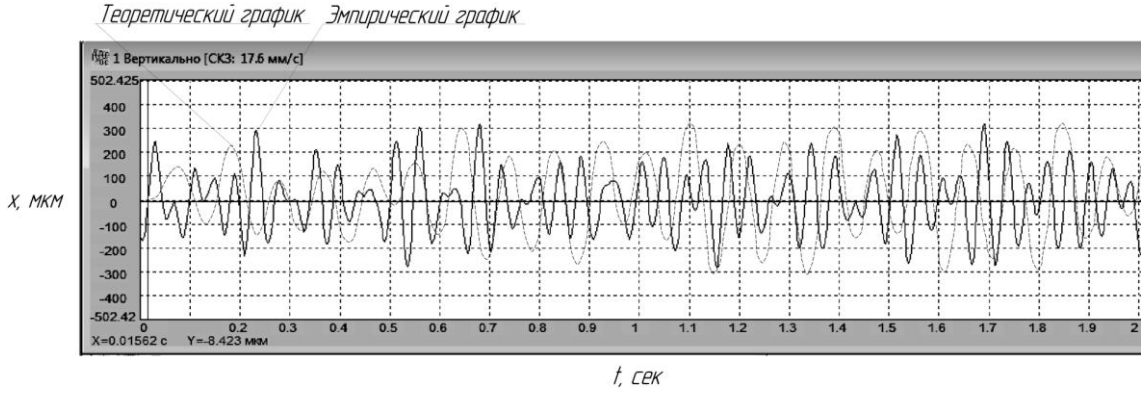


Рис. 2. Сравнительный график расчетных и измеренных на двигателе вибраций

Выводы

1. Проведенные исследования показывают достаточно высокую сходимость расчетных и экспериментальных результатов как по частоте, так и по амплитуде.

2. Наличие на экспериментальной кривой дополнительных «горбов» объясняется влиянием колебаний от соседнего цилиндра двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Барков, А.В. Интеллектуальные системы мониторинга и диагностики машин по вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова // Труды Петербургского энергетического инта повышения квалификации Минпромэнерго РФ. Вып. 9. СПб., 1999.

2. Лойцянский, Л.Г. Курс теоретической механики. Т. II: Динамика / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. М.: Наука, 1983. 640 с.

3. Бертяев, В.Д. Теоретическая механика на базе MathCAD / В.Д. Бертяев. СПб.: БХВ-Петербург, 2005. 752 с.

УДК 681.518.5

А.А. Астапенко, А.И. Астапенко, Ю.П. Сердобинцев

Волгоградский государственный технический университет

ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА ВЫСОКОТОЧНЫХ ШЛИФОВАЛЬНЫХ СТАНКОВ

Рассмотрен ряд вопросов вибрационной диагностики высокоточных шлифовальных станков. Приведены некоторые результаты вибродиагностирования высокоточных станков модели SWäIGL 200HG.

Основной группой станочного оборудования, используемого для обработки деталей подшипников качения, являются шлифовальные станки. Для обеспечения требуемой точности подшипников станок должен обладать высокой степенью технологической надежности, гарантированно обеспечивать параметры изготовляемых деталей в соответствии с установленными техническими требованиями. Это особенно актуально для этапов чистовой и финишной обработки, осуществляющихся на высокоточных шлифовальных станках.

Чистовая обработка деталей подшипников на высокоточных шлифовальных станках является сложным технологическим процессом, на который воздействует большое число различных по длительности и характеру воздействия возмущающих факторов, прямой контроль которых практически невозможен. Основным фактором, определяющим качество обработки деталей на шлифовальных станках, является вибрация узлов станков. Эффективное решение задачи обеспечения качества обработки деталей на высокоточных шлифовальных станках требует применения современных диагностических методов получения информации о протекании вибрационных процессов.

Одними из основных методов оценки фактического технического состояния станка, его способности обеспечивать выходные показатели качества технологического процесса обработки, а также выявления факторов, влияющих на изменение выходных параметров станка, являются методы технической диагностики, которые разделяются на две основные группы – методы предэксплуатационной диагностики новых станков и методы диагностики станочного оборудования в процессе эксплуатации.

Важность эксплуатационной диагностики определяется тем, что существует широкий диапазон условий и режимов эксплуатации оборудования, а также вариация начальных параметров станка, которые приводят к значительной дисперсии в скоростях снижения технологической надежности оборудования и, соответственно, периода надежной эксплуатации станка. Исходя из этого, одним из важнейших видов эксплуа-

тационной диагностики станочного оборудования является вибрационная диагностика, основанная на анализе вибрационных сигналов, отражающих динамические процессы, протекающие в системе «станок – приспособление – инструмент – деталь». Методы вибрационной диагностики, базирующиеся на принципах безразборности, оперативности и универсальности, позволяют успешно решать задачи контроля технического состояния станков благодаря огромной информационной емкости вибрационных процессов, сопровождающих технологические процессы обработки на станках.

Взаимосвязь между параметрами вибрации узлов станков и качеством обработки является существенно нелинейной. В этой связи особое внимание следует уделить решению ряда вопросов, связанных с методикой получения виброметрической информации. Особое значение для разработки современных методик вибродиагностики металлорежущих станков имеет использование эффективных методов разделения источников колебаний отдельных узлов станков, в первую очередь приводов формообразующих элементов.

В типовых методиках испытаний металлорежущих станков для решения данной задачи предполагается использование методов последовательного включения различных источников и сравнения спектров. Основной недостаток первого метода обусловлен ограниченными возможностями раздельного функционирования узлов и механизмов станка, второго метода – недостаточной эффективностью использования в цеховых условиях. Применимость известных в акустической динамике машин методов Гоффа и взаимных спектров также ограничена для безразборной диагностики узлов и механизмов станков в производственных условиях.

Известен принципиально новый метод разделения источников колебаний, основанный на использовании анализа частотно-модулированных процессов, описывающих функционирование узлов станков в нестационарных режимах [1]. В общем случае динамические процессы в приводах как источники колебаний станка при постоянных частотах приводов являются стационарными и ведут к возбуждению стационарных виброакустических процессов. При определенных параметрах работы приводов исследуемые виброакустические сигналы переходят в класс нестационарных линейных случайных процессов. Использование специального математического преобразования к вибрационным процессам, оценки параметров которых связаны с частотой вращения приводов, позволяет повысить эффективность решения задачи разделения источников колебаний. В результате глубина разделения источников колебаний предложенным мето-

дом повышается до отдельно взятой роторной подсистемы станка, в качестве которой может быть представлен привод формообразующего узла: шлифовальной бабки или бабки изделия.

Повышение эффективности решения задачи разделения источников колебаний данным методом имеет большую практическую ценность, т.к. более точное выделение «полезного» сигнала в общем вибрационном поле станочной системы повышает информативность процесса диагностирования состояния отдельных узлов металлорежущих станков.

Рассмотрим некоторые результаты вибрационной диагностики шлифовальных бабок высокоточных внутришлифовальных станков модели SWäIGL 200HG, предназначенных для шлифования цилиндрических и конических отверстий наружных колец подшипников качения. Исследуемые станки эксплуатируются на ряде подшипниковых заводов.

Контрольные точки измерения вибрации были выбраны с учетом конструктивных особенностей данной модели станка, анализа его кинематической схемы и предварительных сведений о характере и величине возникающих динамических нагрузок. Эти точки (рис. 1) были расположены на приводном электродвигателе (точки 1 и 2) и шлифовальной бабке (точки 3 и 4).

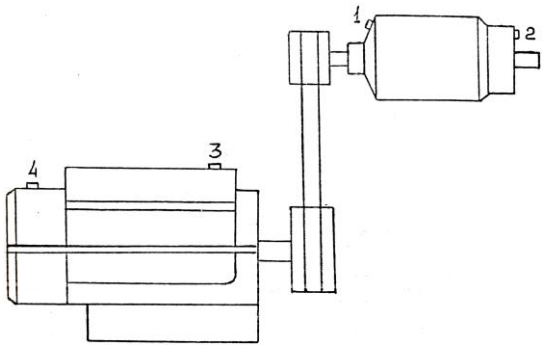
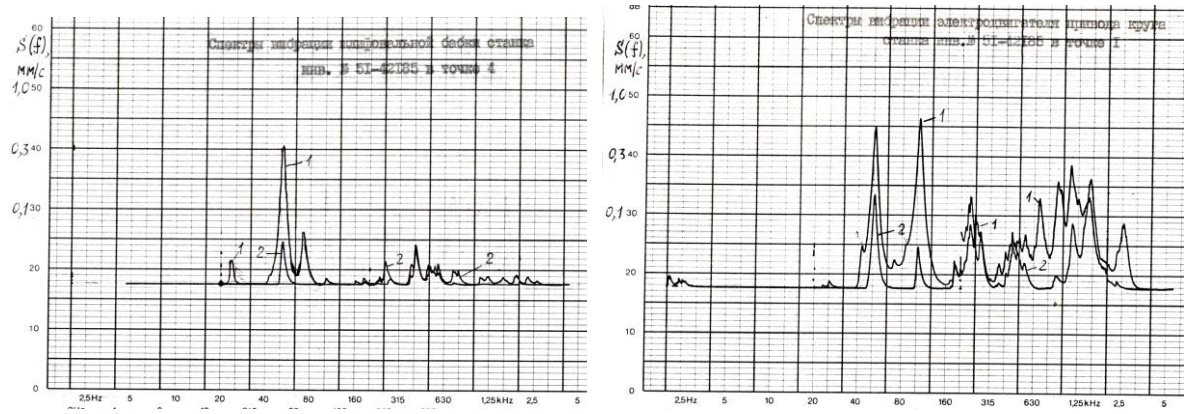


Рис. 1

Технология вибродиагностирования включала в себя измерение общего уровня виброскорости в контрольных точках, а также проведение спектрального анализа вибрационных процессов с выделением наиболее значимых составляющих спектра. Обследование станков было проведено с помощью комплекта виброизмерительной аппаратуры фирмы «Brüel & Kjær».

В результате обследования было установлено, что спектральный состав вибрации шлифовальных бабок (рис. 2, а) значительно отличается от наблюдаемого на при-

водных электродвигателях (рис. 2, б). На шлифовальную бабку передаются преимущественно низкочастотные колебания от электродвигателей.



а) б)

Рис. 2

В связи с этим был сделан вывод, что одним из основных направлений снижения виброактивности шлифовальных бабок станков модели SWäIGL 200HG, влияющей на точность обработки на станках, является устранение источников колебаний, прежде всего низкочастотных, приводных электродвигателей.

По результатам диагностирования выявлены основные дефекты технического состояния электродвигателей, приводящие к возбуждению вибрации. В первую очередь, это дисбаланс роторов и дефекты подшипниковых узлов электродвигателей. Основными мероприятиями по снижению вибрации приводных электродвигателей шлифовальных бабок станков модели SWäIGL 200HG являются балансировка роторов электродвигателей и организация периодического контроля технического состояния подшипников ротора с своевременным устранением выявленных дефектов. Разработана методика балансировки роторов приводных электродвигателей шлифовальных станков.

---

1. Астапенко, А.И. Виброакустическая диагностика машин и механизмов на базе анализа нестационарных временных рядов / А.И. Астапенко // Тезисы докладов II Республиканской конференции по повышению надежности и долговечности машин и сооружений. Киев: Наук. думка, 1985. С. 7–8.

УДК 531.3

К.В. Чаплыгин, С.Ф. Яцун

Курский государственный технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЛУНЖЕРНОГО ГИДРОМОТОРА

Рассматривается построение математической модели работы плунжерного гидромотора ГСТ колесных машин, позволяющей проводить исследование процесса работы трансмиссии как в штатных, так и в нештатных режимах работы, а также воспроизводить возможные дефекты и разрушения деталей мотора.

Работа сложных машин и механизмов в промышленности и на транспорте в повседневной жизни неразрывно связана с эффектом вибраций, интенсивность и характер которых проявляются разным образом в зависимости от технического состояния оборудования. Поэтому, анализируя вибрации тем или иным методом, можно без вывода оборудования из рабочего режима, т.е. без демонтажа или разборки, получить достаточно полную и достоверную информацию о его текущем состоянии и зарождающихся в нем неисправностях. Проводя такой анализ периодически, можно, исходя из динамики изменений вибраций во времени, спрогнозировать остаточный рабочий ресурс задолго (недели, месяцы) до выхода оборудования из строя.

Эффективная работа приводов гидростатических трансмиссий колесной техники во многом определяется широким набором разнообразных свойств, явлений и процессов в трибологических элементах, детальное изучение которых стало возможным с получившим в настоящее время интенсивным развитием компьютерных и электронных технологий. В парах трения аксиально-поршневых гидромоторов происходит наиболее интенсивный износ, что существенно влияет на наработку, а также и на работоспособность всего гидропривода колесных машин.

Для создания устройств получения полной и достоверной информации о его текущем состоянии и зарождающихся в нем неисправностях необходимо найти оптимальную запись математической модели с возможными допустимыми упрощениями, с одной стороны, и с достаточным количеством параметров для ее более полного отображения – с другой.

Ниже рассматривается построение математической модели плунжерного гидромотора, позволяющей проводить исследование процесса работы гидростатической трансмиссии как в штатных, так и в нештатных режимах работы, а также воспроизводить возможные дефекты и разрушения деталей гидромотора, что крайне важно при

построении диагностической аппаратуры, основанной на методах неразборной диагностики и неразрушающего контроля.

Расчетная схема одного плунжера гидромотора представлена на рис. 1.

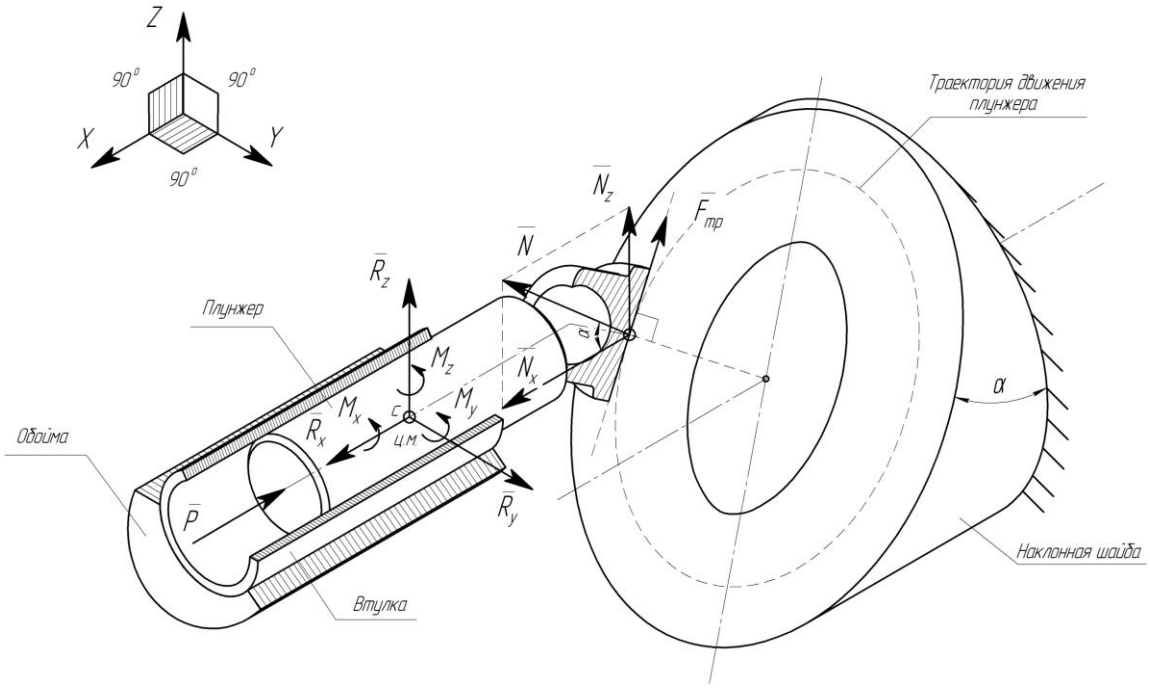


Рис. 1. Расчетная схема плунжера гидромотора

С одной стороны плунжер через шарнир соединяется с подпятником, который опирается на неподвижную наклонную шайбу, с обратной стороны на плунжер действует сила давления жидкости P, которая представляет собой результирующую от давления жидкости, действующего со стороны магистрали высокого давления P_m и внутриполостного давления корпуса гидромотора $P_{\text{вп}}$:

$$P = (P_{\text{вп}} - P_m)\frac{\pi d_{\text{пл}}^2}{4}, \qquad (1)$$

где $d_{\text{пл}}$ – диаметр плунжера.

В точке контакта подпятника и наклонной шайбы возникают 2 силы: нормальная сила реакции N, направленная перпендикулярно наклонной шайбе, и сила трения $F_{\text{тр}}$, которая является силой граничного трения, т.е. представляет собой совокупность сил сухого и вязкого трения. Соотношение и величина составляющих сил трения зависит от степени износа наклонной шайбы, подпятника, плунжерной пары, качества рабочей жидкости, режима работы и т.д. Такой режим смешанной (полужидкой) смазки широко распространен в узлах трения деталей машин: одни участки поверхности контактирующих тел разделены гидродинамическим слоем, а другие граничным.

Контакт плунжера и обоймы создает две пространственно распределенных нагрузки q_1 и q_2, которые можно заменить двумя равнодействующими силами Q_1 и Q_2, проходящими через ось поршня перпендикулярно ей под углами β_1 и β_2 к плоскости XY и приложенными на расстоянии x_1 и x_2 (рис. 2). В этих точках также возникают силы трения $F_{тр1}$ и $F_{тр2}$, направленные по касательной к поверхности плунжера. Приведем систему сил, действующих на плунжер со стороны обоймы, к главному вектору R и главному моменту M, приложенным в центре масс плунжера.

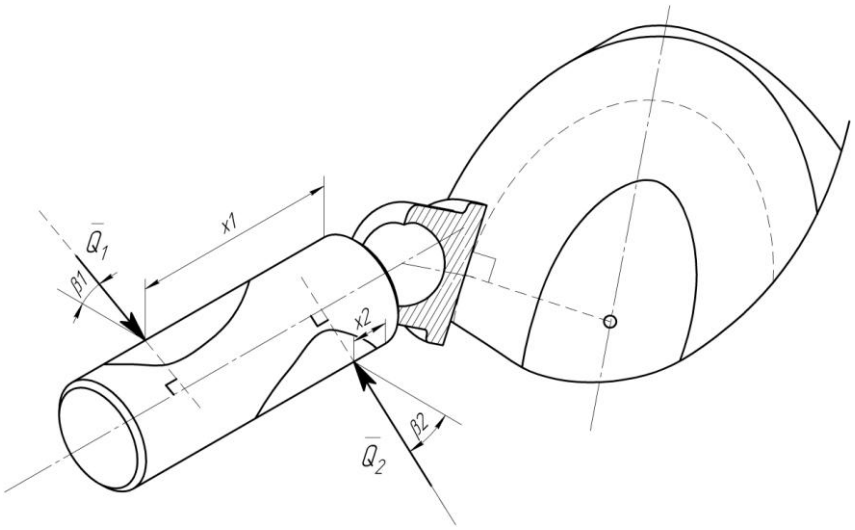


Рис. 2. Представление пространственной распределенной нагрузки

Запишем уравнения движения плунжера с учетом сил, действующих на подпятник:

$$m\ddot{x}_M = -P + R_x + N\cos\alpha - F_{трx}; \tag{2}$$

$$m\ddot{y}_M = R_y - F_{тру}; \tag{3}$$

$$m\ddot{z}_M = R_z - F_{трz}; \tag{4}$$

$$\begin{aligned} &J_x\ddot{\varphi}_{Mx} = N\sin\alpha(y_k - y_p) + F_{тр}\cos(F_{тр}; y)(z_k - z_p) + \\ &+F_{тр}\cos(F_{тр}; z)(y_k - y_p) + \mu\dot{y}(z_k - z_p) + \mu\dot{z}(y_k - y_p) + M_x = 0; \end{aligned} \tag{5}$$

$$J_y\ddot{\varphi}_{My} = Nx_k\cos\alpha - Nz_k\sin\alpha - Pz - R_x z + R_z x + M_y = 0; \tag{6}$$

$$\begin{aligned} &J_z\ddot{\varphi}_{Mz} = -Ny_k\sin\alpha - F_{тр}y_k\cos(F_{тр}, x) - F_{тр}x_k\cos(F_{тр}; y) - \mu\dot{x}y_k - \\ &-\mu\dot{y}x_k + Py - R_x y + R_y x + M_z = 0, \end{aligned} \tag{7}$$

где x_M, y_M, z_M, φ_{Mx}, φ_{My}, φ_{Mz} – координаты положения и углы поворота соответственно центра тяжести системы «плунжер – подпятник»; x_k, y_k, z_k – координаты положения точки приложения равнодействующей распределенной реакции опоры N и силы трения $F_{тр}$; x_p, y_p, z_p – координаты положения центра масс подпятника; x, y, z – координаты

центра масс плунжера; R_x, R_y, R_z, M_x, M_y, M_z – соответствующие проекции главного вектора и главного момента на координатные оси; N – нормальная сила реакции в точке контакта подпятника и наклонной шайбы; $F_{\text{трx}}, F_{\text{тру}}, F_{\text{трz}}$ – соответствующие проекции силы трения на оси координат;

$$F_{\text{трx}} = \mu\dot{x} + \begin{cases} fN\cos(F_{\text{тр}};x)\text{sign}(\dot{x}), |\dot{x}| > 0; \\ fN\cos(F_{\text{тр}};x)\text{sign}(\sum F_x), \dot{x} = 0, \left|\sum F_x\right| > fN\cos(F_{\text{тр}};x); \\ \sum F_x, \dot{x} = 0, \left|\sum F_x\right| < fN\cos(F_{\text{тр}};x); \end{cases} \quad (8)$$

$$F_{\text{тру}} = \mu\dot{y} + \begin{cases} fN\cos(F_{\text{тр}};y)\text{sign}(\dot{y}), |\dot{y}| > 0; \\ fN\cos(F_{\text{тр}};y)\text{sign}(\sum F_y), \dot{y} = 0, \left|\sum F_y\right| > fN\cos(F_{\text{тр}};y); \\ \sum F_y, \dot{y} = 0, \left|\sum F_y\right| < fN\cos(F_{\text{тр}};y). \end{cases} \quad (9)$$

$$F_{\text{трz}} = \mu\dot{z} + \begin{cases} fN\cos(F_{\text{тр}};z)\text{sign}(\dot{z}), |\dot{z}| > 0; \\ fN\cos(F_{\text{тр}};z)\text{sign}(\sum F_z), \dot{z} = 0, \left|\sum F_z\right| > fN\cos(F_{\text{тр}};z); \\ \sum F_z, \dot{z} = 0, \left|\sum F_z\right| < fN\cos(F_{\text{тр}};z). \end{cases} \quad (10)$$

В представленных выражениях составляющие $\mu\dot{x}$, $\mu\dot{y}$, $\mu\dot{z}$ описывают вязкое трение, пропорциональное скорости движения плунжера относительно неподвижной шайбы, в проекциях на координатные оси. Второе слагаемое описывает силу сухого кулоновского трения.

Так как система уравнений движения плунжера является неопределимой, т.е. количество неизвестных превышает число уравнений, необходимо систему дополнить уравнениями связи. Запишем уравнение вращения обоймы при условии, что на нее действует сила только со стороны одного плунжера:

$$-J\ddot{\varphi} = M_{nagr} - R_y R\cos(\varphi) - R_z R\sin(\varphi)\,, \quad (11)$$

где M_{nagr} – момент сопротивления (нагрузки) выходного вала гидромотора. Эту величину можно задавать периодическим законом либо случайной величиной, принимаемой в некотором диапазоне, для приближения математической модели к реальным условиям эксплуатации гидромотора.

Кроме того, учитывая, что переносное вращение плунжера вокруг оси x определяется только углом поворота обоймы, выразим через него координаты y и z и определим их производные:

$$y = R\sin(\varphi);\quad \dot{y} = R\cos(\varphi)\dot{\varphi};\quad \ddot{y} = R(-\sin(\varphi)\dot{\varphi}^2 + \cos(\varphi)\ddot{\varphi});$$

$$z = R\cos(\varphi);\quad \dot{z} = -R\sin(\varphi)\dot{\varphi};\quad \ddot{z} = -R(\cos(\varphi)\dot{\varphi}^2 + \sin(\varphi)\ddot{\varphi}). \qquad (12)$$

При условии безотрывного движения плунжера по поверхности шайбы координата x также может быть выражена через угол φ следующим образом:

$$z = ax + b = x\ \mathrm{tg}(90 + \alpha) + x_0;$$

$$x = x_0\ \mathrm{tg}(\alpha) - z\ \mathrm{tg}(\alpha); \qquad (13)$$

$$\dot{x} = R\ \mathrm{tg}(\alpha)\sin(\varphi)\dot{\varphi};$$

$$\ddot{x} = R\ \mathrm{tg}(\alpha)(\cos(\varphi)\dot{\varphi}^2 + \sin(\varphi)\ddot{\varphi}).$$

Уравнения (2)–(4) с учетом выражений (8)–(10) описывают работу плунжера аксиально-поршневого гидромотора ГСТ. Выражения (11)–(13) дополняют и позволяют решить математическую модель.

Решение может осуществляться множеством способов с применением специальных программных пакетов, позволяющих проводить исследования при различных параметрах со множеством условий.

Для решения дифференциальных уравнений будем использовать математический пакет MatLAB/Simulink, как наиболее мощный, гибкий и интуитивно понятный, используемый для решения задач технических вычислений.

Решение математической модели приведено на рис. 3.

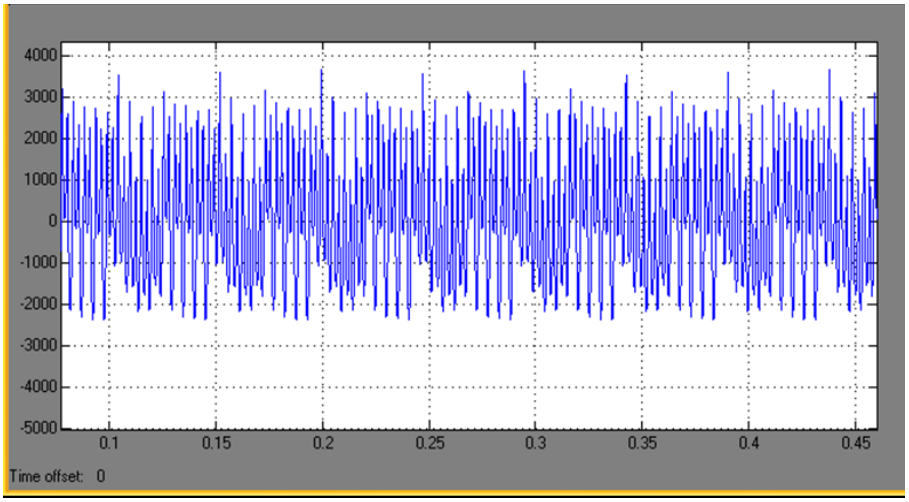


Рис. 3. Сигнал ускорения вращения выходного вала гидромотора с учетом сил, действующих со стороны девяти плунжеров

Исследуя поведение системы при различных параметрах, в частности при различных соотношениях составляющих вязкого и сухого трения между подпятником плунжера и наклонной шайбой и между плунжером и обоймой, можно выявить диагностические признаки, позволяющие определять дефекты методами неразрушающего контроля, такими, как измерение вибрации корпуса, давления рабочей жидкости в магистралях и т. д.

Работа выполнена в рамках госконтракта № П2228 от 11.11.2009 г.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Комисарик, С.Ф. Гидравлические объемные трансмиссии / С.Ф. Комисарик. М.: Машгиз, 1963. 155 с.

2. Ширман, А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман. М.: Москва, 1996. 276 с.

3. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для машиностроит. вузов / Т.М. Башта. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.

4. Никитин, Н.Н. Курс теоретической механики / Н.Н. Никитин. М.: Высш. шк., 2003. 720 с.

5. Бардышев, О.А. Повышение эффективности обслуживания и ремонта машин с гидроприводом / О.А. Бардышев // Механизация строительства. 1985. №9. С. 11–12.

УДК 531.3

К.В. Чаплыгин

Курский государственный технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА

Приведено решение математической модели аксиально-поршневого гидромотора, а также способ автоматического диагностирования узлов трансмиссии с использованием современных информационных систем и технологий.

Объемные гидроприводы предназначены для передачи движения от двигателя к ходовой части с бесступенчатым регулированием скорости движения и тяги при ручном управлении и привода исполнительных элементов строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин отечественного и импортного производства. Гидропривод (гидростатическая трансмиссия (ГСТ)) – это совокупность устройств,

предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством гидравлической энергии. Обязательными элементами гидропривода ГСТ являются насос и гидромотор. Для проверки работоспособности этих узлов разработано довольно много видов диагностического и испытательного оборудования. Существуют методики проверки работы ГСТ в полевых условиях и проверки работоспособности в лабораториях на диагностических стендах. Проблемы прочности и разрушения деталей приводов при статическом нагружении изучены достаточно хорошо, в отличие от процесса деформации и разрушения деталей ГСТ в условиях динамических воздействий. Поэтому необходимо разрабатывать и внедрять новое оборудование, позволяющее изучать свойства и структуру материала при динамических нагружениях для повышения эффективности работы приводов и увеличения срока их службы.

Для этого необходимо исследовать динамику гидронасоса и гидромотора. Для создания устройств получения полной и достоверной информации о его текущем состоянии и зарождающихся в нем неисправностях необходимо найти оптимальную запись математической модели с возможными допустимыми упрощениями, с одной стороны, и с достаточным количеством параметров для ее более полного отображения – с другой. Исходя из этого, была составлена расчетная схема и построена математическая модель гидромотора [1] (математическая модель гидронасоса имеет симметричную структуру). На рис. 1 приведена расчетная схема гидромотора.

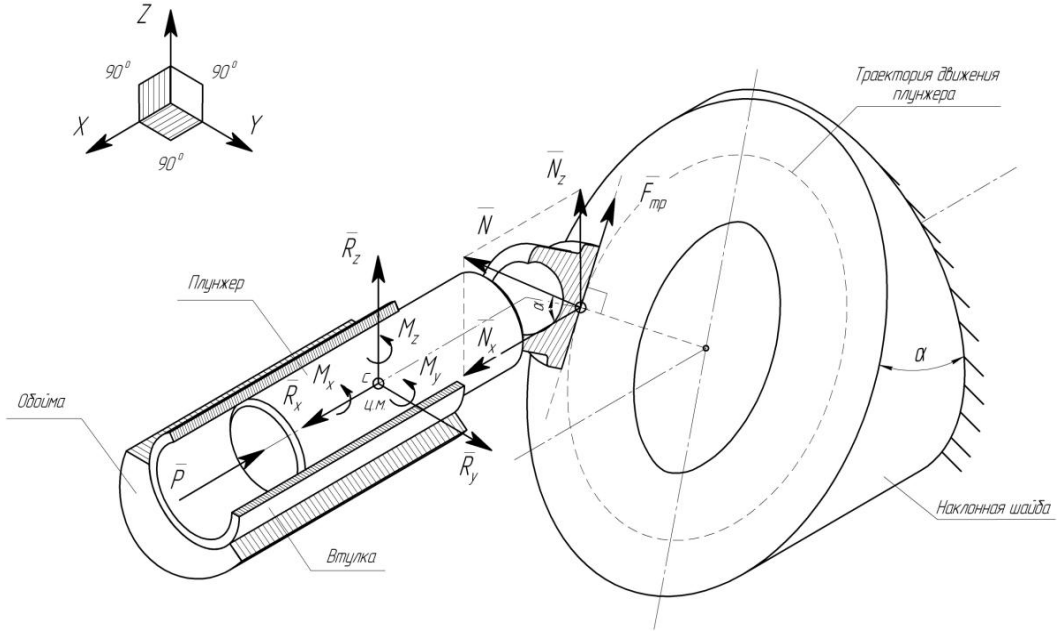


Рис. 1. Расчетная схема плунжерного гидромотора

Для упрощения на схеме показан один плунжер. Уравнения (1)–(6) описывают работу плунжера аксиально-поршневого гидромотора ГСТ. Выражение (7), описывающее вращение обоймы, а также выражения (8), (9), определяющие координаты положения плунжера, дополняют и позволяют решить математическую модель.

$$m\ddot{x}_M = -P + R_x + N\cos\alpha - F_{\text{тр}x}; \tag{1}$$

$$m\ddot{y}_M = R_y - F_{\text{тр}y}; \tag{2}$$

$$m\ddot{z}_M = R_z - F_{\text{тр}z}; \tag{3}$$

$$\begin{aligned} &J_x\ddot{\varphi}_{Mx} = N\sin\alpha(y_k - y_p) + F_{\text{тр}}\cos(F_{\text{тр}}; y)(z_k - z_p) + \\ &+F_{\text{тр}}\cos(F_{\text{тр}}; z)(y_k - y_p) + \mu\dot{y}(z_k - z_p) + \mu\dot{z}(y_k - y_p) + M_x = 0; \end{aligned} \tag{4}$$

$$J_y\ddot{\varphi}_{My} = Nx_k\cos\alpha - Nz_k\sin\alpha - Pz - R_x z + R_z x + M_y = 0; \tag{5}$$

$$\begin{aligned} &J_z\ddot{\varphi}_{Mz} = -Ny_k\sin\alpha - F_{\text{тр}}y_k\cos(F_{\text{тр}}, x) - F_{\text{тр}}x_k\cos(F_{\text{тр}}; y) - \mu\dot{x}y_k - \\ &-\mu\dot{y}x_k + Py - R_x y + R_y x + M_z = 0; \end{aligned} \tag{6}$$

$$-J\ddot{\varphi} = M_{nagr} - R_y R\cos(\varphi) - R_z R\sin(\varphi); \tag{7}$$

$$y = R\sin(\varphi);\quad \dot{y} = R\cos(\varphi)\dot{\varphi};\quad \ddot{y} = R(-\sin(\varphi)\dot{\varphi}^2 + \cos(\varphi)\ddot{\varphi});$$

$$z = R\cos(\varphi);\quad \dot{z} = -R\sin(\varphi)\dot{\varphi};\quad \ddot{z} = -R(\cos(\varphi)\dot{\varphi}^2 + \sin(\varphi)\ddot{\varphi}); \tag{8}$$

$$x = x_0\ \text{tg}(\alpha) - z\ \text{tg}(\alpha);\quad \dot{x} = R\ \text{tg}(\alpha)\sin(\varphi)\dot{\varphi};\quad \ddot{x} = R\ \text{tg}(\alpha)(\cos(\varphi)\dot{\varphi}^2 + \sin(\varphi)\ddot{\varphi}). \tag{9}$$

Решение данных уравнений может осуществляться множеством способов с применением специальных программных пакетов, позволяющих проводить исследования при различных параметрах со множеством условий. Для решения полученной матмодели используем сертифицированную автоматизированную систему научных исследований (АСНИ) MathLAB/Simulink, получившую широкое применение. Данный инструментарий позволяет решать дифференциальные уравнения численными методами, такими, как метод Рунге – Кутта, Эйлера, Дормана – Принса и т.д.

Математическую модель реализуем, используя стандартные блоки пакета. Блочная реализация математической модели работы аксиально-поршневого гидромотора приведена на рис. 2.

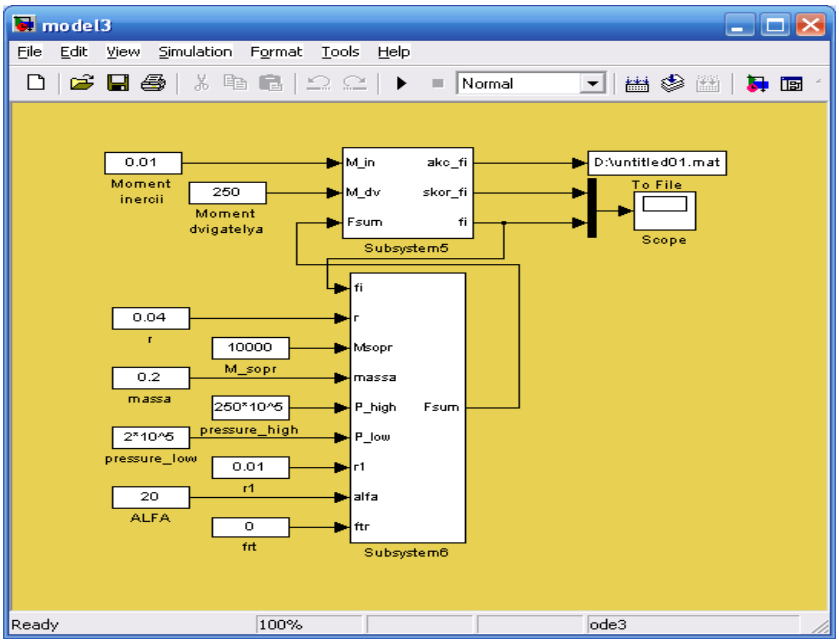


Рис. 2. Реализация математической модели в программе MatLAB/Simulink

Входными параметрами для решения являются следующие параметры:

– момент сопротивления выходного вала гидромотора, который предварительно будет задан постоянной величиной; в дальнейшем эту величину можно задавать периодическим законом либо случайной величиной, принимаемой в некотором диапазоне, для приближения математической модели к реальным условиям эксплуатации гидромотора;

– суммарный момент инерции обоймы и вала двигателя, определяемый по теореме Штейнера;

– радиус от центра плунжера до центра обоймы (r, м); это величина постоянная, принимаемая в зависимости от типа гидромотора;

– масса плунжера (m, кг).

Выходными параметрами являются: угол поворота обоймы, первая и вторая производные угла поворота обоймы.

Блок Subsystem5 представляет собой запись выражения (7), т.е. задает вращение обоймы с определенной частотой и поддержанием этой частоты в определенном диапазоне. На входе блока задаются параметры, описанные выше, на выходе – угловая скорость вращения, скорость и угол поворота обоймы. Внутренняя структура блока Subsystem5 представлена на рис. 3.

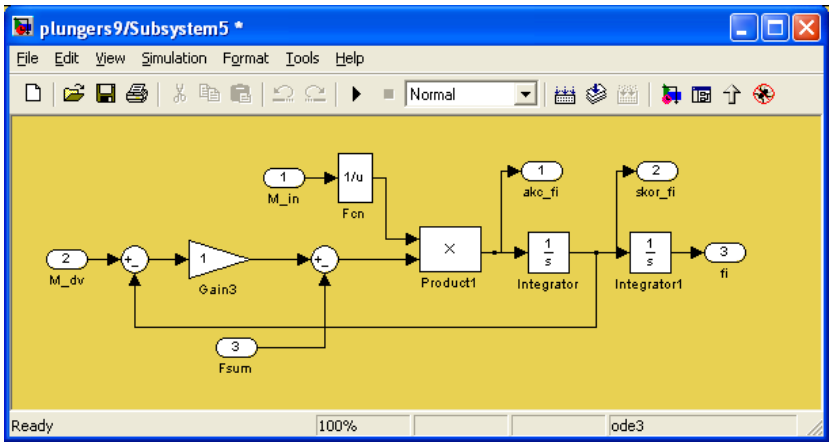


Рис. 3. Внутренняя структура блока Subsystem5

Блок Subsystem6 представляет собой запись выражений (1)–(3), позволяющих определить реакции со стороны одного плунжера. Внутренняя структура блока Subsystem6 приведена на рис. 4.

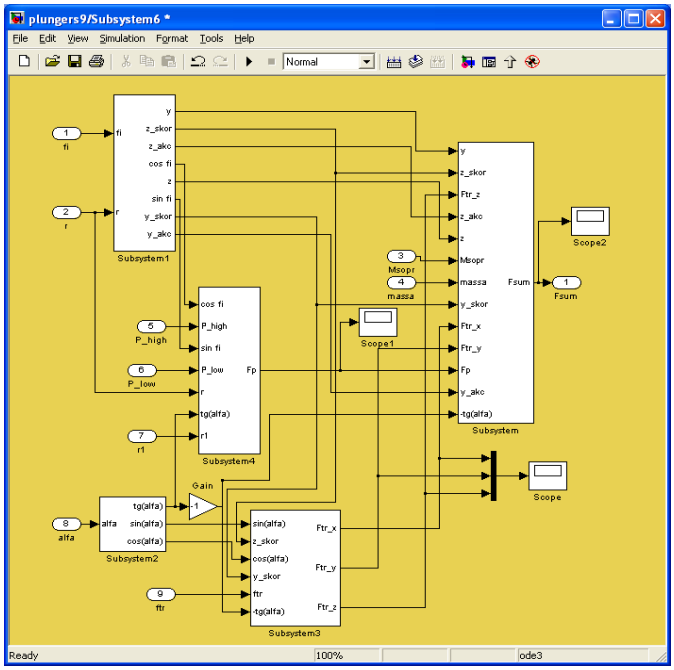


Рис. 4. Внутренняя структура блока Subsystem6

Блок Subsystem6 включает в себя 5 подсистем, необходимых для решения, таких, как блок расчета тригонометрических функций Subsystem1, блок расчета тригонометрических параметров Subsystem2, блок подсчета параметров трения Subsystem3, блок подсчета величин давления в текущий момент времени Subsystem4, блок расчета сил, оказывающих воздействие на обойму, Subsystem.

Один из сигналов углового ускорения обоймы, полученный в результате решения математической модели, приведен на рис. 5.

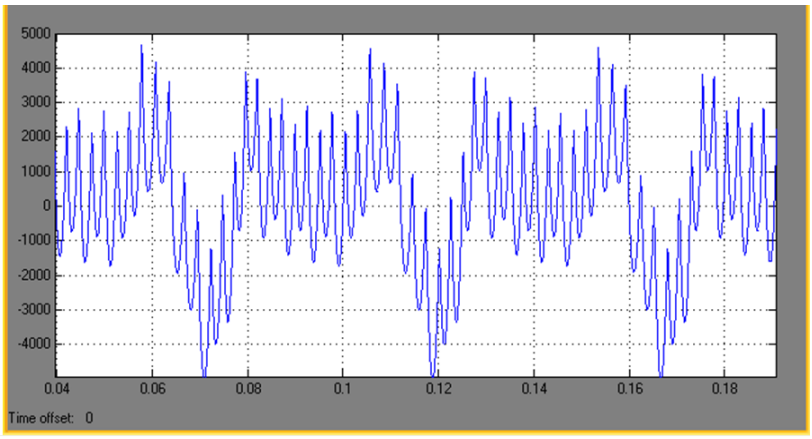


Рис. 5. Сигнал углового ускорения выходного вала гидромотора с учетом сил, действующих со стороны одного плунжера

Для определения разрушения плунжерной пары гидромотора необходимо выделить диагностические признаки, по которым можно было бы однозначно сказать о присутствующем дефекте. Анализ литературных источников и собственных исследований показал, что пары трения гидростатической трансмиссии выходят из строя в результате повреждений поверхностей, вызывающих существенное изменение их макро- и микрогеометрии, в результате гидроабразивного изнашивания, изнашивания вследствие пластической деформации, схватывания, кавитационного разрушения, эрозии и коррозии. Также можно утверждать, что практически при любом виде изнашивания пар трения изменяется форма и шероховатость поверхности, т.е. изменяется коэффициент трения. Данное свойство можно использовать в качестве признака, указывающего на износ пар трения.

Построим семейство спектров, полученных при различных коэффициентах трения, которые характеризуют поверхность плунжерной пары. На рис. 6 представлена часть частотных спектров, а именно 3-я и 4-я гармоники.

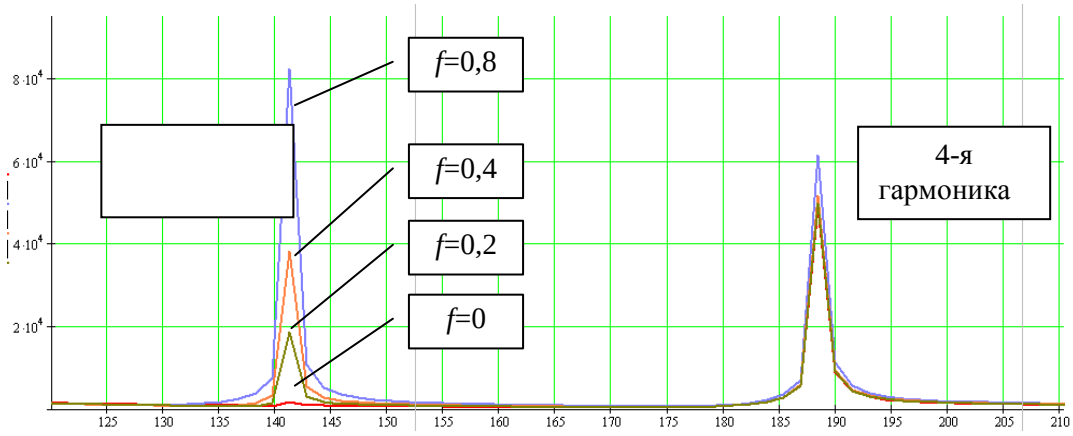


Рис. 6. Частотные спектры сигналов вращения обоймы

По частотным спектрам видно, что изменение коэффициента трения приводит к изменению пиков нечетных гармоник. Наиболее явное изменение пиков проявляется на 3-й гармонике. Согласно [2] изменение пиков нечетных гармоник является показателем присутствия трения. Исходя из этого, можно сказать о том, что математическая модель адекватно описывает рассматриваемую систему, а также это свойство можно использовать в качестве диагностического признака.

В большинстве работ по вибродиагностике, посвященных проблеме выявления дефекта, информативные диагностические признаки связаны с энергетическим спектром сигнала: амплитудой, продолжительностью и моментом появления импульса, а также амплитудой, частотой и фазой гармонического сигнала. Поэтому для подтверждения дефекта в данной системе построим энергетические спектры сигналов (рис. 7).

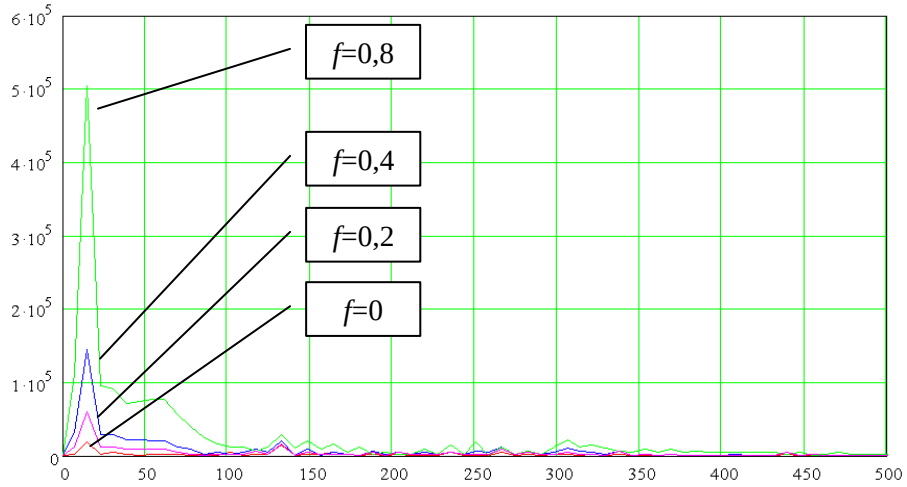


Рис. 7. Энергетические спектры сигналов ускорения вращения обоймы

Анализируя энергетические спектры сигналов, можно сказать, что при изменении коэффициента трения от минимального до максимального форма энергетических спектров явно меняется. Пики спектров возрастают с увеличением коэффициента трения. Данное свойство можно использовать при построении диагностической аппаратуры, позволяющей оценивать техническое состояние пар трения аксиально-поршневых гидромоторов и гидронасосов, являющихся частью ГСТ колесной техники, для этого необходимо в схему гидропривода интегрировать средства измерения и анализа вибрации. Используя такие системы автоматического диагностирования, представляется возможным разработать такие устройства, которые можно будет устанавливать непосредственно на технике, и с их помощью выводить информацию о состоянии ГСТ на дисплей панели приборов, а также делать прогнозы о ресурсе агрегатов [3].

Работа выполнена в рамках госконтракта № П2443 от 19.11.2009 г.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чаплыгин, К.В. Составление математической модели аксиально-поршневого гидромотора / К.В. Чаплыгин, С.Ф. Яцун // Изв. Самарского науч. центра РАН. 2009. Т. 11(27), №5 (2). С. 362–365.

2. Методы классической и современной теории автоматического управления: учеб.: в 5 т. Т. 1: Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления / под ред. К.А. Пупкова, Н.Д. Егупова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во Моск. гос. техн. ун-та им. Н.Э. Баумана, 2004. 656 с., ил.

3. Козявин, А.А. Система автоматического диагностирования гидростатических приводов самоходных машин / А.А. Козявин, К.В. Чаплыгин // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. Курск, 2008. С. 188–195.

УДК 621.822

А.Ю. Корнеев, М.М. Ярославцев, А.В. Афонин

Орловский государственный технический университет

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ КОНИЧЕСКОГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ НА НЕСУЩУЮ СПОСОБНОСТЬ

В статье рассмотрено влияние геометрической формы конического гидродинамического подшипника скольжения (КГДП) на основную интегральную характеристику – несущую способность.

Широкое применение в качестве опор роторов современных высокоскоростных турбомашин находят конические гладкие гидродинамические подшипники скольжения (КГГДП) (рис. 1). Это обусловлено, прежде всего, простотой конструкции за счет отсутствия дросселирующих элементов и, как следствие, ее удешевлением и упрощением эксплуатации. Для оценки работоспособности исследуемых роторно-опорных узлов высокоскоростных турбомашин необходимо рассмотреть как динамические, так и интегральные характеристики этих опор. Основой расчета характеристик подшипников скольжения, в частности конических, является функция распределения давлений в смазочном слое, от точности определения которой зависит точность расчета основных характеристик [1].

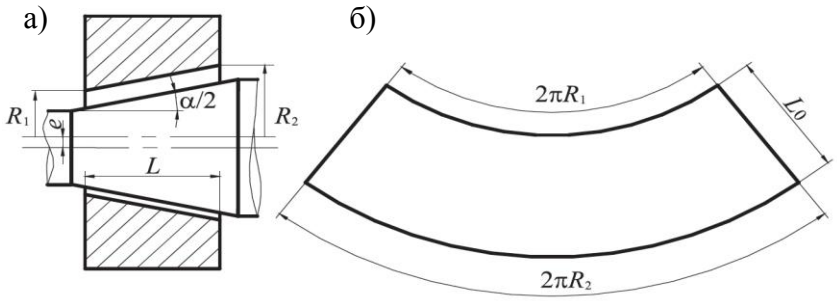


Рис. 1. Расчетная схема (а) и развертка поверхности (б) КГГДП

Одним из недостатков классических гидродинамических опор является ограниченная виброустойчивость. Заменяя гладкую поверхность многоклиновой, можно существенно изменить характеристики опоры: снижается несущая способность, но при этом возрастает устойчивость движения вала благодаря возникновению дополнительных гидродинамических клиньев в ненагруженной зоне. При правильно подобранных давлении подачи смазочного материала и геометрических характеристиках многоклиновые подшипники способны почти полностью подавлять вихрь и биение роторов высокоскоростных турбомашин.

Конический многоклиновый гидродинамический подшипник (КМГДП) (рис. 2), развертка опорной поверхности которого представляет собой трапецеидальную область, разделенную в окружном направлении на N_S равных участков (клиньев или сегментов), позволяет, помимо повышения виброустойчивости, воспринимать и значительные осевые нагрузки, возникающие в современных высокоскоростных турбомашинах [2].

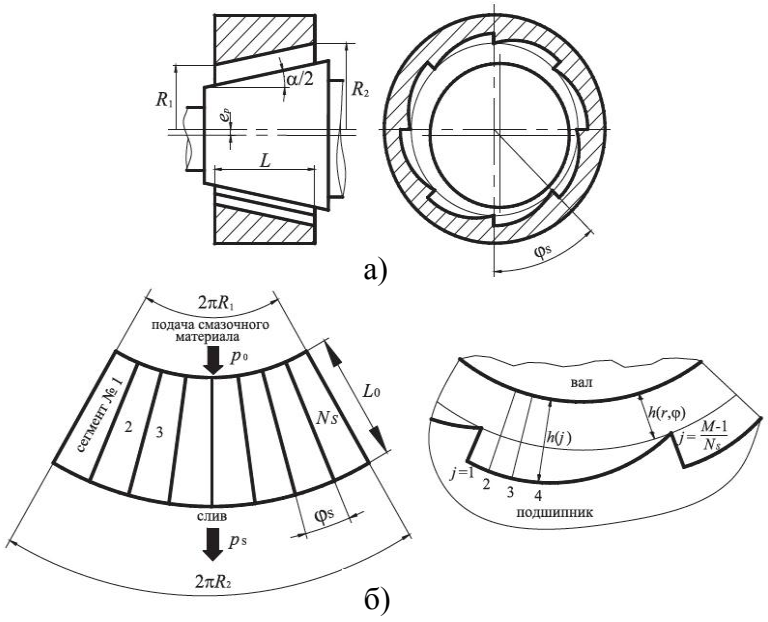


Рис. 2. Расчетная схема (а) и развертка опорной поверхности (б) КМГДП

Совмещение в одной конструкции двух различных типов опор скольжения позволяет получить новый тип гибридного подшипника, совмещающего в своей конструкции гладкую и многоклиновую части (рис. 3). Преимущество данного типа подшипника заключается в следующем: гладкая часть опоры обеспечивает большую несущую способность, тогда как многоклиновая – большую устойчивость. Использование таких типов опор необходимо в случаях, если требуется обеспечить большую несущую способность при сохранении устойчивого положения роторов высокоскоростных турбомашин. Это особенно актуально для различных высокоскоростных турбоагрегатов, используемых в авиа- и ракетно-космической технике [2].

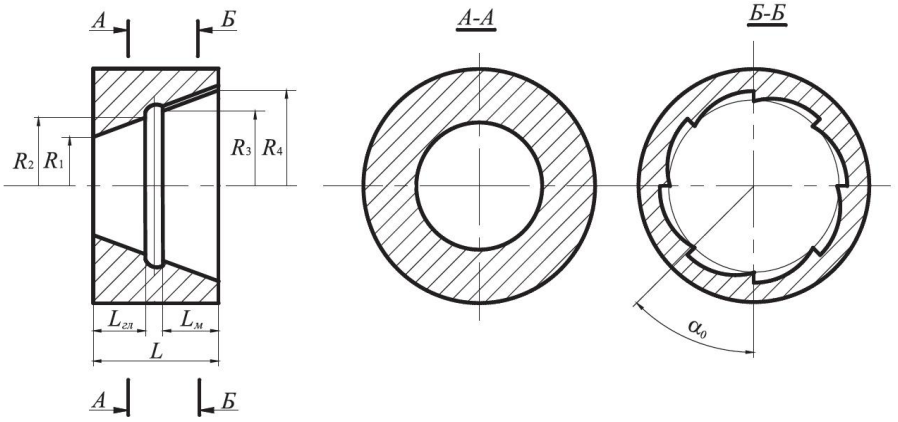


Рис. 3. Схема гибридной опоры

Сложность построенной математической модели, обусловленная многогранностью гидродинамических и теплофизических явлений, происходящих в смазочном слое конического подшипника, не позволяет получить аналитическое решение для функции распределения давлений в смазочном слое. В качестве численного метода при расчете поля давлений применяется метод конечных разностей. Интегрирование найденного поля давлений позволяет определить основные статические характеристики конических опор жидкостного трения по следующим зависимостям:

$$W = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2 + R_Z^2}\,, \tag{1}$$

где R_X, R_Y, R_Z – проекции гидродинамических сил, действующих на цапфу, на соответствующие оси координат;

$$R_X = \int_{r_1}^{r_2}\int_{0}^{\varphi_к} p\sin\beta\cos\left(\alpha/2\right) r d\varphi dr;\; R_Y = \int_{r_1}^{r_2}\int_{0}^{\varphi_к} p\cos\beta\cos\left(\alpha/2\right) r d\varphi dr;$$
$$R_Z = \int_{r_1}^{r_2}\int_{0}^{\varphi_к} p\sin\left(\alpha/2\right) r d\varphi dr, \tag{2}$$

где $r_i = R_i / [\sin(\alpha/2)]$; $\varphi_к = 2\pi\sin(\alpha/2)$; p – давление; α – угол конусности; β – угловая координата в окружном направлении; r, φ – осевая и окружная координаты по опорной поверхности подшипника [1, 2].

Предложенные расчетные соотношения реализованы в разработанном программном обеспечении, которое позволяет рассчитать необходимые статические характеристики конических гидродинамических опор жидкостного трения и представить результаты как в размерном виде, удобном для выполнения проектировочных и проверочных расчетов, так и в виде безразмерных коэффициентов, что важно для решения задач оптимизации конструктивных параметров.

Результаты расчета несущей способности для рассмотренных выше подшипников, смазываемых водой, в размерной форме при переменных теплофизических свойствах смазочного материала приведены на рис. 4. Подшипники имеют следующие рабочие и геометрические параметры: длина L = 53 мм, радиус R_2 = 24 мм, угол конусности α = 30°, средний радиальный зазор h_0 = 50 мкм, давление подачи p_0 = 0,2 МПа, температура T = 300 К.

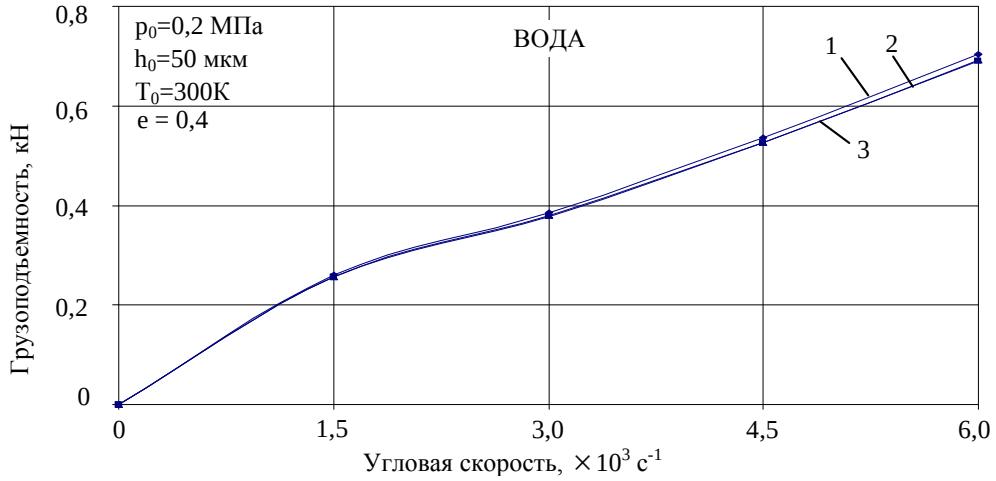


Рис. 3. Несущая способность: 1 – КГГДП; 2 – конического гибридного ГДП; 3 – КМГДП

Уменьшение несущей способности относительно конического гладкого гидродинамического подшипника составило для конического гибридного ГДП 1,7%, а для КМГДП – 2,0%.

Полученные результаты расчета подтверждают ранее высказанные предположения относительно влияния геометрической формы конического гидродинамического подшипника скольжения на его несущую способность.

1. Корнеев, А.Ю. Динамические и интегральные характеристики конических подшипников скольжения: дис. … канд. техн. наук / Корнеев А.Ю. Орел, 2004. 207 с.

2. Корнеев, А.Ю. Конические подшипники жидкостного трения: монография / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, О.В. Соломин; под общ. ред. Л.А. Савина. М.: Машиностроение-1, 2008. 172 с.

UDK 621

J. Viba, V. Beresnevich, M. Eiduks, L. Shtals, E. Kovals, G. Kulikovskis, S. Tsyfansky

Riga Technical University (Latvia)

J.-G. Fontaine

Italian Institute of Technology, Genoa (Italy)

VIBRATION DEVICES WITH VARIABLE WORKING AREA OF HEAD INTERACTING WITH LIQUID OR AIR MEDIUM

Исследована динамика вибрационных устройств, элементы или узлы которых в процессе работы взаимодействуют с окружающей жидкой или газообразной средой. Рассмотрены два типа вибрационных устройств. К первому типу относятся вибрационные машины с возбуждением колебаний от постоянного потока воздуха или жидкости. Основная идея заключается в нахождении оптимального закона управления, по которому целесообразно изменять рабочую площадь исполнительного органа машины, взаимодействующего с окружающей средой. Критерий оптимизации – время, необходимое для перемещения исполнительного органа машины из начального в конечное положение. Вторым объектом исследований является плавниковый движитель рыбы-робота, перемещающегося в жидкости. Целью исследований является отыскание оптимального закона изменения площади вибрирующего хвостового плавника, при котором обеспечивается максимальное положительное значение импульса движущих сил. Обе оптимизационные задачи решены на основе использования принципа максимума Понтрягина. Показано, что при оптимальном управлении рабочая площадь должна принимать граничные величины в пределах заданной области допустимых значений. Рассмотрены примеры синтеза реальных систем мехатроники.

There are different types of engineering devices and objects, which elements or units during operation interact with external air or liquid medium. In many cases such interaction is resulted in increased damping forces, which can be the reason of additional energy losses. This paper considers the possibilities to increase the efficiency of vibration devices of such type by special variation of working area of machine head interacting with external medium. This problem is solved in application to two types of engineering objects: vibration machine with constant air or liquid flow excitation; robotic fish with one-tail propulsive device.

Vibration machine with constant air or liquid flow excitation. The dynamic model of a vibration machine with one degree of freedom and constant air (or liquid) flow $\bar{V}_0$ exci-

tation is shown in Fig. 1 [1]. System consists of working head with mass m connected by spring c and damper b to a stationary base. The main idea is to find out optimal control law for variation of additional area $A(t)$ of vibrating mass m within the following limits:

$$A_1 \le A(t) \le A_2, \tag{1}$$

where A_1 and A_2 are a lower and an upper levels of additional surface area.

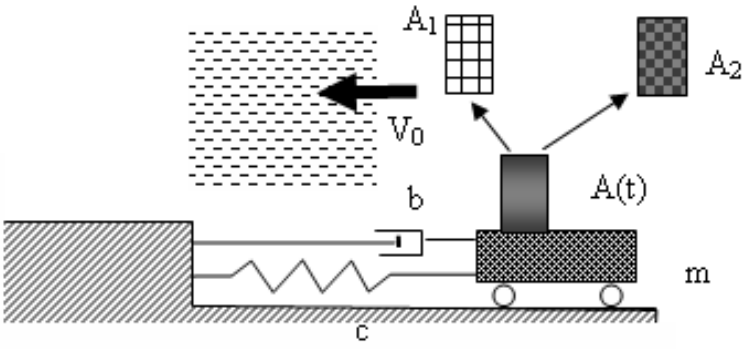


Fig. 1. Dynamic model of the system with area $A(t)$ control

For the system under study (see Fig. 1) the differential equation describing a motion of working head is as follows [1]:

$$m\ \ddot{x} = -c\ \ x - b\ \ \dot{x} -\ u(t)\cdot\ (V_0 + \dot{x})^2, \tag{2}$$

where $u(t) = A(t)\cdot k$, $u(t)$ is a control action, k is a constant; $\ddot{x}, \dot{x}$ and x are an acceleration, velocity and displacement of the object; V_0 is a constant velocity of wind flow. It is necessary to determine the control action $u = u(t)$ in order to move a working head of the system (2) from the initial position $x(t_0)$ to the end position $x(t_1)$ during minimal time $K = T$ (here K is a criterion), if area $A(t)$ has limits (1).

In accordance with [2–4], criterion K for solving of high-speed problem can be written in the following form:

$$K = \int_{t_0}^{t_1} 1\cdot dt\,. \tag{3}$$

By assuming in (3) t_0=0 and t_1=T, it may be shown that K=T. Using substitutions x_1=x and $\dot{x}_1 = x_2$, equation (2) transforms to the following form:

$$\dot{x}_1 = x_2;\ m\ \ \dot{x}_2 = -c\ \ x - b\ \ \dot{x} -\ u(t)\cdot\ (V_0 + \dot{x})^2\,.$$

In this case Hamiltonian H takes the form [5]

$$H = \psi_0 + \psi_1 x_2 + \psi_2 \frac{1}{m}\cdot\left(-cx_1 - bx_2 - u(t)\cdot(V_0 + x_2)^2\right), \tag{4}$$

where $H = \psi \cdot X$. Parameter ψ is determined by the following expression:

$$\psi = \begin{Bmatrix} \psi_0 \\ \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}; \; X = \begin{Bmatrix} 0 \\ x_2 \\ \frac{1}{m} \cdot [-cx_1 - bx_2 - u(t) \cdot (V_0 + x_2)^2] \end{Bmatrix}.$$

Scalar multiplication of two last vector functions ψ and X (Hamiltonian H) in any time must be maximal [2–5]. To have such maximum, control action $u(t)$ must be within the limits $u(t) = u_1$ and $u(t) = u_2$, which depend only from the sign of function ψ_2 described by the following expression [2, 5]:

$$\begin{aligned} &H = \max H, \\ &if \quad \psi_2 \cdot (-u(t) \cdot (V_0 + x_2)^2) = \max. \end{aligned} \tag{5}$$

Therefore, if $\psi_2>0$ then $u(t)=u_1$, but if $\psi_2<0$ then $u(t)=u_2$, where $u_1=A_1 \cdot k$ and $u_2=A_2 \cdot k$, see (1). The main conclusion for optimal control law may be formulated as follows: value of area A in any time must be on bounds of interval (1) – $A(t) = A_1$ or $A(t) = A_2$. In real systems it allows to synthesize quasi optimal control actions (see, for example, [6, 7]). Example of optimal control action is shown in Fig. 2 on phase plane "displacement x_1 – velocity x_2" (analysis is carried out using program MathCAD).

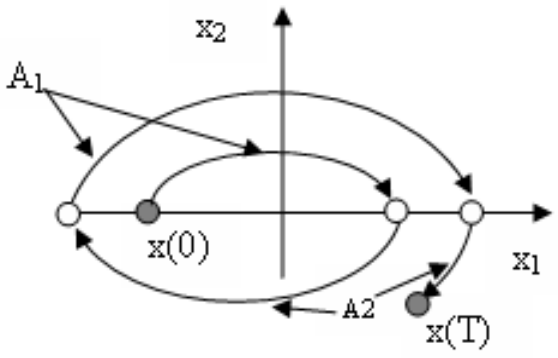


Fig. 2. Optimal control with three switch points, when $x_2 = 0$

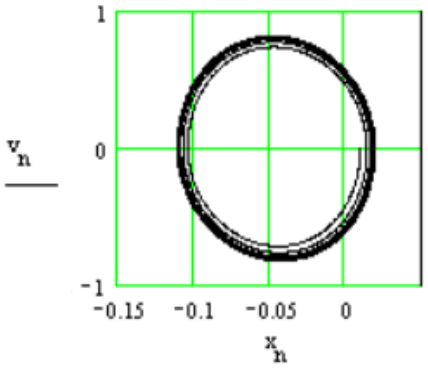


Fig. 3. Motion in phase plane from initial conditions inside limit circle

Motion of the system begins in point with coordinate $x_1(0) = -x_0$ and $x_2(0) = \dot{x}(0) = 0$ (see Fig. 2). Then during system's motion additional area $A(t)$ must be changed in points placed along x_1 axis, i.e. under $x_2 = \dot{x} = 0$. Each next motion step is characterized with increased maximal value $\dot{x}_{max}$ of velocity. This process continues until system reaches its

limit circle (see Fig. 3). By physical essence, air flow action on the system is equivalent to negative tractive resistance force. It is shown that adaptive systems of such type are very stable because air excitation and damping forces depend on velocity in the second power.

Schematic diagram of the synthesized mechatronic system with air flow excitation and adaptive control is shown in Fig. 4 [8]. Working head 1 of the vibration machine is connected with stationary base through elastic element 2. Vibration excitation of the system is realized by the action with air flow *V* on special screen, which consists of two parts: stationary disk 3 and rotatable disk 4. Disk 4 has a possibility to rotate about axis *z* and thanks to this it can change position relative to disk 3. Rotation of disk 4 is realized with the aid of step motor 5 through gear transmission 6. Vibration transducer 7 generates impulse control signal proportional to the velocity $\dot{x}$ of working head 1. Control signal through pulse shaping unit 8 acts on step motor 5.

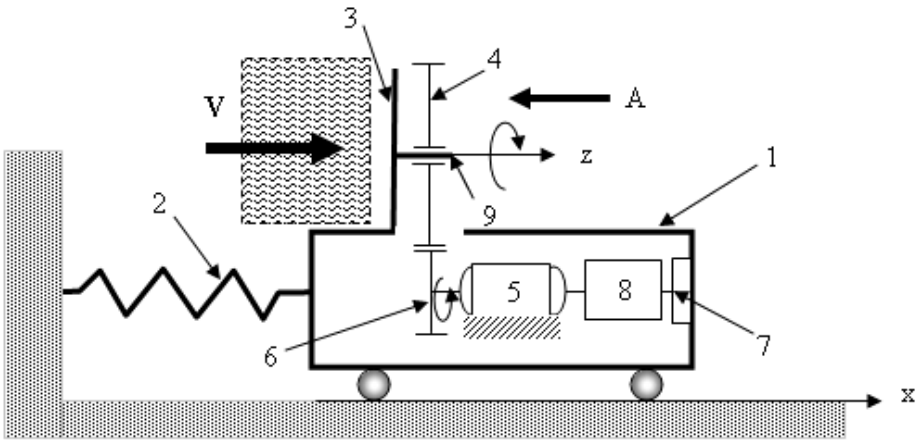


Fig. 4. Schematic diagram of vibromachine with air flow excitation and adaptive control

Variant of design of rotatable disk 4 is shown in Fig. 5 (it corresponds to view *A* in Fig. 4). Both disks 3 and 4 have identical holes 11, uniformly distributed along a circle. Holes 11 in disks 3 and 4 may be fair or unfair, and this is dependent on the value of turning angle φ of disk 4. If holes 11 in both disks are fair, then effective frontal surface area of the screen is minimal $A_{\min}$. But if holes 11 are unfair, then effective frontal surface area is maximal $A_{\max}$.

Therefore it is possible to vary an effective frontal area *A* of the screen over a wide range. Excitation force *P*, which acts on working head of the vibration machine, can be calculated by the formula:

$$P = k \cdot \rho \cdot A \cdot V_r^2, \tag{6}$$

where k is coefficient depending on geometrical form of the screen; ρ is air density; $V_r = (V - \dot{x})$ is relative velocity of air flow.

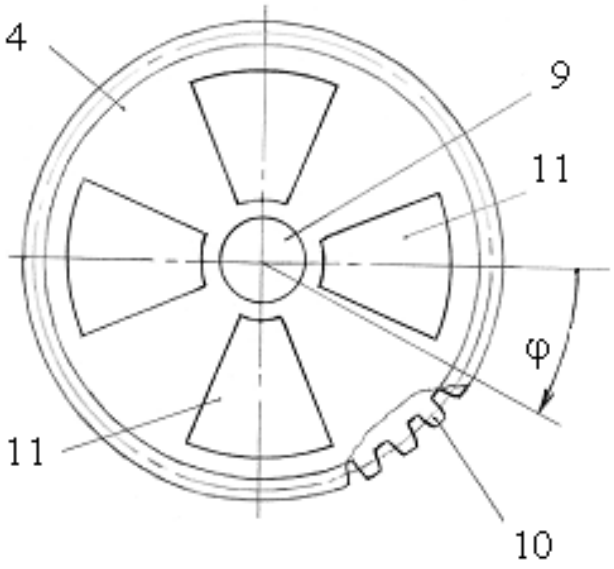


Fig. 5. Variant of design of rotatable disk

The proposed control action ensures the maximal value A_{max} of the screen's effective surface during working head motion in air flow V direction, but the minimal value A_{min} – during working head motion in opposite direction to air flow. In accordance with the equation (6) excitation force P is changed in the same way as area A. And there is very important, that changing of force P from P_{min} to P_{max} and on the contrary is realized in time moments of momentary stops of the working head (under the condition $\dot{x} = 0$). Thanks to this efficiency of vibration machine can be sufficiently increased.

Operation of vibration devices with air flow excitation was investigated experimentally inside wind tunnel of the firm ARMFIELD (see Fig. 6).

Parameters of subsonic wind tunnel were the following: length 2,98 m; width 0,8 m; height 1,83 m.

Fig. 6. Wind tunnel of the firm ARMFIELD

During experiments continuous control of airspeed within the range from 0 till 26 m/s was realized, using downstream unit driven by varying-speed motor. Experimental investigations confirm the efficiency of airflow excitation.

Robotic fish with one-tail propulsive device. Simple robotic fish model consists of two main parts – hull and tail considered as rigid bodies (Fig. 7). Tail and hull are mutually connected with pivot. Fish body moves along *x* axis, but tail executes angular vibrations around pivot.

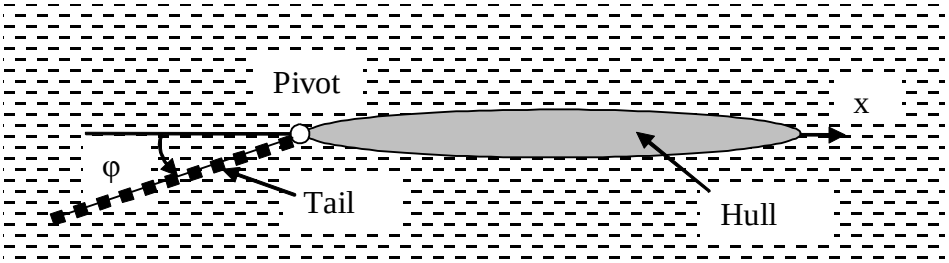


Fig. 7. Simple model of robotic fish

In the case considered here a mass of the hull is sufficiently higher than tail mass. Besides, assuming the tail as a perfectly rigid plate, it is possible to form conditions on tractive force forming by the analysis of simplified dynamic model with one degree of freedom (Fig. 8). In accordance with this model tail is fastened to stationary base with pivot A, and motion of the tail is described with one co-ordinate – angle φ. Elastic properties of the system are taken into account with torsion spring *c*.

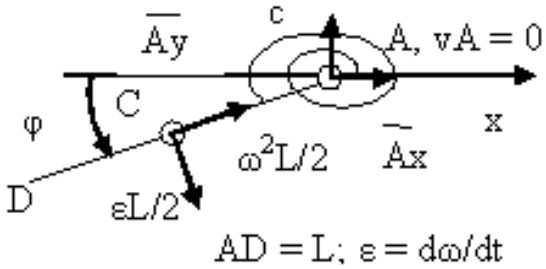


Fig. 8. Simplified dynamic model of tail motion

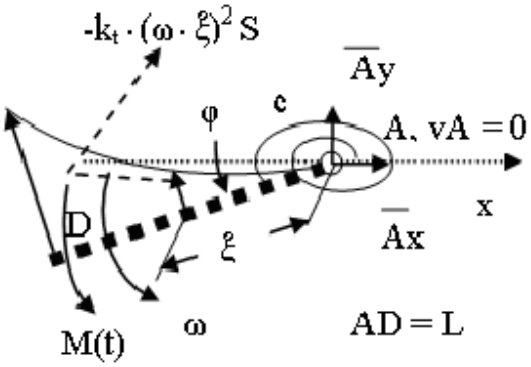


Fig. 9. Nonlinear model for tail interaction with water

Tail interaction with water is described by the hydrodynamic resistance force proportional to the square of velocity in local fin's point (see Fig. 9) [8]. External excitation is simulated with moment *M*(*t*).

Taking account of above mentioned assumptions, the differential equation of fin angular oscillations about pivot A under external harmonic excitation $M(t) = M_0 \cdot \sin(kt)$ can be represented as follows

$$J_A \ddot{\varphi} = M(t) - c \cdot \varphi - k_t \cdot S(t) \cdot \mathrm{sign}(\dot{\varphi} \cdot \varphi) \cdot \int_0^L (\dot{\varphi} \cdot \xi)^2 \cdot \xi \cdot d\xi , \qquad (7)$$

where J_A is fin's moment of inertia about point A; k_t is coefficient of hydrodynamic resistance; $S(t)$ is a law for variation in time of area of fin's working surface; ξ is coordinate of fin's local point; L is length of the fin.

In accordance with the principle of the motion of centre C of fin's mass [10], the following equation in projection on x axis can be written:

$$m\left(\dot{\varphi}^2 \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos\varphi + \ddot{\varphi} \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin\varphi \right) = A_x - k_t S(t) \cdot \sin(\varphi) \cdot \mathrm{sign}(\varphi \cdot \dot{\varphi}) \cdot \left(\int_0^L (\dot{\varphi} \cdot \xi)^2 \cdot d\xi \right), \qquad (8)$$

where m is mass of the fin; A_x is a horizontal component of reaction at the pivot A.

In order to realize an onward motion of robotic fish (motion in the direction of x axis, see Fig. 9), it is necessary to afford a negative mean value of reaction component A_x during fin's stationary vibrations. By solving of equations (7) – (8) optimal control action $S(t)$, which ensures a maximal negative mean value of the reaction A_x, has been sought. And it has been taken into account, that area $S(t)$ can change its value in the interval $S_{\min} \le S(t) \le S_{\max}$.

The search for an optimal control action $S(t)$ has been made using the maximum principle of Pontryagin [2, 3]. Besides, maximal negative value of impulse of reaction A_x was taken as criterion K for solving of the optimization problem:

$$K = -\int_0^T A_x \cdot dt , \qquad (9)$$

where T is a time required to move a fin from the initial stop position ($\varphi_{\max}, \dot{\varphi} = 0$) to the second (end) stop position ($\varphi_{\min}, \dot{\varphi} = 0$). By the use of equations (7) and (8) the optimization criterion (9) can be written in the following form:

$$K = -\int_0^T \left(\begin{array}{l} m \cdot \{\dot{\varphi}^2 \frac{L}{2} \cos\varphi + \frac{1}{J_A} \cdot \left[M(t) - c\varphi - k_t \cdot S(t) \cdot \mathrm{sign}\dot{\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{L^4}{4} \right] \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin\varphi \} + \\ + k_t \cdot S(t) \cdot \sin\varphi \cdot \mathrm{sign}(\varphi \cdot \dot{\varphi}) \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{L^3}{3} \end{array} \right) \cdot dt. \qquad (10)$$

Equation (10) has been used in solution of the optimization problem [11]. It was shown, that optimal control action corresponds to the case of bound values of area limits: $S(t) = S_{min}$ – for the case of fin's motion from the neutral position ($\varphi = 0$) till its momentary stop (φ_{max} or φ_{min}); $S(t) = S_{max}$ – for the case of fin's motion from the momentary stop position (φ_{max} or φ_{min}) till the neutral position ($\varphi = 0$).

Efficiency of the proposed optimal control action $S(t)$ is confirmed by the mathematical simulation of equations (7) and (8) using program MathCAD. Fig. 10 shows change in time t of the reaction component A_x. As it is seen, the graph is asymmetric relative to zero level, and asymmetry is negative. As the result, a mean value of the reaction A_x is also negative (see Fig. 11).

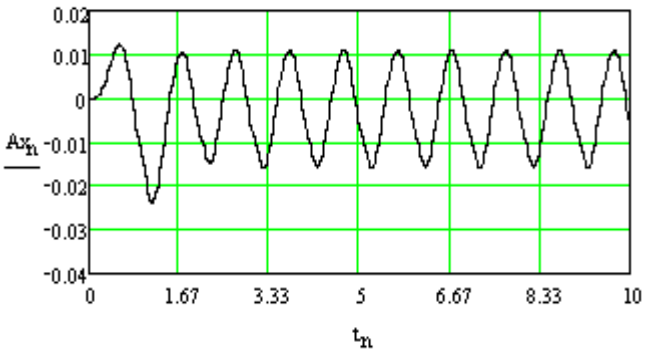


Fig. 10. Variation in time of the reaction component A_x

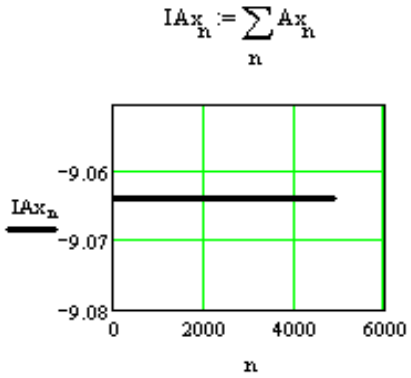


Fig. 11. Mean value of the reaction A_x in time domain

Due to $(A_x)_m < 0$, the mean value of tractive force will be positive (its direction will be the same as direction of x axis, see Fig. 9). And this is necessary for onward motion of robotic fish.

Schematic diagram of the synthesized fin propulsive device is shown in Fig. 12 [12]. Propulsive device is mounted in the after body 1 of robotic fish. Fin is made from two plates 2 and 3, which working surfaces are mutually parallel. Both plates have the possibility to rotate about vertical axis running through point O (turning angle φ). Besides, plate 3 has the possibility to move relative to plate 2 in guides 4 (relative motion of plate 3 in the direction axis x_1). Rotation of plates 2 and 3 about axis O is carried out by link gear, which consists of link (it is made as an integral member with the plate 2), slide-block 5 and crank 6. Drive of the crank 6 can be executed by electric motor, which is not shown on the schematic diagram (see Fig. 12). But relative translational motion of the plate 3 is realized with the aid of me-

chatronic system: electromagnet 7 with rod 8, rigidly connected with the plate 3; spring 9; vibration transducer 10; block 11 making possible to form a control signal.

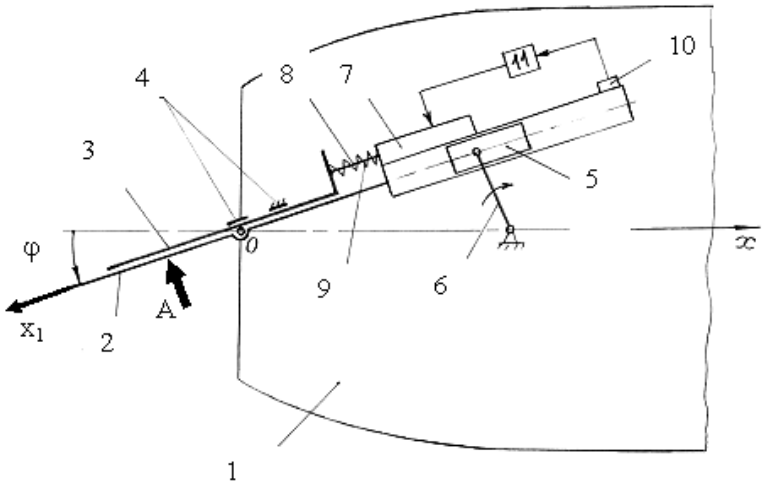


Fig. 12. Schematic diagram of the fin propulsive device

Design variant of the outlet end of plate 2 (or 3), which interacts with water in operation regime, is shown in Fig. 13 (view *A* in Fig. 12). The same holes 12 are made in both plates (2 and 3), and space *a* between holes is equal to their width *b*. According to the value of relative displacement x_1 of the plate 3, holes 12 in both plates (2 and 3) may be fair or unfair. If holes are fair, then effective surface area of the fin is minimal S_{min}, but if holes are unfair, then this area is maximal S_{max}. Therefore it is possible to change an effective surface area *S* of the fin within a broad range of values by simple moving of plate 3 relative to plate 2.

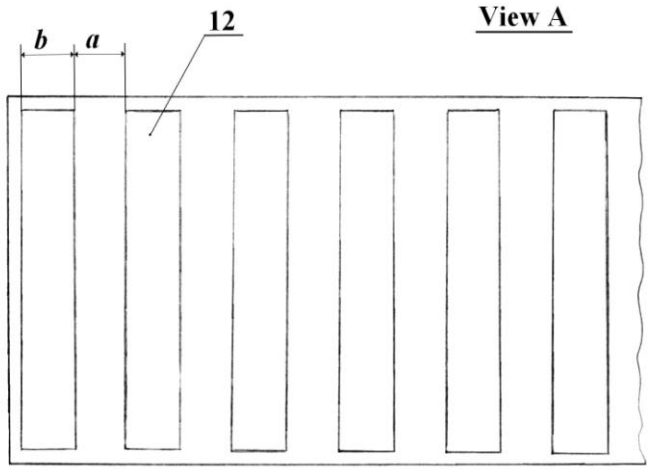


Fig. 13. Design variant of the outlet end of the fin

The proposed control system ensures a maximal value S_{max} of the effective surface area in operation stages corresponding to fin motion from periphery till neutral position, which is

fair with axis *x* (decreasing of turning angle φ, see Fig. 12). But in motion stages, when fin moves away from neutral position (increasing of turning angle φ, see Fig. 12), effective surface area of the fin is minimal S_{min}.

The proposed method of tractive force forming [12] lies in making of fin from two plates 2 and 3, hinge jointing of this sectional fin to robot fish body 1 and further excitation of fin's angular vibrations (see Fig. 12). Besides, effective surface area *S* of the sectional fin is adjusted in stepwise during vibrations, using mechatronic control system. In time moments, when the fin moves through neutral position O*x* (turning angle φ = 0), block 11 generates control signal switching-on electromagnet 7. Then electromagnet 7 retracts a rod 8 together with plate 3 connected to it rigidly, simultaneously spring 9 is compressed. As the result, plate 3 moves relative to plate 2 on specific value, holes in both plates become fair and due to this fin effective surface area takes a minimal value S_{min}.

But in time moments corresponding to momentary stops of the fin (maximal values of turning angle $\pm\varphi_{max}$) block 11 generates control signal, which switches off electromagnet 7. Then spring 9 is extended, but plate 3 moves relative to plate 2 on specific value corresponding to unfair position of holes in both plates. As the result, fin effective surface area takes a maximal value S_{max}.

Therefore the proposed method makes it possible to increase effective surface area *S* of the fin within motion cycles, when useful tractive force is formed (during decreasing of fin's turning angle from $\pm\varphi_{max}$ till 0). But within cycles, when fin motion is hindered by water resistance forces (changing of turning angle from 0 till $\pm\varphi_{max}$), effective surface area is *S* decreased. Thanks to this energy losses are minimized, and operation of fin propulsive device becomes more effective. The results of theoretical study are confirmed by experiments with robot fish model.

This research is made within European 7th Framework Programme Project ID 231495 "Robotic Fish Locomotion and Sensing" (FILOSE).

REFERENCES

1. Fluid flow energy accumulation from vibrations / J. Viba, L. Shtals, M. Eiduks [et al.] // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. Курск, 2008. С. 676–682.

2. Mathematical Theory of Optimal Processes / L.S. Pontryagin, V.G. Boltyanskii, R.V. Gamkrelidze [et al.]. N.Y.: Wiley-Interscience, 1962. 390 p.

3. Boltyanskii, V.G. Mathematical Methods of Optimal Control / V.G. Boltyanskii // Balskrishnan-Neustadt series. N.Y.: Holt, Rinehart and Winston, 1971. 412 p.

4. Ли, Э.Б. Основы теории оптимального управления / Э.Б. Ли, Л. Маркус. М.: Наука, 1972. 576 с.

5. Hamiltonian: Wikipedia [Electronic resource]. Mode of access: http://en.wikipedia.org/ wiki/Hamiltonian_%28control_theory%29. Resource is described on 17 February 2010.

6. Лавендел, Э.Э. Синтез оптимальных вибромашин / Э.Э. Лавендел. Рига: Зинатне, 1970. 252 с.

7. Виба, Я.А. Оптимизация и синтез виброударных машин / Я.А. Виба. Рига: Зинатне, 1988. 253 с.

8. Patent 13928 Republic of Latvia, Int.Cl. B 25 D 9/00, B 25 D 11/00. Method for control of operation condition of one-mass vibromachine on elastic suspension / Viba J., Beresnevich V., Eiduks M. [et al.]. Applied on 03.03.2009, application P-09-38; published on 20.09.2009 // Patenti un preču zīmes. 2009. N 9. P. 1209–1210.

9. Примеры расчетов по гидравлике / А.Д. Альтшуль, В.И. Калицун, Ф.Г. Майрановский [и др.]. М.: Стройиздат, 1977. 274 с.

10. Халфман, Р. Динамика / Р. Халфман. М.: Наука, 1972. 568 с.

11. Motion control optimization of robotic fish tail / J. Viba, J.-G. Fontaine, M. Kruusmaa // J. of Vibroengineering. 2009. Vol. 11, issue 4. P. 607–616.

12. Patent 14033 Republic of Latvia, Int.Cl. B 63 H 1/00. Method for tractive force forming in fin propulsive device / Viba J., Beresnevich V., Cifanskis S [et al.]. Applied on 04.09.2009, application P-09-151; published on 20.02.2010 // Patenti un preču zīmes. 2010. N 2. P. 203.

УДК 621.01

А.Н. Черевко

Полтавский национальный технический университет им. Ю. Кондратюка (Украина)

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ БЛОКОМ ТРЕХДЕБАЛАНСНЫХ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ

Рассматриваются вопросы, связанные с оценкой динамических возможностей вибрационных машин с управляемыми трехдебалансными вибровозбудителями с помощью теории приведения системы сил к простейшему виду.

Существует ряд технологических процессов, в которых решающую роль играют вибрационные машины. Очень часто в качестве привода такой машины используется

дебалансный вибровозбудитель. Он сравнительно дешевый, прост в изготовлении и обслуживании. Вместе с тем дебалансный вибровозбудитель имеет и ряд существенных недостатков. Наиболее значимыми являются высокая энергоемкость и невысокая надежность этих устройств.

Управляемые вибрационные машины представляют собой качественно новое поколение вибрационной техники. Они позволяют осуществлять технологический процесс с переменными параметрами колебаний рабочего органа. Амплитуду и частоту колебаний можно изменять независимо друг от друга практически по любому закону. Поэтому главной особенностью управляемой вибрационной машины является возможность воздействовать на обрабатываемую среду переменным (нестационарным) вибрационным силовым полем.

Рассмотрим работу вибрационного блока, состоящего из двух трехдебалансных вибровозбудителей.

В рассматриваемой ниже схеме вибровозбудители синхронизируются с вращением в противоположные стороны. Расчетная схема (рис. 1) учитывает возможность установки первоначального угла сдвига фаз φ_0. Разворот двух подвижных дебалансов производится по часовой стрелке, а остальных – против, смотря навстречу оси *x*.

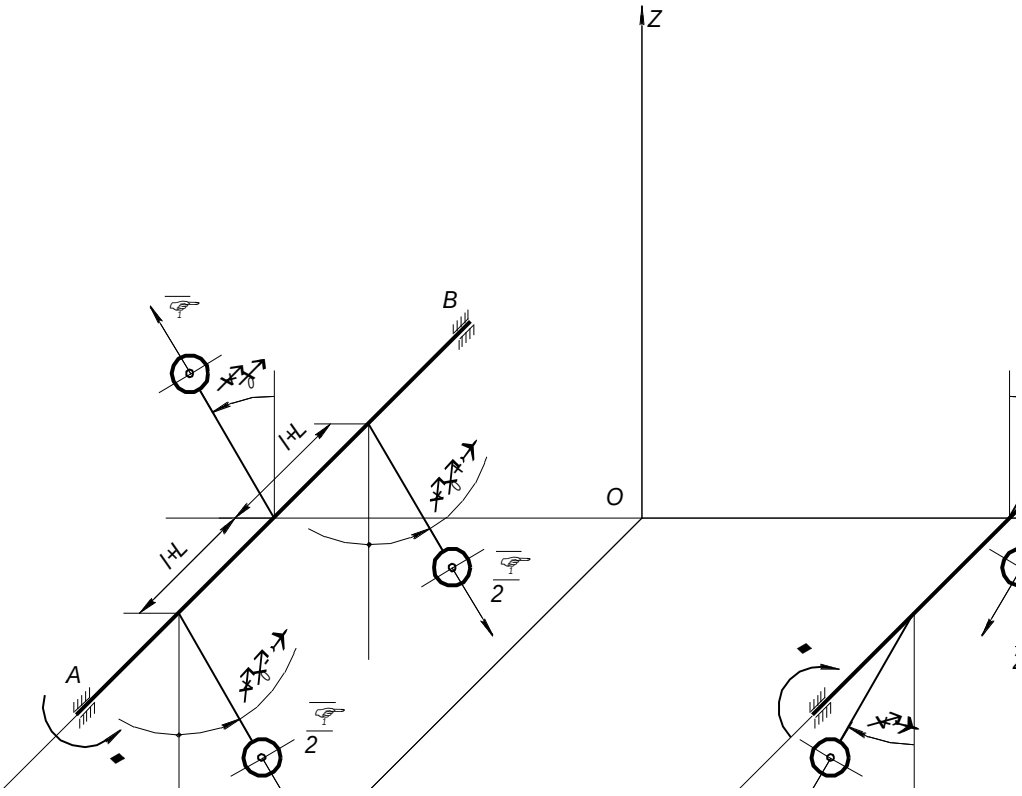


Рис. 1. Расчетная схема блока вибровозбудителей

Для определения возможностей блока вибровозбудителей приведем систему сил инерции к простейшему виду.

Определим главный вектор сил инерции (рис. 2) $\bar{F}_O = F_x\bar{i} + F_y\bar{j} + F_z\bar{k}$.

Проекции главного вектора на оси координат определяются по следующим формулам:

$$F_x = \sum F_{ix};\ F_y = \sum F_{iy};\ F_z = \sum F_{iz};\ \sum F_{ix} = 0;$$

$$\sum F_{iy} = 4\Phi_1 \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\sin\frac{\varphi_0}{2}\sin^2\frac{\theta}{2};\ \sum F_{iz} = 4\Phi_1 \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\cos\frac{\varphi_0}{2}\sin^2\frac{\theta}{2};$$

$$F_O = \sqrt{\left(\sum F_{ix}\right)^2 + \left(\sum F_{iy}\right)^2 + \left(\sum F_{iz}\right)^2};\ F_O = 4\Phi_1 \sin^2\frac{\theta}{2}\cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right).$$

Определим главный момент сил инерции (рис. 3):

$$\bar{M}_O = M_x\bar{i} + M_y\bar{j} + M_z\bar{k},$$

где $M_x = \sum M_{ix};\ M_y = \sum M_{iy};\ M_z = \sum M_{iz};$

$$\sum M_{ix} = 2\Phi_1 b\ \sin\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\frac{\varphi_0}{2}\ \sin^2\frac{\theta}{2};$$

$$\sum M_{iy} = 2\Phi_1 (l + L)\ \sin\theta\ \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\frac{\varphi_0}{2};$$

$$\sum M_{iz} = -2\Phi_1 (l + L)\ \sin\theta\ \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\ \cos\frac{\varphi_0}{2};$$

$$M_O = \sqrt{\left(\sum M_{ix}\right)^2 + \left(\sum M_{iy}\right)^2 + \left(\sum M_{iz}\right)^2};$$

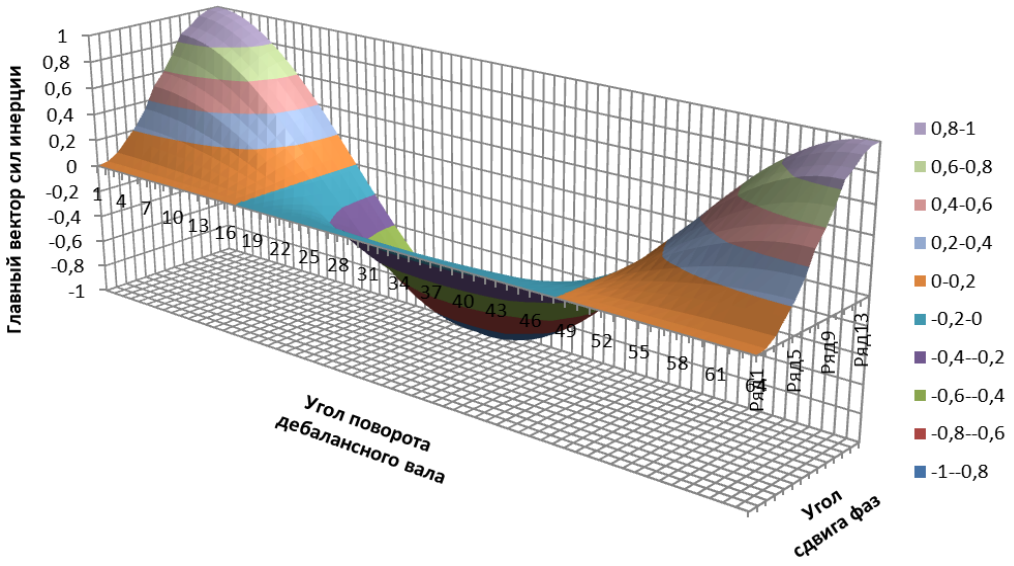


Рис. 2. Изменение главного вектора сил инерции

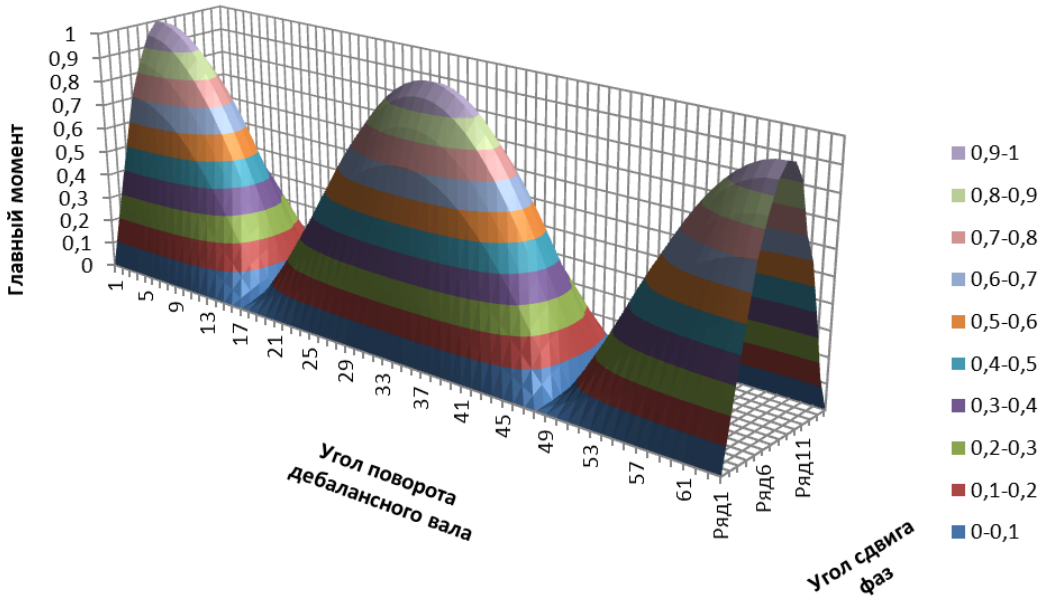


Рис. 3. Изменение главного момента сил инерции

$$M_O = 2\Phi_1\left(\left(b\ \sin\left(\varphi+\frac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\frac{\varphi_0}{2}\ \sin^2\frac{\theta}{2}\right)^2+(l+L)^2\sin^2\theta\ \cos^2\left(\varphi+\frac{\varphi_0}{2}\right)\right)^{1/2}.$$

Определим наименьший главный момент системы сил инерции (рис. 4):

$$M_g = \frac{M_xF_x+M_yF_y+M_zF_z}{F_A};\ M_g = -2\Phi_1(l+L)\ \cos\left(\varphi+\frac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\theta.$$

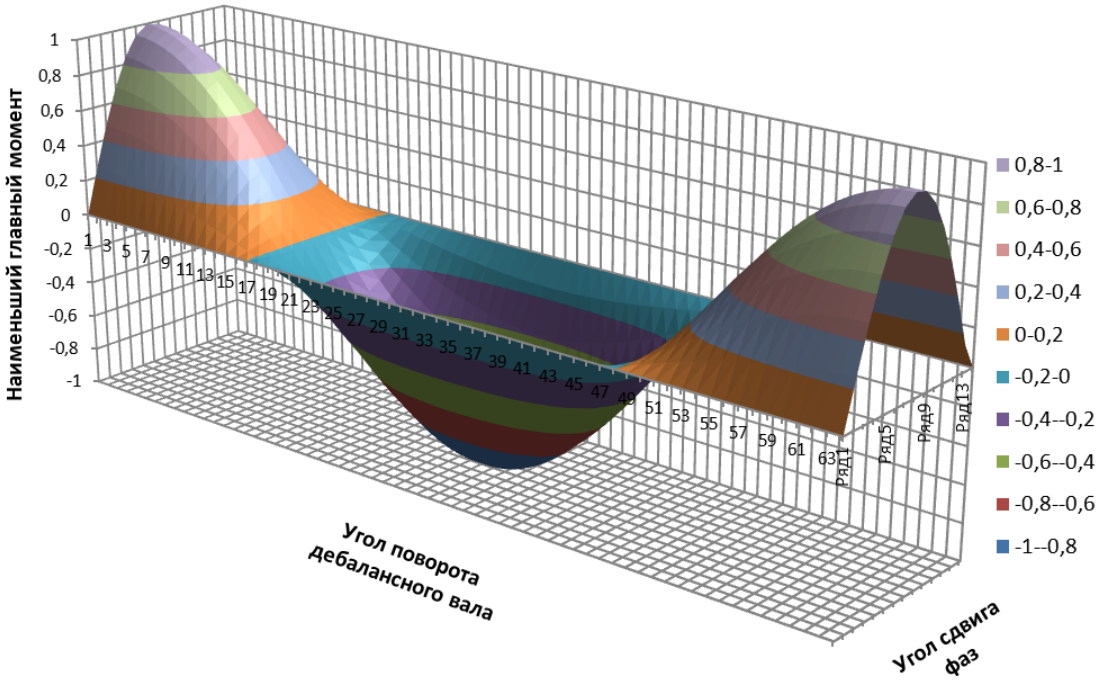


Рис. 4. Изменение наименьшего главного момента сил инерции

Предположим, что наименьший главный момент и главный вектор системы сил не равняются нулю. Тогда система сил инерции приводится к динамическому винту с параметром

$$p = \frac{M_g}{F_O} = \frac{-2\Phi_1 (l+L)\ \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\theta}{4\Phi_1\ \sin^2\frac{\theta}{2}\ \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)} = -(l+L)\ \operatorname{ctg}\frac{\theta}{2}.$$

Определим уравнение центральной винтовой оси:

$$\frac{M_x - (yF_z - zF_y)}{F_x} = p;\ \frac{b}{2}\operatorname{tg}\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\frac{\varphi_0}{2} = y\ \cos\frac{\varphi_0}{2} + z\ \sin\frac{\varphi_0}{2};$$

$$\frac{M_y - (zF_x - xF_z)}{F_y} = p;$$

$$\frac{2\Phi_1 (l+L)\ \sin\theta\ \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\frac{\varphi_0}{2} + 4\Phi_1 x\ \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\ \cos\frac{\varphi_0}{2}\ \sin^2\frac{\theta}{2}}{-4\Phi_1\ \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\frac{\varphi_0}{2}\ \sin^2\frac{\theta}{2}} = -(l+L)\ \operatorname{ctg}\frac{\theta}{2};$$

$x = 0.$

Определимся, когда система сил не приводится к динамическому винту:

$$M_g = -2\Phi_1 (l+L)\ \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\theta\ = 0.$$

Исследуем все возможные случаи равенства нулю наименьшего главного момента системы сил.

1. $\cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right) = 0;\ \varphi + \frac{\varphi_0}{2} = \frac{\pi}{2} + n\pi.$

В этом случае главный момент и главный вектор сил инерции определяются по формулам

$$M_O = 2\Phi_1 b\ \sin\frac{\varphi_0}{2}\ \sin^2\frac{\theta}{2};\ F_O = 4\Phi_1\ \sin^2\frac{\theta}{2}\ \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right) = 0.$$

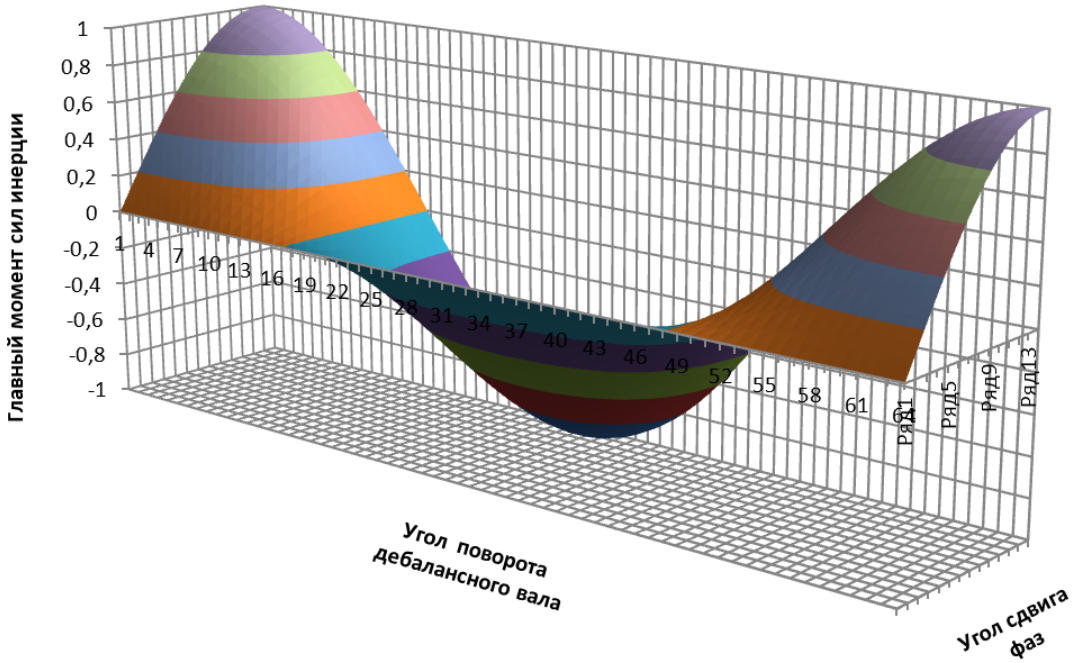


Рис. 5. Изменение главного момента сил инерции

Таким образом, система сил приводится к паре сил. Это единственный случай приведения.

2. $\sin\theta = 0;\quad \theta = 0 + n\pi$:

а) $\theta = 0;\ F_O = 4\Phi_1 \sin^2\dfrac{\theta}{2} \cos\left(\varphi + \dfrac{\varphi_0}{2}\right) = 0;\ M_O = 0.$

Таким образом, система сил находится в динамическом равновесии;

б) $\theta = \pi;\ F_O = 4\Phi_1 \cos\left(\varphi + \dfrac{\varphi_0}{2}\right);\ M_O = 2\Phi_1 b \sin\left(\varphi + \dfrac{\varphi_0}{2}\right) \sin\dfrac{\varphi_0}{2}.$

Система сил приводится к равнодействующей в новом центре приведения.

Найдем уравнения линии действия равнодействующей:

$$M_x - \left(yF_z - zF_y\right) = 0;\ \frac{b}{2}\ \mathrm{tg}\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right) \sin\frac{\varphi_0}{2} = y \cos\frac{\varphi_0}{2} + z \sin\frac{\varphi_0}{2};$$

$$M_y - \left(zF_x - xF_z\right) = 0;\ 4\Phi_1 x \cos\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right) \cos\frac{\varphi_0}{2} = 0;\quad x = 0.$$

Определим, когда система сил приводится к равнодействующей в старом центре приведения. В этом случае необходимо, чтобы $M_O = 0$.

$$M_O = 2\Phi_1\left(\left(b \sin\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right) \sin\frac{\varphi_0}{2} \sin^2\frac{\theta}{2}\right)^2 + (l+L)^2 \sin^2\theta \cos^2\left(\varphi + \frac{\varphi_0}{2}\right)\right)^{1/2} = 0.$$

Главный момент системы сил равен нулю тогда, когда

$$\begin{cases} b\ \sin\left(\varphi+\dfrac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\dfrac{\varphi_0}{2}\ \sin^2\dfrac{\theta}{2}=0; \\ \left(l+L\right)\ \sin\theta\cos\left(\varphi+\dfrac{\varphi_0}{2}\right)=0. \end{cases}$$

Кроме этого необходимо учесть следующее условие:

$$F_O=4\Phi_1\ \sin^2\frac{\theta}{2}\cos\left(\varphi+\frac{\varphi_0}{2}\right)\neq 0\,.$$

Таким образом, приходим к выводу, что нас удовлетворяет только $\theta=\pi$.

Учитывая первое уравнение системы, получим дополнительные условия существования равнодействующей:

$$b\ \sin\left(\varphi+\frac{\varphi_0}{2}\right)\ \sin\frac{\varphi_0}{2}=0\,;$$

а) $\sin\left(\varphi+\dfrac{\varphi_0}{2}\right)=0\,;\quad \varphi+\dfrac{\varphi_0}{2}=0+n\pi\,;$

1) $\varphi+\dfrac{\varphi_0}{2}=0\,;\quad F_O=4\Phi_1\ \sin^2\dfrac{\theta}{2}=4\Phi_1;$

при этом проекции главного вектора на оси координат имеют вид

$$F_x=0\,;\quad F_y=-4\Phi_1\ \sin\frac{\varphi_0}{2}\ ;\quad \Phi_z=4\Phi_1\ \cos\frac{\varphi_0}{2};$$

2) $\varphi+\dfrac{\varphi_0}{2}=\pi\,;$

$$F_x=0\,;\quad F_y=4\Phi_1\ \sin\frac{\varphi_0}{2}\ ;\ \Phi_z=-4\Phi_1\ \cos\frac{\varphi_0}{2};\ F_O=4\Phi_1\,.$$

Следовательно, угол наклона равнодействующей сил инерции F_O зависит от начального угла сдвига фаз φ_0.

УДК 621.926

Л.А. Сиваченко

Белорусско-Российский университет, Могилев (Беларусь)

В. С. Севостьянов, Т.Л. Сиваченко

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

ВИБРОУДАРНЫЕ ШТИФТОВЫЕ МЕЛЬНИЦЫ

Приведены сведения о методе штифтового измельчения материалов. Кратко описана мельница новой конструкции, дан пример ее использования при работе по мокрому способу и оценены перспективы применения.

«В технике нет большого многообразия конструкций, чем среди машин для измельчения, как нет и более несовершенных машин, чем эти». Эти слова, сказанные основателем советской школы расчета горных машин профессором Левенсоном много лет назад, справедливы и сегодня. Особое место здесь занимают машины для помола, особенно шаровые мельницы, КПД которых составляет доли процента [1, 2].

Известно, что чрезвычайно высокая энергоемкость процессов помола является следствием взаимодействия измельчаемых частиц между собой и мелющими телами, т.е. обусловлены прежде всего трением [3]. Попыткой кардинального изменения ситуации являются предложенные еще в 30-х годах XX века методы свободного дробления индивидуального зерна [4], однако реального воплощения эти подходы не получили из-за отсутствия эффективных и надежных конструкций аппаратов.

Совершенствование процессов и оборудования для помола, на наш взгляд, предполагает решение следующих основополагающих задач:

1) создание механизма разрушения, обеспечивающего максимальное количество воздействий на измельчаемый материал;

2) реализация оптимального силового характера разрушения единичных частиц;

3) своевременное удаление измельченной фракции из рабочих зон;

4) выполнение исполнительного механизма оптимальной конструкции, соответствующей энергосиловым и кинематическим параметрам;

5) обеспечение необходимой надежности измельчительного аппарата.

Одним из возможных вариантов решения поставленной проблемы с учетом сформулированных требований может быть использование в качестве измельчающих элементов стержней, смонтированных в кассеты, связанные с приводом ударно-вибрационных воздействий их торцовыми поверхностями на частицы материала, движущегося по неподвижному основанию.

Принципиальная схема проведения штифтового измельчения приведена на рис. 1, а один из вариантов исполнения штифтового рабочего органа – на рис. 2.

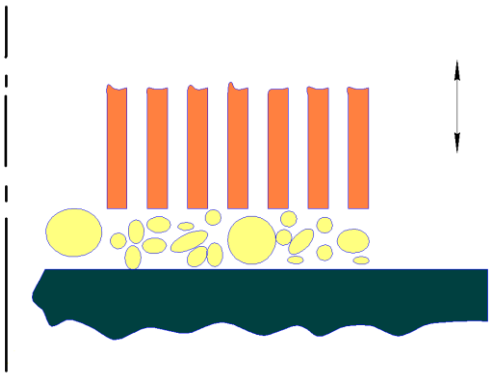


Рис. 1. Механизм штифтового измельчения

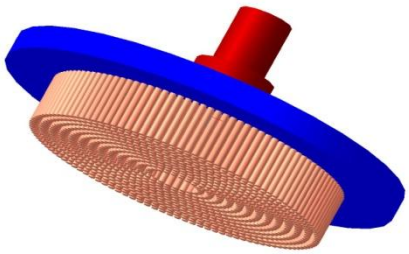


Рис. 2. Штифтовой рабочий орган

Набор штифтов (стержней) определяется исходя из характеристик перерабатываемого материала и может иметь множество конструктивных решений, как по расположению стержней, так и по их закреплению на планшайбе.

По сути, это торцевая щётка с утолщенными элементами. Под нужные условия эксплуатации форма щеток может быть круглой, прямоугольной, трапецеидальной и т. д., а по расположению их рабочих поверхностей – плоской, клиновидной, конической, ступенчатой и т.д.

Стержни соединены в кассеты и одной своей стороной жестко закреплены в планшайбе, толкатель которой связан с приводом. Диаметры стержней (штифтов) могут составлять от 0,05 до 20–30 мм в зависимости от характеристик измельчаемого материала.

Приведение в движение такого рабочего органа можно осуществить различными способами. По нашему мнению, для промышленных целей наиболее целесообразно использовать сдвоенный вибропривод, выполненный из двух соединенных промежуточным валом вибраторов с противофазно установленными дебалансами. Привод представляет собой коромысло с центральным шарниром и смонтированными на его консолях рабочими органами. Разрушение материала, движущегося по опорной поверхности, производится ударами торцов стержней. Предлагаемая конструкция позволяет в два раза увеличить усилие разрушения на каждом рабочем органе без уменьшения частоты ударных воздействий. При этом в кинематической цепи аппарата отсутствуют управляющие элементы – пружины, демпферы, компенсаторы и др. Конструкция новой мельницы изображена на рис. 3.

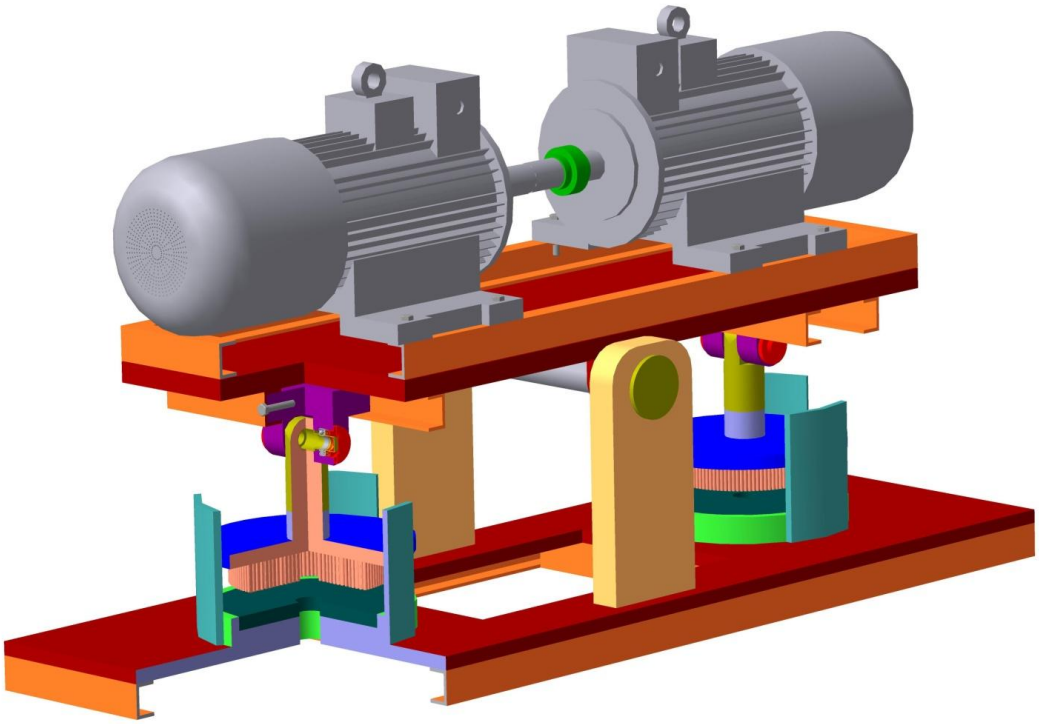


Рис. 3. Виброударная штифтовая мельница

Важнейшим фактором, определяющим эффективность рабочего процесса штифтовой мельницы, является характер движения материала в ее рабочих зонах. С этой целью разработан вариант мокрого помола, т.е. переработки суспензии. Схема его реализации для мокрого измельчения, например кварцевого песка, представлена на рис. 4.

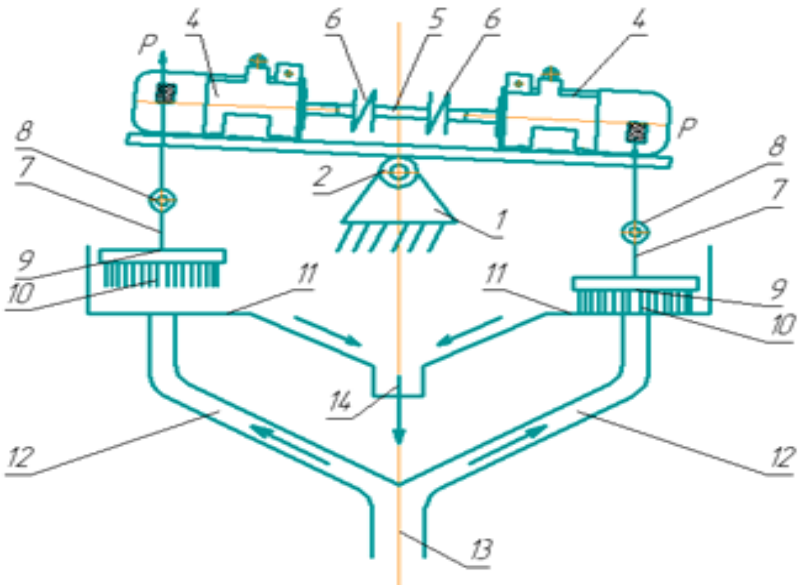


Рис. 4. Схема работы штифтовой мельницы по мокрому способу

Агрегат включает в себя раму 1 с балансиром 2, коромысло 3 с установленными на нем вибраторами 4, соединенными между собой промежуточным валом 5 посредством муфт 6, штифтовые рабочие органы 7, закреплённые на коромысле в цилиндрических шарнирах 8. Рабочие органы включают в себя планшайбы 9 и штифты 10 и взаимодействуют с опорными поверхностями (наковальнями) 11, на которые через патрубки 12 из напорного трубопровода 13 подается исходный материал (суспензия). Измельченный продукт самотеком сливается в приемный зумпф 14.

Рабочий процесс аппарата протекает следующим образом. Включаются вибраторы 4 и за счет противофазной установки в них дебалансов, создающих противонаправленные вынуждающие силы P, приводят в колебательное движение коромысло 3. Через патрубки 12 от напорного трубопровода 13 подается суспензия и подвергается интенсивному помолу штифтами 10 рабочих органов 7. Материал принудительно под давлением проходит между штифтами 10, торцы которых интенсивно его разрушают, и сливается в зумпф 14. Шарниры 8 в процессе работы обеспечивают равномерное нагружение штифтов и исключение их разрушения. Суммарное усилие разрушения в каждой из рабочих зон равно сдвоенной вынуждающей силе, т.е. $2P$.

Более детальное описание конструкции, работы и основного расчета штифтовой мельницы будет представлено в других публикациях.

Штифтовой рабочий орган обеспечивает огромное количество цикличных актов воздействия (ударов) на перерабатываемые материалы. Например, для прямоугольного исполнения рабочих органов размером 400×400 мм при диаметре штифтов 7,5 мм и зазоре между ними 2,5 мм, наличию зоны 100×100 мм, где штифтов нет, при частоте колебаний 25 Гц, количество единичных воздействий в час составит более 500 млн. Это соизмеримо с количеством соударений шаров в промышленной шаровой мельнице с размерами 3,2×14 м.

Штифтовая мельница, по нашему мнению, может найти применение для помола в циклах рудоподготовки, в промышленности строительных материалов, при производстве пищевых продуктов, подготовке топлива, переработке отходов и в ряде других технологий.

Ускоренному проектированию штифтовой мельницы с целью создания промышленных образцов способствует накопленный опыт по разработке измельчительных аппаратов адаптивного действия [3].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Селективное разрушение минералов / В.И. Ревнивцев, Г.В. Гапонов, Л.П. Зарогатский [и др.]. М.: Недра, 1988. 286 с.

2. Севостьянов, В.С. Энергосберегающие помольные агрегаты: монография / В.С. Севостьянов. Белгород: Белг. гос. техн. ун-т, 2006. 451 с.

3. Сиваченко, Л.А. Технологические аппараты адаптивного действия / Л.А. Сиваченко [и др.]. Минск: Изд. центр Белорус. гос. ун-та, 2008. 375 с.

УДК 534.1

Т.А. Барбашова, О.В. Фоминова, В.И. Чернышев

Орловский государственный технический университет

УПРАВЛЯЕМАЯ ВИБРОЗАЩИТНАЯ СИСТЕМА С ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ

Приведены результаты анализа динамических свойств управляемой виброзащитной системы с динамическим гасителем.

Дополнительные массы, упруго присоединенные к действующей виброзащитной системе, используются для реализации метода динамического гашения колебаний, основанного на увеличении реактивного сопротивления системы в определенном диапазоне частот [1]. Такие упруго присоединенные массы принято называть динамическими гасителями. Положительный эффект виброзащиты достигается только в случае синхронизации колебаний присоединенной массы и защищаемого объекта на частоте собственных колебаний динамического гасителя. На этой частоте проявляются антирезонансные свойства системы с двумя степенями свободы, т.е. амплитуды колебаний защищаемого объекта уменьшаются и, в идеале, при отсутствии демпфирования стремятся к нулю. Данный процесс приводит к появлению достаточно узкого провала на графике амплитудно-частотной характеристики виброзащитной системы.

Прямо противоположный эффект усиления амплитуд колебаний защищаемого объекта слева и справа от частоты синхронизации связывается с резонансными явлениями, которые проявляются в результате совпадения частоты кинематического возмущения с одной из собственных частот колебаний системы с двумя степенями свободы.

Уменьшение резонансных пиков за счет демпфирования неизбежно приводит к увеличению амплитуд колебаний защищаемого объекта на частоте синхронизации.

Кроме того, эффект динамического гашения колебаний проявляется только в случае периодического внешнего возмущения. Если частота внешнего возмущения изменяется, то для достижения синхронизации требуется производить регулировку параметров динамического гасителя. Однако на это требуется определенное время. При случайном внешнем возмущении такой возможности нет и процесс «непрерывной» регулировки не может обеспечить провал амплитудно-частотной характеристики на частоте собственных колебаний динамического гасителя.

Данные недостатки виброзащитной системы с динамическим гасителем могут быть устранены при использовании управляемой виброзащитной системы [2, 3], расчетная схема которой представлена на рис. 1.

Колебания данной системы как динамической модели с двумя степенями свободы описываются следующими взаимозависимыми дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned} & m_1\ddot{x}_1 + b_1\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) + c_1\left(x_1 - x_2\right) = 0; \\ & m_2\ddot{x}_2 + b_2\left(\dot{x}_2 - \dot{y}\right)\cdot if\left[\dot{x}_2\left(\dot{x}_2 - \dot{y}\right) > 0,1,0\right] + b_1\left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1\right) + \\ & + c_2\left(x_2 - y\right) + c_1\left(x_2 - x_1\right) = 0\ , \end{aligned} \qquad (1)$$

где m_1 – присоединенная масса – масса динамического гасителя, кг; m_2 – масса защищаемого объекта, кг; c_1 – жесткость присоединенного упругого элемента, Н/м; c_2 – жесткость несущего упругого элемента, Н/м; b_1 – вязкое сопротивление присоединенного гидравлического демпфера, Н·с/м; b_2 – вязкое сопротивление гидравлического демпфера, Н·с/м; x_1 – координата присоединенной массы, м; x_2 – координата защищаемого объекта, м; y – координата подвижного основания – кинематическое возмущение, м.

Дифференциальные уравнения (1) были преобразованы к безразмерному виду, путем деления их на выражение $m_2 y_0 \omega^2$, где y_0 – амплитуда кинематического возмущения, м; ω – частота кинематического возмущения, $с^{-1}$.

В результате преобразований получена система четырех дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\begin{aligned} & \dot{\xi}_1 = \xi_2; \\ & \dot{\xi}_2 = -\frac{1}{\mu}\left[\frac{\varepsilon 1}{\eta}\left(\xi_2 - \xi_4\right) + \frac{\gamma}{\eta^2}\left(\xi_1 - \xi_3\right)\right]; \\ & \dot{\xi}_3 = \xi_4; \\ & \dot{\xi}_4 = -\frac{u}{\eta}\left(\xi_4 - \cos\tau\right) - \frac{\varepsilon_1}{\eta}\left(\xi_4 - \xi_2\right) - \frac{1}{\eta^2}\left(\xi_3 - \sin\tau\right) - \frac{\gamma}{\eta^2}\left(\xi_3 - \xi_1\right)\ . \end{aligned} \qquad (2)$$

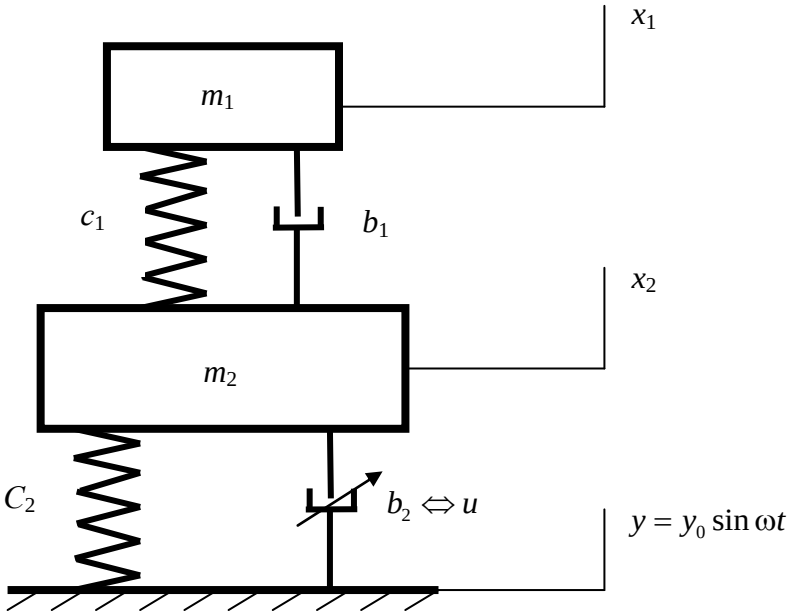


Рис. 1. Расчетная схема управляемой виброзащитной системы с динамическим гасителем

При переходе к безразмерным переменным и параметрам были приняты следующие обозначения: $\xi_1 = x_1 / y_0$, $\xi_2 = \dot{x}_1 / y_0 \omega$ – перемещение и скорость динамического гасителя; $\xi_3 = x_2 / y_0$, $\xi_4 = \dot{x}_2 / y_0 \omega$ – перемещение и скорость защищаемого объекта; $\tau = \omega t$ – фаза (безразмерное время); $\eta = \omega / \sqrt{c/m}$ – относительная частота; $\mu = m_1 / m_2$ – коэффициент отношения масс; $\gamma = c_1 / c_2$ – относительный коэффициент жесткости; $\varepsilon_1 = b_1 / \sqrt{c_2 m_2}$ – относительный коэффициент демпфирования; u – управление;

$$u = \begin{cases} \varepsilon_2 = b_2 / \sqrt{c_2 m_2} & if \quad \xi_4 (\xi_4 - \cos\tau) > 0; \\ 0 \quad if \quad \xi_4 (\xi_4 - \cos\tau) < 0 \, . \end{cases}$$

На рис. 2 приведены характерные осциллограммы колебаний защищаемого объекта и присоединенной массы, а также соответствующие графики управлений, которые были получены при интегрировании системы дифференциальных уравнений (2) в среде MathCAD. При этом использовались следующие обозначения переменных: $Z_{i,0} = \omega t$, $Z_{i,1} = \xi_1$; $Z_{i,3} = \xi_3$, $A_1 = \max \xi_1$; $A2 = \max \xi_2$.

В результате проведения серии численных экспериментов были установлены основные закономерности влияния на динамику управляемой модели (2) относительной частоты η, коэффициента отношения масс μ и относительного коэффициента жесткости γ.

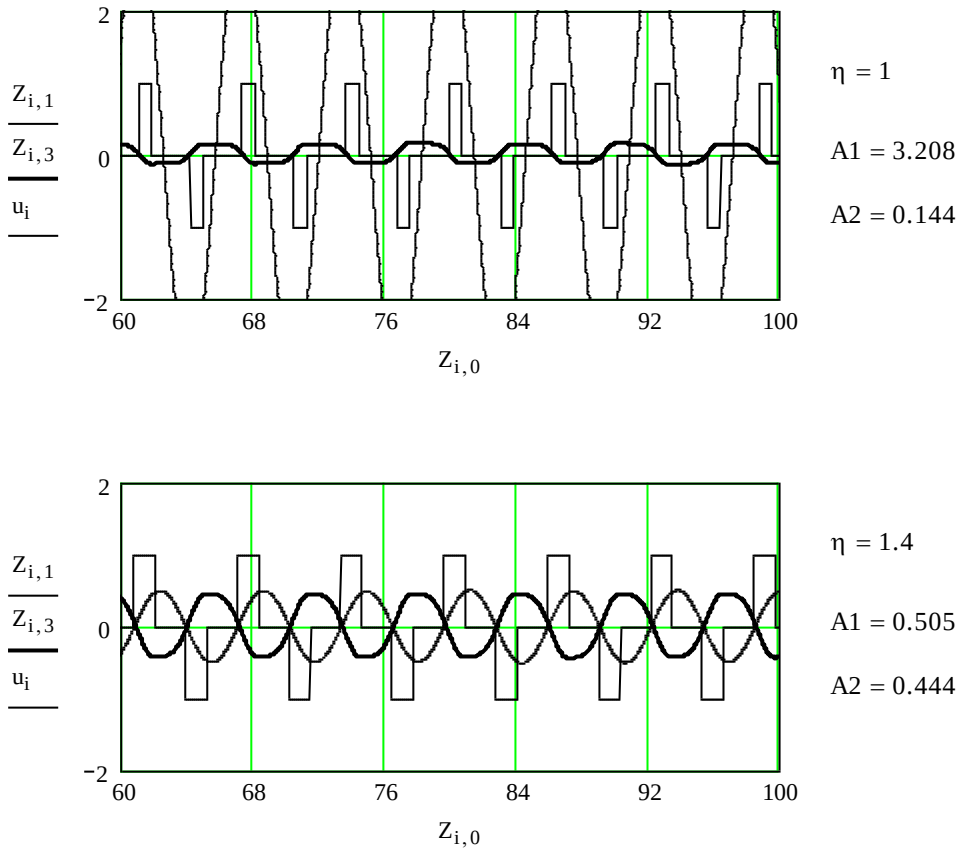


Рис. 2. Осциллограммы колебаний масс m_1 и m_2 и графики управлений u (первая серия численных экспериментов)

Первая серия экспериментов проводилась при следующих неизменных параметрах: $\mu = 0,2;\ \gamma = 0,2;\ \varepsilon_1 = 0,01;\ \varepsilon_2 = 2,0$.

Во второй серии экспериментов было увеличено в два раза значение коэффициента отношения масс μ, т.е. использовались следующие параметры: $\mu = 0,4;\quad \gamma = 0,2;$ $\varepsilon_1 = 0,01;\quad \varepsilon_2 = 2,0$.

В третьей серии экспериментов было увеличено в два раза значение относительного коэффициента жесткости γ, т.е. использовались следующие параметры: $\mu = 0,2;\quad \gamma = 0,4;\quad \varepsilon_1 = 0,01;\ \varepsilon_2 = 2,0$.

Установлено, что при одинаковых значениях коэффициента отношения масс μ и относительного коэффициента жесткости γ эффект динамического гашения колебаний проявляется, когда относительная частота $\eta = 1,0$. При этом коэффициент динамичности по перемещению минимален $\left(\min K = 0,144\right)$.

В узком диапазоне частот, когда $0,95 \le \eta \le 1,02$, амплитуды колебаний защищаемого объекта остаются также достаточно малыми, и коэффициенты динамичности не превышают минимального значения коэффициента динамичности более чем в два раза.

Как и следовало ожидать, с увеличением значения коэффициента отношения масс μ эффект динамического гашения колебаний проявляется при относительных частотах меньше единицы, т.е. $\eta < 1,0$. Соответственно, если увеличивать значение относительного коэффициента жесткости γ, то эффект динамического гашения колебаний проявляется при относительных частотах больше единицы, т.е. $\eta < 1,0$.

Управление формирует прерывистое компенсационное воздействие, которое направлено против движения защищаемого объекта и совпадает по направлению с восстанавливающей силой, развиваемой динамическим гасителем на интервалах, где данная восстанавливающая сила уменьшается по абсолютной величине. Антирезонансные режимы колебаний защищаемого объекта и присоединенной массы осуществляются с фазовой задержкой, которая составляет порядка 1,57 рад. «Опережающие колебания» совершает защищаемый объект.

Следует отметить также, что увеличение относительного коэффициента жесткости с 0,2 до 0,4 позволило уменьшить амплитуды колебаний присоединенной массы в два раза.

Прерывистое компенсационное воздействие, которое формируется управлением, возбуждает переходные процессы в системе. Как следствие, фазовый сдвиг между колебаниями подвижного основания и защищаемого объекта не равен 1,57 рад. Условие резонанса не выполняется, и резонансные колебания в обычном понимании не возникают. Как следствие, на первой и второй резонансных частотах, слева и справа от частоты синхронизации, коэффициенты динамичности не превышают единицы.

Уровень колебаний защищаемого объекта при первом резонансе уменьшается за счет прерывистого компенсационного воздействия, корректирующего движение защищаемого объекта на интервалах длительностью порядка четверти периода. В пределах этих интервалов происходит смена знака перемещения защищаемого объекта.

Уровень колебаний защищаемого объекта при втором резонансе уменьшается за счет противофазного движения присоединенной массы и защищаемого объекта. Развиваемая динамическим гасителем восстанавливающая сила направлена против движения защищаемого объекта (к положению статического равновесия). На интер-

валах первой части полупериода установившихся колебаний, где восстанавливающая сила мала и увеличивается по абсолютной величине, движение защищаемого объекта дополнительно корректируется за счет управления, которое формирует прерывистое компенсационное воздействие.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карамышкин, В.В. Динамическое гашение колебаний / В.В. Карамышкин; под ред. К.М. Рагулькиса. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1988. 108 с.

2. Москвичев, Ю.В. Управление демпфированием колебательной системы с динамическим гасителем / Ю.В. Москвичев, В.И. Чернышев // Материалы III Междунар. науч. семинара «Ударовибрационные системы, машины и технологии». Орел: Орлов. гос. техн. ун-т, 2006. С. 437–441.

3. Фоминова, О.В. Прерывистое демпфирование в системах виброзащиты: основы теории, приложения / О.В. Фоминова. М.: Машиностроение-1, 2005. 256 с.

УДК 621.762

Н.А. Моргунова

Курский государственный технический университет

ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ СИСТЕМЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ МЕТОДОМ ДАВЫДОВА

В статье предложен алгоритм численного решения системы дифференциальных уравнений, описывающих движение сыпучей среды, методом Давыдова

С использованием гипотезы сплошности автором разработана математическая модель течения сыпучего материала, расположенного в замкнутом подвижном объеме, для пространства произвольной размерности [1, 2, 5, 6].

В данной статье приведен алгоритм интегрирования системы дифференциальных уравнений, полученных ранее для двумерного случая методом Давыдова [3, 4], который основывается на расщеплении по физическим процессам исходной системы дифференциальных уравнений Эйлера, записанной в форме законов сохранения. Процесс решения этой системы разбивается на шаги по времени, каждый из которых состоит из трех этапов: эйлерова, лагранжева и заключительного.

1. *Эйлеров этап.* Сыпучая среда предполагается заторможенной, конвективные члены вида $\mathrm{div}(\varphi,\rho,\bar{v})$, где $\varphi=(1,v_1,v_2,v_{r1},v_{r2})$, соответствующие эффектам перемещения, отбрасываются.

Аппроксимируя уравнения в момент времени t^n, получим следующие разностные уравнения в декартовой системе координат x_1, x_2 для ячейки крупной частицы (i, j) первого порядка точности по пространству и по времени в безразмерных величинах:

$$(\bar{v}_1)^n_{i,j}=(v_1)^n_{i,j}+\Big[((P_{11})^n_{i+1,j}-(P_{11})^n_{i-1,j}/\Delta x_1+((P_{12})^n_{i+1,j}-$$
$$-(P_{12})^n_{i-1,j}/\Delta x_2\Big]\cdot\frac{E_u\Delta t}{2\nu^n_{i,j}}+(\ddot{\xi}_1)^n_{i,j}\cdot\Delta t;$$

$$(\bar{v}_2)^n_{i,j}=(v_2)^n_{i,j}+\Big[((P_{12})^n_{i+1,j}-(P_{12})^n_{i-1,j}/\Delta x_1+((P_{22})^n_{i+1,j}-$$
$$-(P_{22})^n_{i-1,j}/\Delta x_2\Big]\cdot\frac{E_u\Delta t}{2\nu^n_{i,j}}+(\ddot{\xi}_2)^n_{i,j}\cdot\Delta t;$$

$$(P_{11})^n_{i,j}=-\frac{a_0(\nu^n_{i,j}-\nu_0)}{\nu_{00}-\nu^n_{i,j}}+\frac{1}{E_u}\Big\{\frac{1}{Re}\Big[\Big((v_1)^n_{i+1,j}-(v_1)^n_{i-1,j}\Big)/2\Delta x_1+$$
$$+\Big((v_2)^n_{i,j+1}-(v_2)^n_{i,j-1}\Big)/2\Delta x_2\Big]+\frac{1}{\ddot{I}\hat{A}_1}\Big[\Big((v_1)^n_{i+1,j}-(v_1)^n_{i-1,j}\Big)/2\Delta x_1\times$$
$$\times\Big((v_2)^n_{i,j+1}-(v_2)^n_{i,j-1}\Big)/2\Delta x_2\Big]-\frac{1}{\ddot{I}\hat{A}_2}\Big[\Big((v_2)^n_{i+1,j}-(v_2)^n_{i-1,j}\Big)/4\Delta x+$$
$$+\Big((v_1)^n_{i,j+1}-(v_1)^n_{i,j-1}\Big)/4\Delta x_2\Big]^2+\frac{1}{\ddot{I}\hat{A}_3}\Big[\Big((v_1)^n_{i+1,j}-(v_1)^n_{i-1,j}/2\Delta x_1\Big)^2\times$$
$$\times\Big((v_2)^n_{i,j+1}-(v_2)^n_{i,j-1}\Big)/2\Delta x_2-\Big((v_1)^n_{i+1,j}-(v_1)^n_{i-1,j}\Big)/2\Delta x_1\cdot\Big(((v_2)^n_{i+1,j}-$$
$$-(v_2)^n_{i-1,j}\Big)/4x_1+\Big((v_1)^n_{i,j+1}-(v_1)^n_{i,j-1}\Big)/4\Delta x_2\Big)^2\Big]+\frac{1}{\ddot{I}\hat{A}_4}\Big[\Big((v_1)^n_{i+1,j}-$$
$$-(v_1)^n_{i-1,j}\Big)/2\Delta x_1\Big]+\frac{1}{\ddot{I}\hat{A}_5}\Big[\Big((v_1)^n_{i+1,j}-(v_1)^n_{i-1,j}\Big)/\Delta 2x_1\Big]^2\Big\};$$

$$(P_{12})^n_{i,j} = \frac{1}{E_u}\left\{\frac{1}{\text{Ï Â}_3}\left[\left((v_1)^n_{i+1.j} - (v_1)^n_{i-1,j}\right)/2\Delta x_1 \times \left((v_2)^n_{i,j+1} - (v_2)^n_{i,j-1}\right)/2\Delta x_2 - \right.\right.$$

$$-\left(((v_2)^n_{i+1,j} - (v_2)^n_{i-1,j}\right)/4\Delta x_1 + \left((v_1)^n_{i,j+1} - (v_1)^n_{i,j-1}\right)/4\Delta x_2\Big)^2\Big)\times$$

$$\times\left(((v_2)^n_{i+1,j} - (v_2)^n_{i-1,j}\right)/4\Delta x_1 + \left((v_1)^n_{i,j+1} - (v_1)^n_{i.j-1}\right)/4\Delta x_2\Big] +$$

$$+\frac{1}{\text{Ï Â}_4}\left[\left((v_2)^n_{i+1,j} - (v_1)^n_{i-1,j}\right)/4\Delta x_1 + \left((v_1)^n_{i,j+1} - (v_1)^n_{i,j-1}\right)/4\Delta x_2\right] +$$

$$+\frac{1}{\text{Ï Â}_5}\left[\left(((v_1)^n_{i+1,j} - (v_1)^n_{i-1,j}\right)/2\Delta x_1 + \left((v_2)^n_{i,j+1} - (v_2)^n_{i,j-1}\right)/2\Delta x_2\right)\times$$

$$\left.\left.\times\left(((v_2)^n_{i+1,j} - (v_2)^n_{i-1,j}\right)/4\Delta x_1 + \left((v_1)^n_{i,j+1} - (v_1)^n_{i,j-1}\right)/4\Delta x_2\Big]\right\};$$

$$(P_{22})^n_{i,j} = -\frac{a_0(\nu^n_{i,j} - \nu_0)}{\nu_{00} - \nu^n_{i,j}} + \frac{1}{E_u}\left\{\frac{1}{\text{Re}}\left[\left((v_1)^n_{i+1,j} - (v_1)^n_{i-1,j}\right)/\Delta x_1 + \right.\right.$$

$$\left.+\left((v_2)^n_{i,j+1} - (v_2)^n_{i,j-1}\right)/2\Delta x_2\Big] + \frac{1}{\text{ÏÂ}_1}\left[\left((v_1)^n_{i+1,j} - (v_1)^n_{i-1,j}\right)/2\Delta x_1 \times\right.$$

$$\times\left((v_2)^n_{i,j+1} - (v_2)^n_{i,j-1}\right)/2\Delta x_2\Big] - \frac{1}{\text{ÏÂ}_2}\left[\left((v_2)^n_{i+1,j} - (v_2)^n_{i-1,j}\right)/4\Delta x_1 + \right.$$

$$\left.+\left((v_1)^n_{i,j+1} - (v_1)^n_{i,j-1}\right)/4\Delta x_2\Big]^2 + \frac{1}{\text{ÏÂ}_3}\left[\left((v_1)^n_{i+1,j} - (v_1)^n_{i-1,j}/2\Delta x_1 \times\right.\right.$$

$$\times\left((v_2)^n_{i,j+1} - (v_2)^n_{i,j-1}\right)/2\Delta x_2\Big)^2 - \left((v_2)^n_{i,j+1} - (v_2)^n_{i,j-1}\right)/2\Delta x_2 \times$$

$$\left.\times\left(((v_2)^n_{i+1,j} - (v_2)^n_{i-1,j}\right)/4\Delta x_1 + \left((v_1)^n_{i,j+1} - (v_1)^n_{i,j-1}\right)/4\Delta x_2\Big)^2\Big] +$$

$$\left.+\frac{1}{\text{ÏÂ}_4}\left[\left((v_2)^n_{i,j+1} - (v_2)^n_{i,j-1}\right)/2\Delta x_2\right] + \frac{1}{\text{ÏÂ}_5}\left[\left((v_2)^n_{i,j+1} - (v_2)^n_{i,j-1}\right)/\Delta 2x_2\right]^2\right\}.$$

2. *Лагранжев этап.* Найдем за время Δt потоки массы ΔM^n через границы эйлеровых ячеек. Полагаем, что вся масса переносится только за счет нормальной к границе составляющей скорости.

Этот этап расчета в условиях нашей задачи является наиболее сложным, т.к. в обобщенном уравнении закона сохранения массы помимо слагаемого $\operatorname{div}(\rho \overline{V})$ присутствует слагаемое $\operatorname{div}(\rho \overline{V}_r)$, которое по своему физическому смыслу можно истолковать как расход массы через движущуюся границу. В связи с этим произведем модификацию методики интегрирования.

Предварительно занумеруем все стороны ячейки (i, j) индексом $k(k=1,2,3,4)$ и введем функцию $D^n_{i,j}$:

$$D^n_{i,j}(k)=\begin{cases}1, & \text{если материал втекает в ячейку (i.j) через сторону k;}\\ 0, & \text{если материал вытекает из ячейки (i.j) через сторону k.}\end{cases}$$

Далее зададим значения параметров потока на границах ячейки для расчетной сетки, изображенной на рисунке.

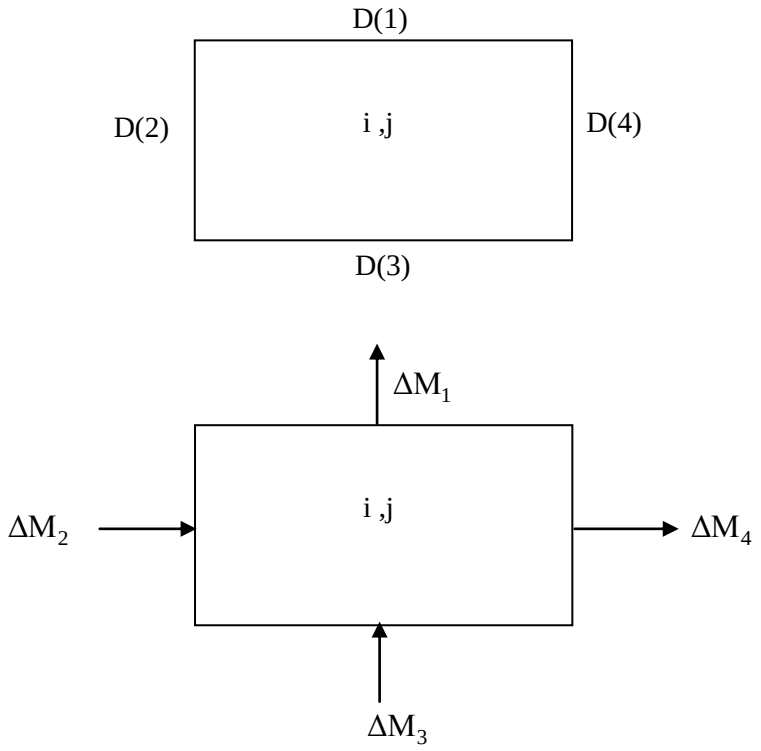


Рис. Расчетная схема течения сыпучего материала через крупную ячейку

Пусть $(\nu_k)_{i,j}$ – объемная концентрация на границах ячейки.

Тогда

$$(\nu_1)_{i,j}=0{,}5(\nu_{i,j}+\nu_{i-1,j}); \qquad (\nu_2)_{i,j}=0{,}5(\nu_{i,j}+\nu_{i,j-1});$$

$$(\nu_3)_{i,j}=0{,}5(\nu_{i,j}+\nu_{i+1,j}); \qquad (\nu_4)_{i,j}=0{,}5(\nu_{i,j}+\nu_{i,j+1}).$$

Пусть $(u_k)_{i,j}$ – скорость на границах ячейки, тогда через проекции центральных скоростей она определится так:

$$(u_1)_{i,j}=0{,}5\cdot((\nu_1)_{i,j}+(\nu_1)_{i-1,j}); \qquad (u_2)_{i,j}=0{,}5\cdot((\nu_2)_{i,j}+(\nu_2)_{i,j-1});$$

$$(u_3)_{i,j}=0{,}5\cdot((\nu_1)_{i,j}+(\nu_1)_{i+1,j}); \qquad (u_4)_{i,j}=0{,}5\cdot((\nu_2)_{i,j}+(\nu_2)_{i,j+1}).$$

Обозначим через $(u_{rk})_{i,j}$ массивы скоростей граничных точек ячейки (i, j), порожденные полем скоростей движущейся границы $\overline{V}_r(x,t)$. Тогда

$$(u_{r1})_{i,j} = 0{,}5\cdot((\nu_{r1})_{i,j} + (\nu_{r1})_{i-1,j}); \qquad (u_{r2})_{i,j} = 0{,}5\cdot((\nu_{r2})_{i,j} + (\nu_{r2})_{i,j-1});$$

$$(u_{r3})_{i,j} = 0{,}5\cdot((\nu_{r1})_{i,j} + (\nu_{r1})_{i+1,j}); \qquad (u_{r4})_{i,j} = 0{,}5\cdot((\nu_{r2})_{i,j} + (\nu_{r2})_{i,j+1}).$$

Если же движущая граница изменяется только во времени и по линейному закону: $L_1 = L_1(t)$, $L_2 = L_2(t)$ (или какая-то из функций является постоянной, например, $L_2 = \beta_3$), то нет необходимости вводить эти массивы, ибо они являются постоянными величинами в каждой ячейке (или равными нулю):

$$(u_{r1})_{i,j}=(u_{r3})_{i,j}=v_{r1}=\text{const}; \qquad (u_{r2})_{i,j}=(u_{r4})_{i,j}=v_{r2}=\text{const}.$$

С учетом сказанного определим потоки массы ΔM_k^n через границы ячеек следующим образом:

$$(\Delta M_1)_{i,j}^n = (\nu_1)_{i,j}^n \cdot ((u_1)_{i,j}^n + (u_{r1})_{i,j}^n)\Delta x_2 \cdot \Delta t;$$

$$(\Delta M_2)_{i,j}^n = (\nu_2)_{i,j}^n \cdot ((u_2)_{i,j}^n + (u_{r2})_{i,j}^n)\Delta x_2 \cdot \Delta t;$$

$$(\Delta M_3)_{i,j}^n = (\nu_3)_{i,j}^n \cdot ((u_3)_{i,j}^n + (u_{r3})_{i,j}^n)\Delta x_2 \cdot \Delta t;$$

$$(\Delta M_4)_{i,j}^n = (\nu_4)_{i,j}^n \cdot ((u_4)_{i,j}^n + (u_{r4})_{i,j}^n)\Delta x_1 \cdot \Delta t.$$

3. *Заключительный этап*. Определим окончательные поля эйлеровых параметров потока в момент времени $t^{n+1} = t^n + \Delta t$.

Уравнения этого этапа представляют собой законы сохранения массы M, импульса P, записанные для данной ячейки в разностной форме:

$$M^{n+1}=M^n+\sum_{k=1}^{4}\Delta M_k^n; \qquad P^{n+1}=P^n+\sum_{k=1}^{4}\Delta P_k^n.$$

Окончательные значения плотности, скорости в декартовой системе координат найдем так:

$$\nu_{i,j}^{n+1} = \nu_{i,j}^n + (-(\Delta M_1)_{i,j}^n + (\Delta M_2)_{i,j}^n + (\Delta M_3)_{i,j}^n - (\Delta M_4)_{i,j}^n)/(\Delta x_1 \Delta x_2);$$

$$X_{i,j}^{n+1} = \Big\{ D_{i,j}^{n}(1) X_{i-1,j}^{n} \cdot (\Delta M_1)_{i,j}^{n} + D_{i,j}^{n}(2) X_{i,j-1}^{n} \cdot (\Delta M_2)_{i,j}^{n} +$$
$$+ D_{i,j}^{n}(3) X_{i+1,j}^{n} \cdot (\Delta M_3)_{i,j}^{n} + D_{i,j}^{n}(4) X_{i,j+1}^{n} \cdot (\Delta M_4)_{i,j}^{n} +$$
$$+ X_{i,j}^{n} \Big[\nu_{i,j}^{n} \Delta x_1 \Delta x_2 - (1 - D_{i,j}^{n}(1))(\Delta M_1)_{i,j}^{n} - (1 - D_{i,j}^{n}(2))(\Delta M_2)_{i,j}^{n} -$$
$$- (1 - D_{i,j}^{n}(3))(\Delta M_3)_{i,j}^{n} - (1 - D_{i,j}^{n}(4))(\Delta M_4)_{i,j}^{n} \Big] \Big\} / \left(\nu_{i,j}^{n} \Delta x_1 \Delta x_2 \right),$$

где $X = (v_1, v_2)$.

Функция $D_{i,j}(k)$ вычислялась таким образом:

если $(u_1)_{i,j} \le 0$, то $D_{i,j}(1) = 0$;

если $(u_1)_{i,j} > 0$, то $D_{i,j}(1) = 1$;

если $(u_2)_{i,j} > 0$, то $D_{i,j}(2) = 1$;

если $(u_2)_{i,j} \le 0$, то $D_{i,j}(2) = 0$;

если $(u_3)_{i,j} \le 0$, то $D_{i,j}(3) = 1$;

если $(u_3)_{i,j} > 0$, то $D_{i,j}(3) = 0$;

если $(u_4)_{i,j} \le 0$, то $D_{i,j}(4) = 1$;

если $(u_4)_{i,j} > 0$, то $D_{i,j}(4) = 0$.

На границе области интегрирования осуществлялись условия непротекания или прилипания. При этом вдоль всех границ вводились слои так называемых фиктивных ячеек потока. Число таких слоев определяется порядком разностной схемы (для первого порядка − один слой).

Граничные условия построим так:

$(u_1)_{1,j} = \alpha (u_1)_{2,j}$; $(u_2)_{1,j} = \beta (u_2)_{2,j}$;

$(u_1)_{N,j} = \alpha (u_1)_{N-1,j}$; $(u_2)_{N,j} = \beta (u_2)_{N-1,j}$;

$(u_1)_{i,1} = \beta (u_1)_{i,2}$; $(u_2)_{i,1} = \alpha (u_2)_{i,2}$;

$(u_1)_{i,M} = \beta (u_1)_{i,M-1}$; $(u_2)_{i,M} = \alpha (u_2)_{i,M-1}$;

$\nu_{1,j} = \nu_{2,j}$; $(P_{nm})_{1,j} = (P_{nm})_{2,j}$;

$\nu_{N,j} = \nu_{N-1,j}$; $(P_{nm})_{N,j} = (P_{nm})_{N-1,j}$;

$\nu_{i,1} = \nu_{i,2}$; $(P_{nm})_{i,1} = (P_{nm})_{i,2}$;

$$\nu_{i,M} = \nu_{i,M-1}; \qquad (P_{nm})_{i,M} = (P_{nm})_{i,M-1};$$

$$i = 1,2,\ldots,N; \quad j = 1,2,\ldots,M; \quad n = 1,2; \quad m = 1,2,$$

где α – коэффициент протекания ($\alpha = 1$ – протекание; $|\alpha| < 1$ – частичное протекание; $\alpha = -1$ – непротекание); β – коэффициент прилипания ($\beta = 1$– неприлипание; $\beta = -1$ – прилипание; $|\beta| < 1$ – частичное прилипание).

Разработанная методика позволяет построить эпюры распределения плотности материала, проекций скорости и напряжений с указанием их значений в каждой крупной частице расчетной схемы в любой момент времени.

Данная модель может быть использована при разработке теории вибрационных технологических процессов переработки сплошных сред и методов их расчета.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Яцун, С.Ф. Исследование распространения вибрации в сыпучих средах, расположенных в замкнутом сосуде с движущейся границей / С.Ф. Яцун, Н.А. Моргунова // Сибирский физико-технический журн. Новосибирск: Наука, Сиб. отд-ние, 1993. Вып. 2. С. 62–66.

2. Яцун, С.Ф. Моделирование течения сыпучего материала в условиях движущейся границы / С.Ф. Яцун, Н.А. Моргунова // Сибирский физико-технический журн. Новосибирск: Наука, Сиб. отд-ние, 1993. Вып. 2. С. 67–71.

3. Давыдов, Ю.М. Крупных частиц метод / Ю.М. Давыдов // Математический энциклопедический словарь. М.: Сов. энцикл., 1988. С. 303–304.

4. Белоцерковский, О.М. Метод крупных частиц в газовой динамике. Вычислительный эксперимент / О.М. Белоцерковский, Ю.М. Давыдов. М.: Наука, 1982. 392 с.

5. Яцун, С.Ф. Исследование влияния диссипативных свойств сыпучего материала на его плотность и напряжение при вибропрессовании / С.Ф. Яцун, Н.А. Моргунова // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. Курск, 2005. Ч. 2. С. 163–168.

6. Моргунова, Н.А. Уравнение неразрывности и импульса в вибротехнологиях / Н.А. Моргунова // Изв. Курск. гос. техн. ун-та. 2008. №3(24). С. 65–67.

УДК 62-752

S. Polukoshko

Ventspils University College Engineering Research Center (Latvia)

O. Kononova

Riga Technical University, Institute of Mechanics (Latvia)

I. Schukin, R. Smirnova

Daugavpils branch of Riga Technical University (Latvia)

EXPERIMENTAL RESEARCH OF DYNAMIC DAMPING OF TRANSVERSAL VIBRATIONS OF BEAMS

В данной работе исследуется пассивный инерционный динамический гаситель пружинного типа. Объектом гашения являются поперечные колебания жёсткого бруса, шарнирно закреплённого на конце и удерживаемого в горизонтальном положении при помощи линейной пружины растяжения-сжатия. Инерционный элемент соединяется с объектом защиты от вибрации с помощью нелинейной конической винтовой пружины. Эксперименты выполнялись на универсальный лабораторной системе ТМ 150, предназначенной для исследования широкого спектра вибраций.

Introduction

The problem of decrease of vibrations of constructions and mechanisms appeared a long time ago and becomes more complicated because of transition to high speed, frequency and loading. The large number of solutions of this problem is proposed, nevertheless it remains actual till now. In this work the inertial single mass dynamic absorber of a spring type is examined. Basic system– rigid beam with one hinge joint, supported with elastic spring, absorber are added to the rigid beam with conical helical spring. Conical spring was selected because under lateral vibrations of beam the shear forces acting in the plane of coils of the spring , joining the additional mass, cause the transversal and bending vibrations of cylindrical springs. In view of the fact that conical springs have large inflexibility to the action of shear forces and their transversal vibrations it is possible not to take into account. A beam is exposed to power excitation of electric motor with unstable mass. In this research the effectiveness of absorber under constant sinusoidal excitation is studied, forced vibrations of beams without absorbers and with absorbers were investigated.

The objective of this work is to develop the mathematical model of beam with a dynamic absorber on a nonlinear spring and to confirm its validity by experiments, executed on the laboratory equipment of TM-150.

1. Experimental set-up

The trainer laboratory equipment TM-150 covers a wide range of topics in mechanical vibration technology. The schematic layout of the experimental laboratory setting for vibration testing is shown in Fig.1. It is mounted on a sturdy, low-vibration aluminum sectional frame which is installed on a laboratory trolley with braked wheels. Elements may be quick fastening to the frame. Forced vibration is generated with an electrical motor-driven imbalance exciter. The exciter frequency can be set precisely on a control unit with digital display.

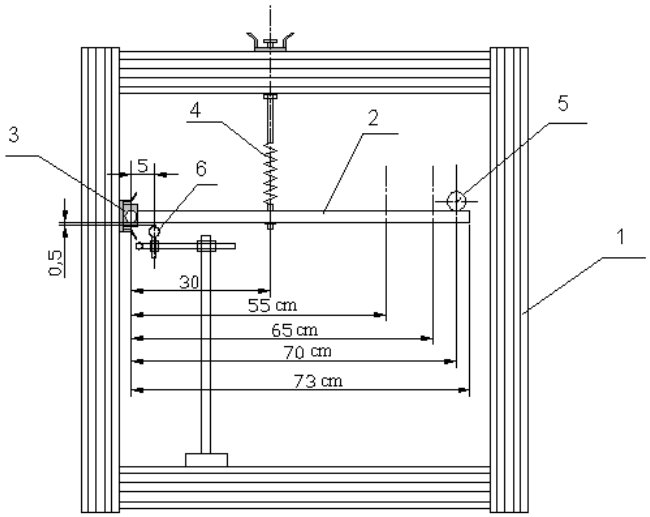


Fig. 1. Experimental set-up scheme: 1 – sturdy frame; 2 – rigid beam; 3 – bearing; 4 – supporting spring; 5 – electrical imbalance exciter; 6 – sensor devices

Rigid beam dimentions: $L \times b \times h \times L$= 730 × 25 × 12 mm, mass m=1,68 kg, beam has an holes through 5 cm. where different device may be fastened. Supporting tension – compression springs with stiffness k=3000 N/m is fastened in the distance c=0.30 m.

Mass of the elektroexciter m=0.772 kg, electric motor has unstable mass m_u =100 g with eccentricity ε=1 cm, rotation frequency of engine Ω may vary from 0 *to* 50 Hz, periodic excting force is $F(t) = m_u \varepsilon \cdot \Omega^2 \sin \Omega t = F_u \sin \Omega t$. For precise amplitude measurements the contact device – dynamic sensor, based on principle of measuring of of the electric field strength between a metallic beam and sensor, is used. Measuring element reading are output on the computer display.

2. Conical spring properties

For examine of vibrations dampening a conical helical spring was prepared from a high – strength steel wire by the diameter of 1 mm, with the number of coils 9, the middle diameter of small coil 13 mm, the middle diameter of large coil -26 mm, 60 mm high with the permanent angle of slope of coils. Testing of spring was executed and equation, representing connection between spring force and deflection are derived.

This dependence is linear in the tension zone, and partially in compression zone, and nonlinear in compression zone.

$$F(x):\begin{vmatrix} 350\cdot x \text{ if } x > -0.01; \\ 350\cdot x + 1635\cdot x^2 + 109000x^3 \text{ if } x \le -0.01. \end{vmatrix} \quad (1)$$

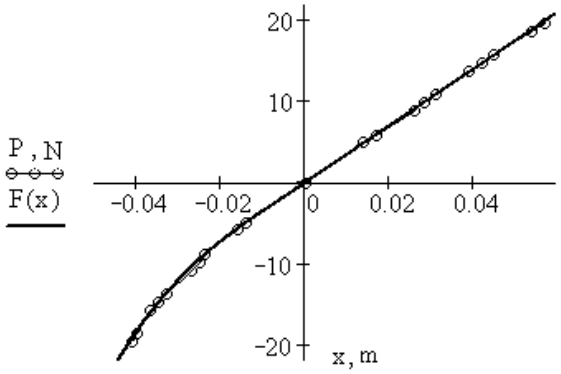


Fig. 2. Plot of dependent the force of spring on its deflection:
⊖⊖⊖ experimental data, —— analytical dependence

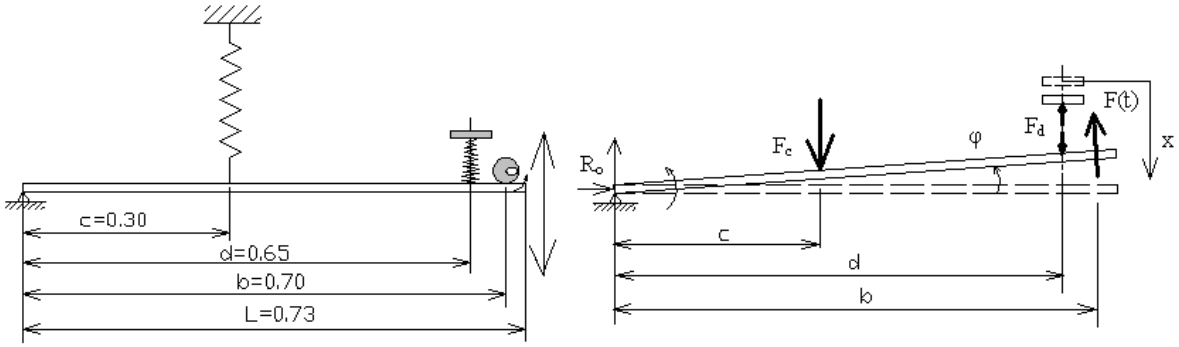
3. Analytical model of beam. Equations of motion

In Fig .3 the scheme of beam and analytical model with the imposed forces is shown.

At the distance d=0,65 m from the axis of rotation the additional mass is joint to the beam. For comparing the results the additional mass is joint without spring and with spring. The parametrs of vibration system is given in table 1, were J – the moment of inertia of system in relation to the axis of bearing, ω – natural circular frequency of system and f – natural frequency: $\omega = \sqrt{c^2 k / J}$, $f_c = \omega / 2\pi$.

The parametrs of vibration system

System discription	J, m^4	ω, s^{-1}	f, Hz
1. Beam without exiter	0.298	30.10	4.787
2. Beam with exiter	0.677	19.97	3.179
3. Beam with exiter and mass 0.3 kg on b=0.65 m	0.803	18.334	2.918
4. Beam with exiter and mass 0.5 kg on b=0.65 m	0.888	17.310	2.755



a) b)

Fig. 3. Scheme of the beam vibration (a) Analitical model of rigid beam (b)

Natural circular frequency of mass on spring in linear zone: $f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$, where k_1=350 N/m, for m=0.3 kg f=5.436 Hz, for m=0.5 kg f=4.211 Hz.

Motion of beam with an electroexciter and added mass, taking into account the forces of viscous resistance :

$$\left(J_O + m_{el}b^2 + md^2\right)\ddot{\varphi} = -F_c c - \mu\dot{\varphi} + F_u b\sin\Omega t\,,$$

$$J\ddot{\varphi} + \mu\dot{\varphi} + c^2 k\varphi = m_u\varepsilon\cdot\Omega^2 b\sin\Omega t\,,\ \text{or}\ \ \ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + \omega_c{}^2\varphi = m_u\varepsilon\cdot\Omega^2 b\sin\Omega t\,. \qquad (2)$$

The solution of equation (2) – steady-state vibration under action of harmonic exciting force:

$$\varphi(t) = \frac{F_u b}{J}\frac{1}{\sqrt{(\omega_c{}^2 - \Omega^2)^2 + 4n^2\Omega^2}}\sin\left(\Omega\cdot t + \arctan\frac{2n\cdot\Omega}{\omega_c{}^2 - \Omega^2}\right). \qquad (3)$$

Comparing the experimental and theoretical amplitudes for given frequency it is possible to estimate the size of coefficient of viscous resistance μ.

Motion of beam with an electroexciter and added mass with conical spring:

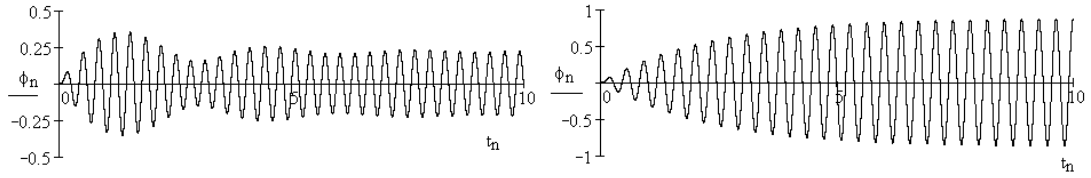
$$\begin{cases}(J_0 + m_{el}b^2)\ddot{\varphi} = -F_c c - F_d d - \mu\dot{\varphi} + F(t)b;\\ m\ddot{x} = -F_d + md\ddot{\varphi};\end{cases}$$

$$\begin{cases}(J_0 + m_{el}b^2)\ddot{\varphi} = -c^2 k\varphi - F_d d - \mu\dot{\varphi} + m_u\varepsilon\cdot\Omega^2 b\sin\Omega t;\\ m\ddot{x} = -F_d + md\ddot{\varphi};\\ F_d = \begin{vmatrix}k_1(d\varphi + x), if\,(d\varphi + x) < 0.01;\\ k_1(d\varphi + x) + k_2(d\varphi + x)^2 + k_2(d\varphi + x)^3, if\,(d\varphi + x) \ge 0.01.\end{vmatrix}\end{cases} \qquad (4)$$

This system has two degrees of freedom and its position is determined by two coordinates: rotation angle φ of beam round a point O and vertical displacement of mass *x*; *x* – axis is assumed directed downward considering that mass moves vertically. Coriolis and centrifugal inertia force imposed on mass in taranslatory motion may be neglected, because small rotation angle.

4. Numerical simulation

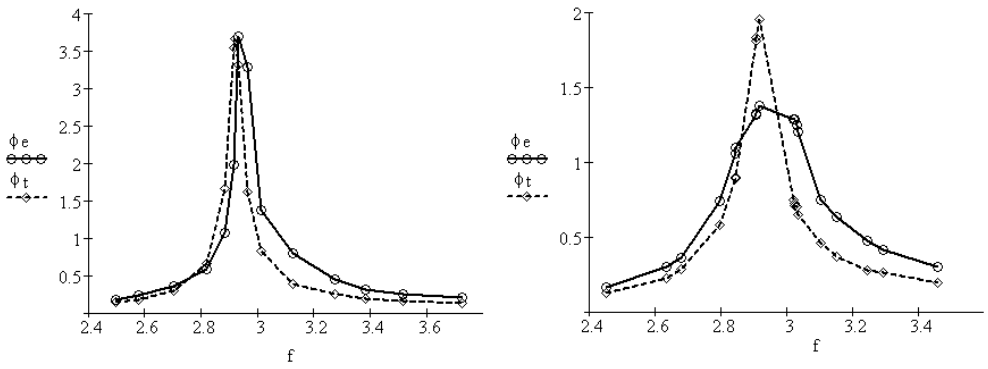
Solution of the system (4) are got numerically, using Euler's method with help of Mathcad program, for every recorded frequency of excting force. As an example the plots of rotation angle dependence on time are given below in Fig. 4. for the beam with additional mass 0.50 kg on conical spring: a) for subresonance value of exiting force frequence, b) for resonance value.



a) *f*=2,612 Hz b) *f*=2,755 Hz

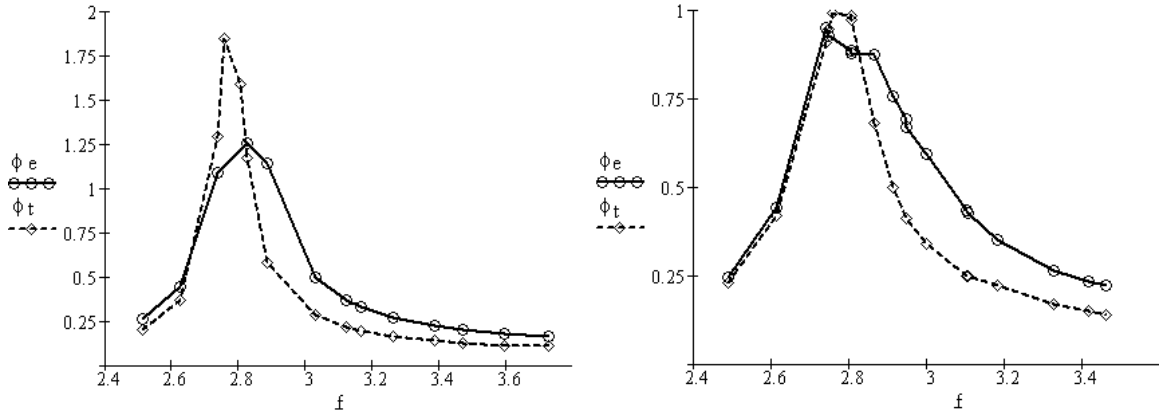
Fig. 4. Plots of dependence of beam rotation angle (degrees) on time μ=0,2 m=0,5 kg

On the basis of received data amplitue-frequence response curve are built for experimental data and for theoretical calculations, which are depicted on one diagram. In Fig. 5 and 6 amplitude-frequence characteristic for beam with additional mass without spring and with conical spring are represented. Here the amplitude of steady-state vibrations are measured and put on plot. As calculations show, the spring works mainly as linear, non-linearity shows up at a large compression in the area of resonance. Viscous resistance is not constant and varies depending on frequency.



a) without spring a) with conical spring

Fig. 5. Plots of amplitude-frequency response curves for the beam with additional mass m_1=0.30 kg: theoretical with μ=0.25; experimental



a) without spring a) with conical spring

Fig. 6. Plots of amplitude-frequency response curves for the beam with additional mass m_1=0.50 kg: theoretical with μ=0.25; experimental

Conclusion

In this work experimental research of dynamic vibrations absorber for rigid beam transversal vibration elimination is executed. Inertia dynamic vibrations absorber is fulfilled as a mass, adding to the vibrating object by means of a conical coil spring.

Such device reduces oscillation in the area of resonance. A conical coil spring is used because of its ability to resist to the shear forces. Cylindrical coil spring was also tested, which gave a small suppression effect because of arising of bending and lateral vibrations of mass on spring. The mathematical model of inertia dynamic vibration absorber with a nonlinear conical spring is developed. An experiment is confirmed by the validity of the applied mathematical model. A theoretical calculation shows a good enough coincidence with an experiment. In future it is necessary to refine mathematical model, taking into account more carefully bearing friction losses and friction in springs.

REFERENCES

1. Clarence W. de Silva. Vibration. Fundamental and Practice / Clarence W. de Silva. New York: CRC Press LLC, 2000, 921 p.

2. Вибрации в технике: справ. Т. 5: Измерения и испытания / под ред. М.Д. Генкина. М.: Машиностроение, 1981.

3. Вибрации в технике: справ. Т. 6: Защита от вибрации и ударов / под ред. К.Ф. Фролова. М.: Машиностроение, 1995.

4. Mikhlin, Y.V. Dynamical interaction of an elastic system and essentially nonlinear absorber / Y.V. Mikhlin, S.N. Reshetnikova // J. of Sound and Vibration. 2005. Vol. 283. P. 91–120.

УДК 62-752

S. Polukoshko

Ventspils University College Engineering Research Center (Latvia)

O. Kononova, A. Boyko, S. Sokolova

Riga Technical University, Institute of Mechanics (Latvia)

IMPACT VIBRATION ABSORBER OF PENDULUM TYPE

В данной работе рассматривается ударный гаситель колебаний маятникового типа. Он представляет собой маятник, движение которого ограничено упорами, установленными на вибрирующей системе. Гасители колебаний маятникового типа используются на практике для уменьшения уровня вибраций различных инженерных сооружений: дымовых труб, телевизионных башен, мостов, высотных зданий, мачт-антенн, для автобалансировки валов и т.д. Цель данного исследования – изучить влияние параметров маятника на возможность подавления вибраций основной системы при гармоническом возбуждении.

Introduction

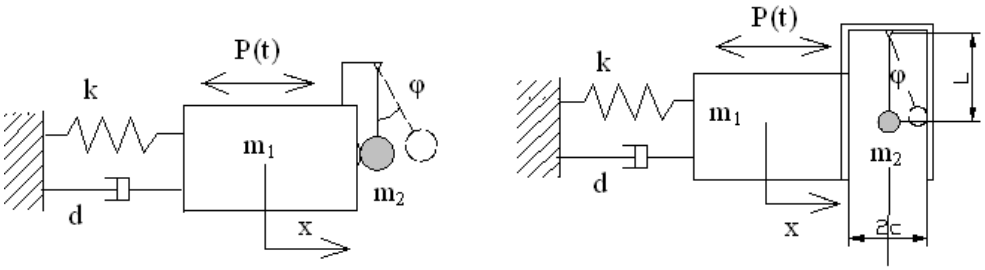
Vibration is a repetitive, periodic or oscillatory response of mechanical system. Since most of machines and structures undergo some degree of vibrations, engineers have to consider the results of vibrations in the designing process [4, 8]. It is usually required to control the vibrations because it causes fatigue and failure of the vibrating elements and discomfort for the people. One of the most effective passive control methods is adding an impact vibration absorber (IVA) to the system under excitation [1, 2, 5]. IVA consists of an impact mass which is placed on basic vibrating mass so, that periodically collides with it. The transfer of momentum to the mass from the main mass and dissipation of energy in every impact provides reduction in amplitude response of the main mass. IVA are fulfilled with one, two and more degrees of freedom; noncontrollable and regulated; with unilateral or with bilateral constraints. In accordance with structural type impact vibration absorbers may be spring, floating and pendulum. In this work the impact absorber of pendulum type is examined. It consists of pendulum with motion limiting stops attached to the vibrating system. Pendulum vibration absorbers are used in practice for decreasing of vibration level of different engineering structures: flue pipes, television towers, bridges, high-rise buildings, aerial masts, for shaft autobalancing and others [3, 6, 8].

The purpose of this research is to study the influence of parameters of the pendulum on possibility of vibration suppression of the basic system under harmonic excitation, and the effect of the system parameters on system dynamics. This involved determination the effect of mass ratio, excitation amplitude, and clearance between impact stop walls. A pendulum with

one and two impacts during the period is considered. Dependence of suppression ability of absorber on pendulum length, coefficient of restitution at impact, mass ratio of the basic system and pendulum, and gap size are found.

1. Analitical model of absorber

The models of single and double impact pendulum absorbers are presented in Fig. 1.



a) b)

Fig. 1. Model of the pendulum impact absorber: a – single-impact absorber model; b – double impacts model

Parameters of system: m_1 – mass of the main body; m_2 – mass of the damper; $\mu = m_2/m_1$ – mass ratio; d – inherent damping coefficient of the main system; k – stiffness coefficient of main system; r – coefficient of restitution of the velocity after impact; λ – natural frequency of the main system; ω – the frequency of pendulum; l – length of pendulum; c – size of gap; α – max angle for two-impacts absorber.

The system is considered under harmonic excitation:

$$P(t) = P_0 \sin \Omega t ,$$

where P_0 – amplitude of excitation force; Ω – frequency of excitation.

Using Lagrange's equations the equation of motion of the examined system is derived:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)\ddot{x} + m_2 l\ddot{\varphi}\cos\varphi = -kx - d\dot{x} + m_2 l\dot{\varphi}^2 \sin\varphi + P_0 \sin\Omega t - S\sum_{R=0}^{\infty}\delta(t - RT); \\ m_2 l^2\ddot{\varphi} + m_2\ddot{x}l\cos\varphi = -m_2 gl\sin\varphi + S\sum_{R=0}^{\infty}\delta(1 - RT), \end{cases} \quad (1)$$

where S – impact impulse; $\delta(t - RT)$ – delta function; T – period of collisions.

The stereomechanical theory of impact is used for impact impulse definition [7]:

$$S = (1 + r)\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}(v_{01} - v_{02}), \quad (2)$$

where v_{01} and v_{02} – velocity of main body and velocity of impactor just before impact.

The velocity of impactor consists of translational velocity and relative velocity:

$$v_{01} - v_{02} = v_{01} - (v_{01} + v_{2r}) = -l\dot{\varphi}_{01}, \tag{3}$$

here the angular velocity is pendulum velocity just before impact,

$$\dot{\varphi}_{01} = \dot{\varphi}(T).$$

Taking into account (3) impact impulse may be represented as:

$$S = (1+r)\frac{m_2}{1+\mu}(-l\dot{\varphi}). \tag{4}$$

After rearrangement of equation of system (1) and taking into account (4) system (1) may be written:

$$\begin{cases} \ddot{x} + \dfrac{b}{1+\mu}\dot{x} + \dfrac{\lambda^2}{1+\mu}x = \dfrac{\mu}{1+\mu}l\dot{\varphi}^2\sin\varphi - \dfrac{\mu}{1+\mu}l\ddot{\varphi}\cos\varphi + \dfrac{p_0}{1+\mu}\sin\Omega t + \dfrac{(1+r)\mu}{(1+\mu)^2}l\dot{\varphi}(T)\sum\limits_{R=0}^{\infty}\delta(t-RT), \\ \ddot{\varphi} + \omega^2\sin\varphi = -\dfrac{\ddot{x}}{l}\cos\varphi - \dfrac{1+r}{1+\mu}\dot{\varphi}(T)\sum\limits_{R=0}^{\infty}\delta(t-RT), \end{cases} \tag{5}$$

where

$$\lambda = \sqrt{\frac{k}{m_1}},\ b = \frac{d}{m_1},\ p_0 = \frac{P_0}{m_1},\ \omega = \sqrt{\frac{g}{l}}.$$

For the simplified variant of equations of motion presented bellow, without taking into account dissipation and inertias forces:

$$\begin{cases} \ddot{x} + \dfrac{k}{m_1+m_2}x = \dfrac{P}{m_1+m_2}\sin\Omega t - \dfrac{S}{m_1+m_2}\sum\limits_{R=0}^{\infty}\delta(t-RT); \\ \ddot{\varphi} + \omega^2\varphi = -\dfrac{\ddot{x}}{l} + \dfrac{S}{m_2 l}\sum\limits_{R=0}^{\infty}\delta(t-RT). \end{cases} \tag{6}$$

With help of fitting method an analytical solution is found [6, 8]. Purely forced oscillation of the system and absorber are given for a time domain (0, T) between impacts under conditions of tuning: $\Omega T = 2\pi$; $2\omega = \Omega$.

2. Numerical solution

In this work the numerical solution of system (5) was obtained with help of Euler method using the kinematics conditions – pre-impact and post-impact velocities of moving bo-

dies if coefficient of restitution is known. The velocity of the main body v_1 and velocity of impactor v_2 just after impact:

$$v_1 = v_{01} + l\dot{\varphi}_{01}\frac{\mu(1+r)}{1+\mu}, \quad v_2 = v_{01} + l\dot{\varphi}_{01}\frac{\mu - r}{1+\mu}. \tag{7}$$

Euler method gives good results if time interval Δt is small. Examples of the solution of motion are presented below for single and two-impact absorbers. For the numeral solution next value of parameters are accepted λ=1.5, b = 0.1, p_0 = 0.5. Parameters values are chosen for civil engineering conditions. The structure is modeled as single-degree of freedom system, after adding the pendulum absorber it becomes two freedom degrees; the exiting force is harmonic. The equations of motion are solved numerically with help of Matcad program. The received results enable to analyze all parameters of motion of the system.

Plots of maximal amplitude Amax of the main body in relation to exiting force frequency for different multi and single impacts pendulum frequencies are presented in Fig. 2 and Fig. 3.

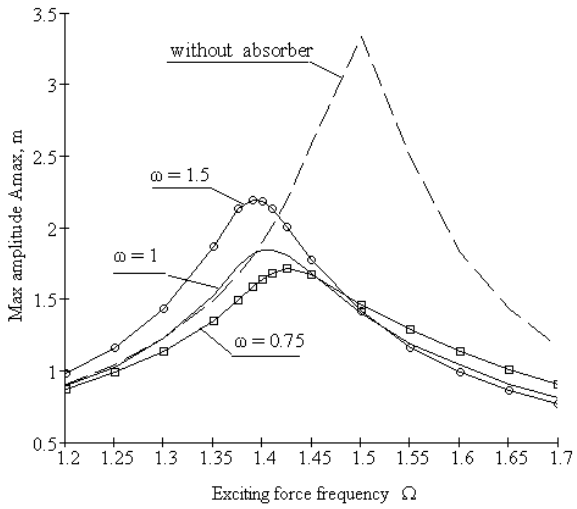


Fig. 2. Maximal amplitude Amax in relation to exiting force frequency Ω for different multi-impacts pendulum frequencies in case of α=0.05, μ=0.04, r =0.6

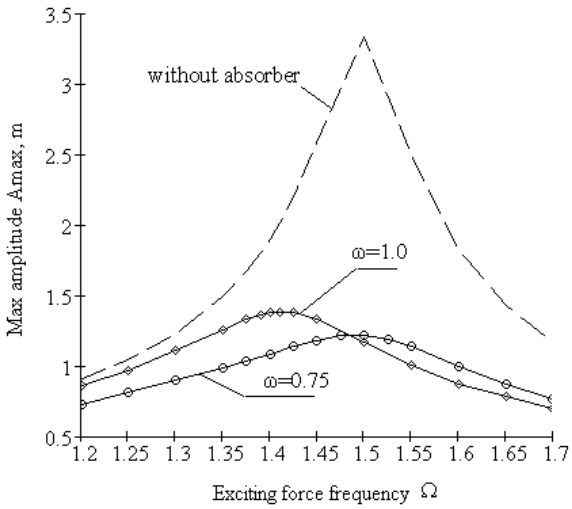
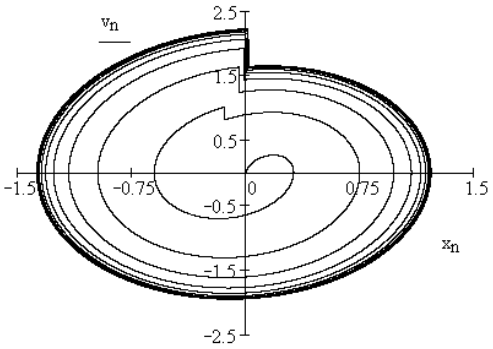
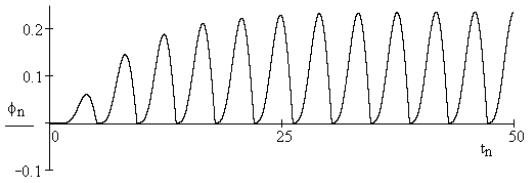


Fig. 3. Maximal amplitude Amax in relation to exiting force frequencies Ω for single impact pendulum absorber (μ=0.04, r =0.6)

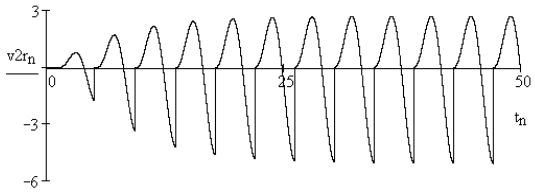
In Fig. 4.a-c parameters of motion of single-impact absorber, in Fig. 5.a-c of multi-impact absorber are presented: a) velocity of mass m_1 as function of x; b) rotation angle of pendulum φ as function of time; c) relative velocity v_2r of mass m_2 as function of time. Plots of maximal amplitude Amax depending on pendulum clearance angle α are given in Fig. 6; plots of maximal amplitude Amax depending on μ –ratio – in Fig. 7.



a) $v=v(x)$

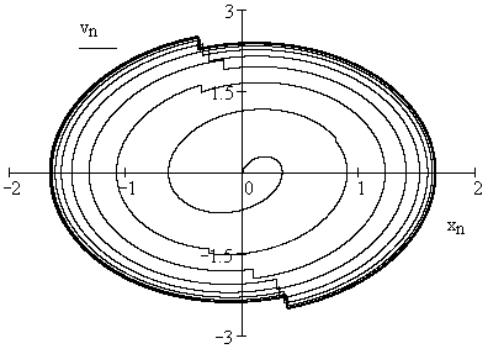


b) $\varphi(t)$

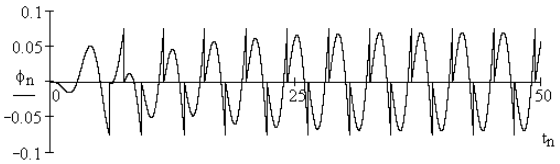


c) $v_2r = v_2r$

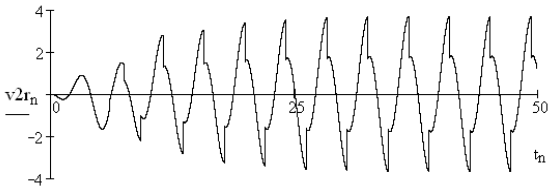
Fig. 4. Plot of dependence motion parameters on time and phase map for Ω=1.5, λ=1.5, ω=0,75, μ=0.04, e=0.6 for one-impact absorber



a) $v=v(x)$



b) $\varphi = \varphi(t)$



c) $v_2r = v_2r$

Fig. 5. Plot of dependence motion parameters on time and phase map for Ω=1.5, λ=1.5, ω=0.75, μ=0.04, α=0.1, e=0.6 for double-impact absorber

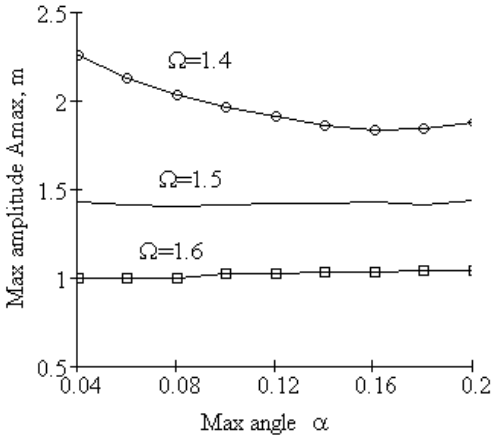


Fig. 6. Maximal amplitude Amax depending on pendulum clearance angle α (ω=1.5, μ=0.04, r=0.6)

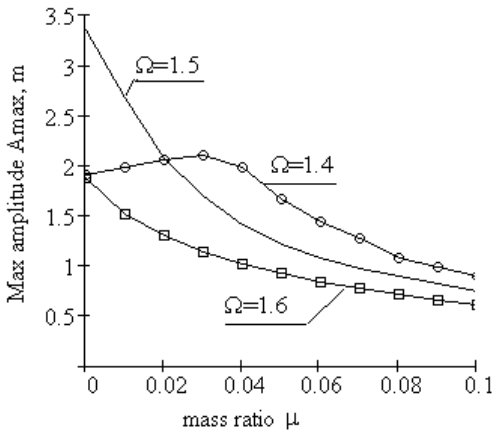


Fig. 7. Maximal amplitude Amax depending on μ –ratio for two-impact absorbers (ω=1.5, r=0.6, α=0.1)

Conclusion

The differential equations of motion of the vibrating system are derived on the basis of Lagrange's equation of the second type. The impacts in the system are described as impacts of perfectly rigid bodies taking into account the coefficient of restitution. The equations of motion are solved numerically with help of Matcad program, using Euler's method. Numerical solution allows calculating not only the parameters of motion in the steady-state mode, but also in a transitional process. All parameters of transient motion and steady-state motion were defined, results were analyzed. Dependences of amplitude of vibrations are shown graphically on correlation of the masses, maximal of pendulum Amplitude in the graphs is shown maximal, instead of amplitude of the set motion. For a one-impact absorber, adjusted on resonance frequency, attenuation ability is greater, but velocity of collisions is great, that can result in the damage of material.

REFERENCES

1. Cheng Jianlian. Inner mass impact damper for attenuating structure vibration / Cheng Jianlian, Hui Xu // Intern. J. of Solids and Structures. 2006. Vol. 43, iss. 17. P. 5355–5369.

2. Cheng, C.C. Free vibration analysis of a resilient impact damper / C.C. Cheng, J.Y. Wang // Intern. J. of Mechanical Sciences. 2003. Vol. 45. P. 589–604.

3. Classical impact damper and pendulum impact damper for potential civil engineering application / Sy G. Chua, B.M. Pacheco, Y. Fujuino and M. Ito // Structural Eng. / Earthquake Eng. 1990. Vol. 7, N 1. P. 110–112.

4. Clarence W. de Silva. Vibration. Fundamental and Practice / Clarence W. de Silva. New York: CRC Press LLC, 2000.

5. Ema, S. A fundamental study on impact dampers / S. Ema, E. Marui // Intern. J. of Machine Tools and Manufacturers. 1996. Vol. 36. P. 93–306.

6. Korenev, B.G. Dynamic vibration absorber / B.G. Korenev, L.M. Reznikov. M.: Nauka, 1988. (in Russian)

7. Viba, J. Optimisation and syntesis of vibro-impact mashines / J. Viba. Riga: Zinatne, 1988. (in Russian)

8. Vibrations in engineering. V. 6: Protection from vibrations and impacts / editor K.F. Frolov. M.: Mashinostroenie, 1995. (in Russian)

УДК 62-752

Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва

СИНТЕЗ КОНСТРУКЦИИ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СТЕРЖНЕВОЙ ПОДВЕСКИ

Рассматривается конструкция виброизолирующей пространственной подвески, состоящая из шести одинаковых гибких криволинейных стержней. Проведен анализ влияния конструктивных параметров подвески на спектр ее собственных частот. Показано, что такая конструкция при соответствующем выборе параметров позволяет добиться идентичных характеристик жесткости (собственных частот) в любом направлении линейных перемещений виброизолируемого объекта. Показано, что применение шарнирного закрепления стержней позволяет добиться значительного (почти в два раза) снижения значений собственных частот подвески по сравнению с жестким закреплением.

Для обеспечения пространственной виброзащиты обычно применяются разнообразные конструкции подвесок, созданные на основе комбинации однонаправленных упругих элементов, работающих в линейных или угловых направлениях. Для виброзащиты в низкочастотной области подобные конструкции оказываются малопригодными, т.к. должны обладать относительно большими габаритами. Применение активных систем или систем с «квазинулевой» жесткостью для пространственной виброизоляции ограничено из-за конструктивной сложности и высокой стоимости.

Поэтому при создании конструкций пространственных подвесок желательно применять упругие элементы, обеспечивающие возможность перемещения подвешиваемого объекта по всем возможным направлениям, т.е. по всем шести степеням свободы твердого тела. Для определенных условий эксплуатации объектов виброзащиты, особенно при неопределенности направления возбуждения, необходимо, чтобы динамические характеристики пространственных подвесок в различных направлениях были бы практически одинаковыми.

Рассмотрим одну из возможных конструкций пространственной подвески, выполненную на базе системы криволинейных стержней (рис. 1). Защищаемый объект моделируется абсолютно твердым телом в форме шара. Для описания положения конструкции в пространстве и ее движения введем неподвижную декартову систему координат $OX_1X_2X_3$, начало которой связано с положением равновесия центра масс защищаемого объекта, и единичными векторами $\mathbf{i}_1$, $\mathbf{i}_2$, $\mathbf{i}_3$.

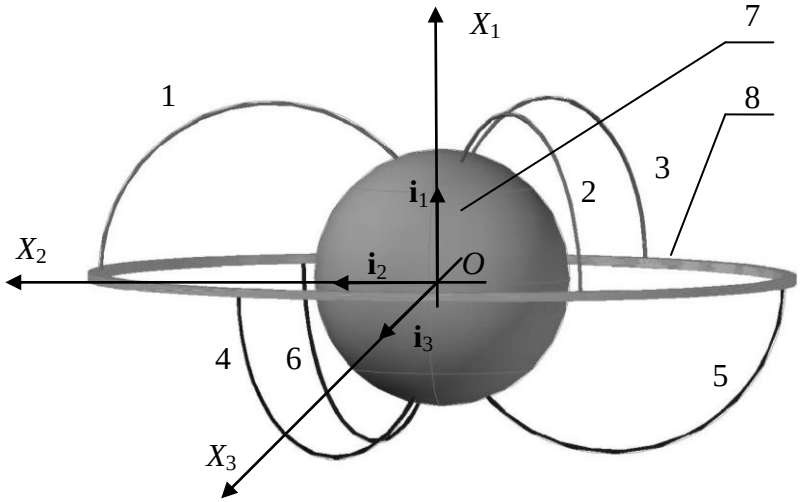


Рис. 1. Конструкция подвески (общий вид): 1–6 – упругие стержни;
7 – объект виброзащиты; 8 – корпус

Объект 7 закреплен на корпусе 8 (показан схематично) с помощью шести одинаковых упругих стержневых элементов 1–6 круглого поперечного сечения. Каждый из шести упругих элементов в исходном состоянии представляет собой плоский криволинейный упругий стержень. Три стержня расположены над плоскостью X_2OX_3 (верхнее полупространство), а три других стержня – под плоскостью X_2OX_3 (нижнее полупространство). Точки закрепления стержней на корпусе 8 лежат в плоскости OX_2X_3. Плоскости, в которых расположены осевые линии стержней, перпендикулярны плоскости OX_2X_3 и симметричны относительно оси OX_1 в каждом полупространстве, образуя между собой угол 120° (рис. 2). Тем самым достигается идентичность характеристик жесткости всей конструкции в направлениях осей OX_2 и OX_3, а идентичность с жесткостью в направлении оси OX_1 может быть обеспечена за счет соответствующего выбора геометрической формы и размеров стержней. Заметим, что в общем случае верхняя и нижняя тройка стержней в проекции на плоскость OX_2X_3 могут быть повернуты друг относительно друга на произвольный угол ψ.

Задача синтеза параметров такой динамической системы формулируется исходя из ограничений на максимальные допустимые значения и разброс собственных частот подвески и максимально допустимые габариты. Таким образом, для определения оптимальных рабочих параметров подвески в первую очередь необходимо выяснить влияние различных параметров системы на ее собственные частоты.

В связи с тем, что масса объекта виброзащиты значительно превышает суммарную массу стержней, то для расчета собственных частот в первом приближении мас-

сой упругих стержней можно пренебречь и рассматривать их как безмассовые упругие элементы, обладающие изгибной и крутильной жесткостью.

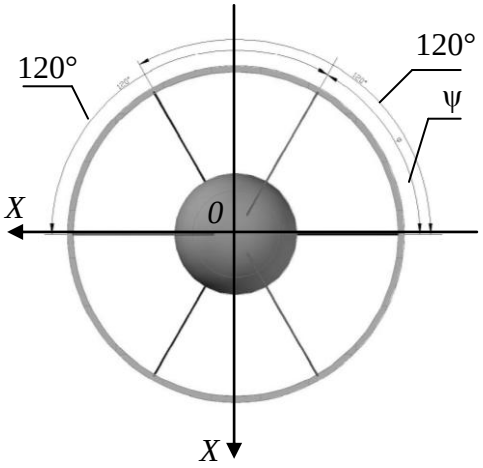


Рис. 2. Конструкция подвески (вид сверху)

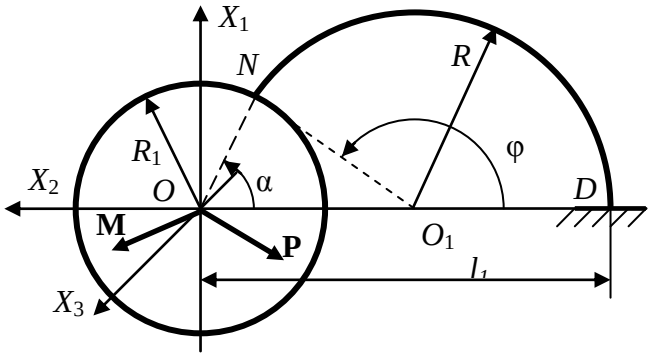


Рис. 3. Расчетная схема для определения матрицы жесткости стержневого элемента

Тогда свободные колебания системы описываются стандартным векторным уравнением

$$\mathbf{M}\ddot{\bar{\mathbf{X}}} + \mathbf{K}_{\text{сист}}\bar{\mathbf{X}} = 0, \tag{1}$$

где $\mathbf{X}$ – вектор перемещений центра масс шара; $\mathbf{M}$ – матрица параметров инерции; $\mathbf{K}_{\text{сист}}$ – матрица жесткости системы [1].

Собственные частоты колебаний системы определяются из уравнения

$$\mathbf{det}(\mathbf{K}_{\text{сист}} - p^2\mathbf{M}) = 0, \tag{2}$$

где p – собственная частота колебаний.

Матрица параметров инерции $\mathbf{M}$ имеет вид

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{\text{ш}X_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{\text{ш}X_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{\text{ш}X_3} \end{bmatrix}, \tag{3}$$

где m – масса шара; $J_{\text{ш}X_1}$, $J_{\text{ш}X_2}$, $J_{\text{ш}X_3}$ – моменты инерции шара при вращении относительно осей OX_1, OX_2, OX_3 соответственно.

Для определения матрицы жесткости системы $\mathbf{K}_{\text{сист}}$ вначале получим матрицу жесткости $\mathbf{K}_0$ отдельного стержневого элемента, которая определяется путем обращения матрицы податливости:

$$\mathbf{K}_0 = \mathbf{\Delta}^{-1}. \tag{4}$$

Матрицу податливости $\mathbf{\Delta}$ определяем методом сил сопротивления материалов в соответствии с расчетной схемой, приведенной на рис. 3. Тогда матрица жесткости каждого стержневого элемента системы определится по формуле

$$\mathbf{K}_i = \mathbf{B}(\beta_i)\mathbf{A}(\psi_i)\mathbf{K}_0\mathbf{A}^{-1}(\psi_i)\mathbf{B}^{-1}(\beta_i), \;\; i = 1,2...6, \tag{5}$$

где $\mathbf{B}(\beta_i)$ и $\mathbf{A}(\psi_i)$ – матрицы поворота, соответствующие реальному положению i-го стержня в конструкции подвески [2].

Матрица жесткости системы определяется как сумма матриц жесткости каждого отдельного стержневого элемента

$$\mathbf{K}_{\text{сист}} = \sum_{i=1}^{6} \mathbf{K}_i \; . \tag{6}$$

В силу симметрии конструкции матрица жесткости системы имеет диагональный вид. Поэтому система уравнений (1) распадается на шесть независимых уравнений.

Для последующей численной реализации алгоритма решения выберем масштаб времени T так, что

$$\frac{ml^3}{EJ_{\text{изг}}T^2} = 1, \quad \left(T^2 = \frac{ml^3}{EJ_{\text{изг}}}\right), \tag{7}$$

где l – длина стержня; E – модуль упругости материала стержня; $J_{\text{изг}}$ – момент инерции сечения стержня при изгибе.

Тогда собственные частоты системы определятся по формуле

$$p_i = \begin{cases} \dfrac{1}{T}\sqrt{K_{\text{сист } i,i}} & \text{при } \; i = 1,2,3; \\ \dfrac{l}{R_1 T}\sqrt{\dfrac{5}{2}K_{\text{сист } i,i}} & \text{при } \; i = 4,5,6, \end{cases} \tag{8}$$

где $K_{\text{сист } i,i}$ – элементы матрицы жесткости системы, полученной в безразмерном виде; R_1 – радиус шара.

Из формул (7) и (8) видно, что собственные частоты зависят от массы и размеров объекта виброзащиты, которые обычно являются заданными величинами, модуля

упругости материала стержня и момента инерции сечения стержня при изгибе. Кроме того, собственные частоты зависят от длины стержня l и компонент матрицы жесткости системы $K_{\text{сист } i,i}$, которые, в свою очередь, зависят от расстояния l_1 между точкой O положения центра масс шара в исходном состоянии и точкой D закрепления стержня на корпусе, и от угла α, который определяет положение точки N закрепления стержня на шаре (см. рис. 3).

В связи с тем, что аналитические выражения для компонент матрицы $\mathbf{K}_{\text{сист}}$ имеют довольно громоздкий вид, анализ влияния параметров l_1 и α на собственные частоты удобнее проводить в численном виде. Численный расчет проводился в системе Matlab при следующих значениях параметров системы: m=250 г, R_1=30 мм, материал – сталь, E=2,1·10^5 МПа, коэффициент Пуассона μ=0,25, диаметр поперечного сечения стержня d=0,8 мм. Диапазоны значений варьируемых параметров: l_1=45...80 мм, α=0...π/2. На рис. 4 и 5 приведены графики максимальных значений собственных частот и их относительного разброса в области изменения параметров α (рад) – «*Sphere-to-rod connection angle*» и l_1 (м) – «*External sphere radius*» для случая жесткого закрепления стержней на корпусе.

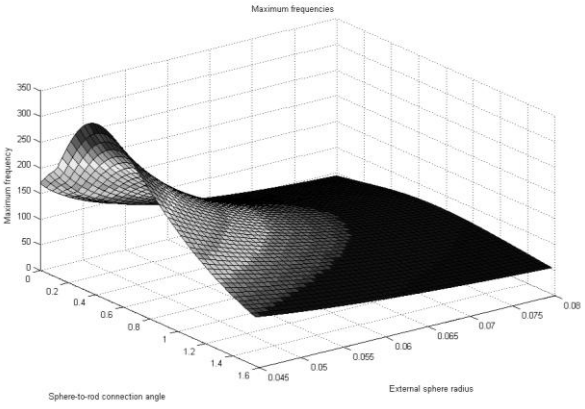


Рис. 4. Максимальная собственная частота системы при жестком закреплении стержней на корпусе

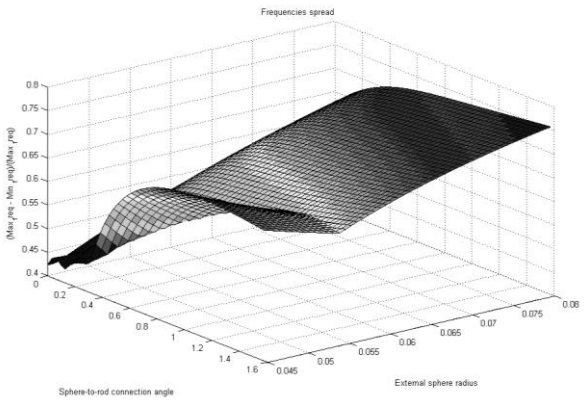


Рис. 5. Относительный разброс собственных частот системы при жестком закреплении стержней на корпусе

Из графика, приведенного на рис. 4, видно, что величина максимальных собственных частот системы значительно меняется в зависимости от угла α, причем это влияние уменьшается с увеличением расстояния l_1. Минимальные значения частот достигаются при α=90°. Увеличение расстояния l_1 также приводит к уменьшению значения собственных частот, однако данный параметр можно варьировать только в рамках заданных габаритных ограничений конструкции.

Из графика, приведенного на рис. 5, видно, что минимальный относительный разброс собственных частот достигается при угле сопряжения α=0 и минимальном расстоянии l_1. При увеличении любого из этих параметров величина разброса увеличивается, однако, как видно из графика, эта зависимость имеет нелинейный характер.

В таблице 1 приведены результаты расчета собственных частот подвески при следующих выбранных значениях варьируемых параметров: α=75° и l_1=50 мм.

Таблица 1

Собственные частоты подвески при α=75° и l_1=50 мм

Номер частоты	Направление	Собственные частоты без учета массы стержней, Гц
1	U_{X1}	30,665
2	U_{X2}	31,267
3	U_{X3}	31,267
4	ROT_{X1}	24,630
5	ROT_{X2}	72,191
6	ROT_{X3}	72,191

Видно, что частоты собственных колебаний в направлениях линейных перемещений лежат близко друг к другу. Их абсолютного равенства можно добиться, например, варьируя параметр l_1. Собственные частоты, соответствующие колебаниям объекта в направлении угловых перемещений, отличаются от первых трех. Предложенная подвеска имеет идентичные характеристики при линейных перемещениях в направлениях осей OX_2 и OX_3 и при угловых перемещениях относительно этих осей, причем, как показали исследования, вне зависимости от параметров системы.

Для оценки погрешности, обусловленной пренебрежением массой стержней, в программном комплексе ANSYS 5.5 был проведен численный расчет собственных частот с учетом их массы при указанных выше параметрах. Стержни моделировались конечным элементом BEAM_3. Результаты расчета представлены в таблице 2.

Таблица 2

Первые шесть собственных частот подвески при α=75^0 и l_1=50 мм

Номер частоты	Направление	Собственная частота, Гц		Относительная погрешность, %
		подсчитанная с учетом массы стержней	подсчитанная без учета массы стержней	
1	U_{X1}	30,563	30,665	0,3
2	U_{X2}	31,067	31,267	0,6
3	U_{X3}	31,134	31,267	0,4
4	ROT_{X1}	24,552	24,630	0,3
5	ROT_{X2}	71,325	72,191	1,2
6	ROT_{X3}	71,492	72,191	0,9

Следующая (седьмая) собственная частота системы, обусловленная учетом массы стержней, составила 640,67 Гц.

Из анализа данных таблицы 2 следует, что учет массы стержней приводит к пренебрежимо малому влиянию на первые шесть собственных частот системы, средняя относительная погрешность составляет 0,6%, а максимальная 1,2%. Остальные собственные частоты системы, обусловленные учетом массы, значительно удалены от первых шести.

Для удовлетворения возможным ограничениям на собственные частоты и габариты конструкции, а также прочности упругих элементов рассмотрим влияние условий их закрепления на собственные частоты (рис. 6).

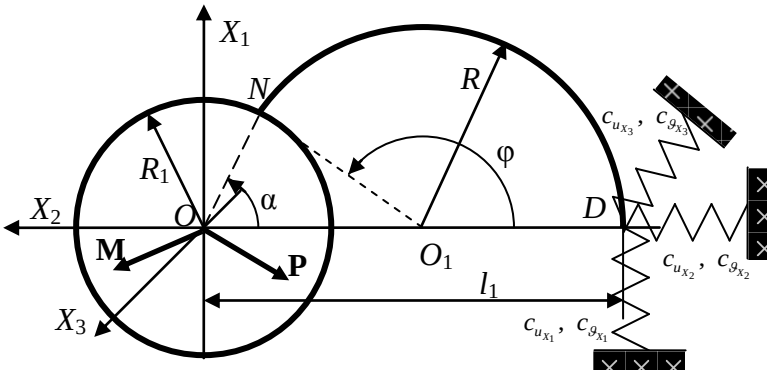


Рис. 6. Расчетная схема для определения матрицы жесткости стержневого элемента при нежестком закреплении на корпусе

Пусть стержень прикрепляется к корпусу не жестко, а с помощью упругих шарниров, обеспечивающих подвижности в точке закрепления по всем линейным и угловым направлениям (на рис. 6 для упрощения показаны только три упругих элемента в точке закрепления стержня на корпусе, однако подразумевается, что каждый из них состоит из двух отдельных элементов, имеющих жесткость при поступательном перемещении вдоль продольной оси элемента и при вращении вокруг этой оси.). В этом случае свободные колебания системы будут, как и в первом случае, описываться уравнением (1), а собственные частоты определяться из уравнения (2). Однако в матрице жесткости $\mathbf{K}_0$ необходимо учесть жесткость закрепления стержня.

Как и в случае жесткого закрепления стержней, матрица жесткости определяется по формуле (4). Матрица податливости элемента

$$\mathbf{\Delta} = \mathbf{\Delta}_{\text{осн}} + \mathbf{\Delta}_{\text{стержн}}, \qquad (9)$$

где $\mathbf{\Delta}_{\text{стержн}}$ – матрица податливости стержневого элемента при жестком закреплении, определенная ранее; $\mathbf{\Delta}_{\text{осн}}$ – матрица податливости упругого основания;

$$\mathbf{\Delta}_{\text{осн}} = \mathbf{L_u}\mathbf{\Delta}^{D}_{\text{осн}}\mathbf{L_p}, \tag{10}$$

где $\mathbf{L_u}$ и $\mathbf{L_p}$ – матрицы преобразования сил и перемещений от точки *O* к точке *D* соответственно, а $\Delta^{D}_{\text{осн}}$ – матрица податливости основания относительно точки *D*;

$$\mathbf{\Delta}^{D}_{\text{осн}} = \begin{bmatrix} 1/c_{u_{X_1}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1/c_{u_{X_2}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1/c_{u_{X_3}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/c_{\vartheta_{X_1}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/c_{\vartheta_{X_2}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/c_{\vartheta_{X_3}} \end{bmatrix}. \tag{11}$$

В результате расчета были получены значения собственных частот при шарнирном закреплении стержней на корпусе в зависимости от варьируемых параметров: l_1=45...80 мм, α=0...π/2. На рис. 7 и 8 приведены графики максимальных собственных частот и относительного разброса собственных частот в области изменения параметров α (рад) – «*Sphere-to-rod connection angle*» и l_1 (м) – «*External sphere radius*».

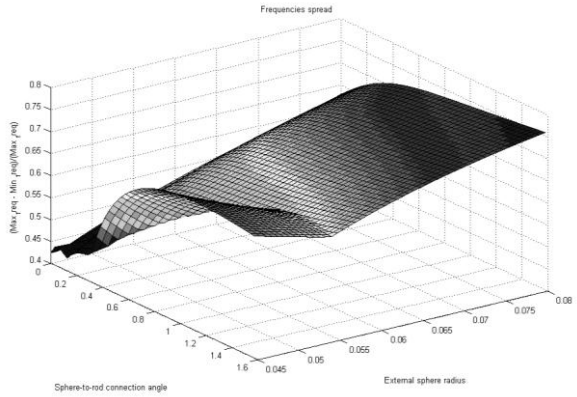


Рис. 7. Максимальная собственная частота системы при шарнирном закреплении стержней на корпусе

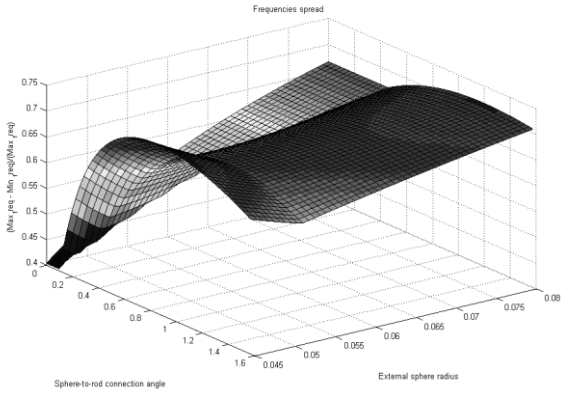


Рис. 8. Относительный разброс собственных частот системы при шарнирном закреплении стержней на корпусе

Из сравнения графиков, приведенных на рис. 4, 7, и графиков, приведенных на рис. 5, 8, видно, что качественная картина распределения максимальных собственных частот и их разброса меняется незначительно при изменении способа закрепления

стержня. Однако сами значения максимальных собственных частот системы при шарнирном закреплении стержней значительно меньше, чем при жестком закреплении.

В таблице 3 приведены значения собственных частот системы при шарнирном и жестком закреплении при прочих равных значениях параметров.

Таблица 3

Собственные частоты системы при жестком и шарнирном закреплении стержней на корпусе

Номер частоты	Направление	Значение собственной частоты, Гц		Относительное изменение частоты, %
		при жестком закреплении стержня	при шарнирном закреплении стержня	
1	U_{X1}	30,665	26,406	–13,8
2	U_{X2}	31,267	16,949	–45,8
3	U_{X3}	31,267	16,949	–45,8
4	ROT_{X1}	24,630	16,332	–33,7
5	ROT_{X2}	72,190	49,204	–31,8
6	ROT_{X3}	72,190	49,204	–31,8

Из анализа данных таблицы 3 видно, что применение шарнирного закрепления стержней приводит к значительному снижению собственных частот системы, по некоторым главным направлениям колебаний это уменьшение достигает 45,8%.

Таким образом, предложенная конструкция подвески позволяет обеспечивать пространственную низкочастотную виброзащиту объектов, причем при определенном выборе величин конструктивных параметров стержней может быть достигнута близость собственных частот при относительно небольших габаритах.

---

1. Бидерман, В.Л. Прикладная теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. М.: Высш. шк., 1972.

2. Светлицкий В.А. Механика стержней: в 2-х ч. Ч. 1: Статика / В.А. Светлицкий. М.: Высш. шк., 1987. 320 с.: ил.

УДК 621.8

В.Н. Говердовский, А.Н. Трофимов, А.В. Зобов

Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск

УПРАВЛЕНИЕ ДЕМПФИРОВАНИЕМ В ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМАХ С «ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ» ЖЁСТКОСТЬЮ

Рассматривается метод управления демпфированием в виброзащитных системах (ВЗС) с механизмами «отрицательной» жёсткости. Метод заключается в поддержании заданного минимума жёсткости ВЗС и организации переменной структуры воздушного демпфирования. Эффективность метода показана применительно к проектированию подвесок сидений для операторов машин.

Введение

При вибрациях в диапазоне инфрачастот и импульсных нагрузках современные ВЗС для защиты человека и объектов машиностроения неэффективны. Одна из основных причин – высокая жёсткость упругих связей, применяемых в таких ВЗС. Это вызывает необходимость введения неадекватно вязких гидравлических демпферов в структуру ВЗС для ослабления резонансов в данном диапазоне частот [1]. В результате ВЗС превращается в систему, которая передает вибрации напрямую от источника к объекту защиты или усиливает их. Методы полуактивного и активного управления демпфированием позволяют лишь дополнительно ослабить резонансные пики путём оптимального баланса параметров упругодиссипативных характеристик ВЗС [2].

В работе показано, что активные ВЗС с механизмами «отрицательной» жёсткости имеют значительные возможности для параметрического управления и повышения качества инфрачастотной виброзащиты. Стратегия управления заключается в обеспечении и поддержании заданного минимума жёсткости упругих связей ВЗС и организации переменной структуры воздушного демпфирования.

1. Диапазон регулирования демпфирования

Демпфирование в ВЗС с механизмами «отрицательной» жёсткости должно также варьироваться в широких пределах. С одной стороны, оно должно быть слабым, чтобы повысить механическую добротность системы $Q = 1/D$, где D – коэффициент относительного демпфирования, и, соответственно, минимизировать интегральную жёсткость ВЗС согласно одному из критериев:

$$k = \frac{1}{i_1^{k_n}} \cdot (k_1 - k_2) \begin{cases} \to +\min; & (1а) \\ = 0; & (1б) \\ \to -\min, & (1в) \end{cases}$$

где k_1 – жёсткость несущих упругих связей ВЗС; k_2 – жёсткость упругих связей механизма с «отрицательной» жёсткостью; i_1 – передаточное отношение механизма преобразования движения ВЗС; k_n – коэффициент нелинейности.

Слабое демпфирование необходимо, чтобы получить высокое качество виброзащиты в диапазоне инфрачастот при установившемся движении. Вместе с тем уровень демпфирования не должен быть мал настолько, чтобы ВЗС потеряла устойчивость. Особенно это важно на квазистатических, т.е. весьма медленных, режимах движения ВЗС (например, человека-оператора), в которой интегральная жёсткость составляет 100…400 Н/м [3]. Установлен нижний предел демпфирования $D \approx 0{,}06$. Этого достаточно для обеспечения устойчивости ВЗС, содержащей имманентно неустойчивый механизм «отрицательной» жёсткости. Результаты обоснованы теоретически, а затем уточнены экспериментально [4, 5].

Также показано, что демпфирование в ВЗС составляет $D \geq 0{,}20...0{,}25$, если использовать гидравлические демпферы. Причем оно не станет менее $D = 0{,}065...0{,}09$ после удаления такого демпфера из структуры ВЗС. Таким образом, для повышения механической добротности ВЗС необходимо, по меньшей мере, удалить внешний гидравлический демпфер из её структуры.

С другой стороны, ВЗС с механизмами «отрицательной» жёсткости должна быть стабилизирована на квазистатических и переходных режимах движения. Для этого демпфирование должно быть повышено многократно с тем, чтобы увеличить время выхода ВЗС на ограничители хода и, соответственно, предотвратить удары. Это особенно существенно, если исходная позиция ВЗС находится вблизи ограничителя. Но даже без высоковязкого демпфера можно создать мощный источник демпфирования. Так, в пневматической ВЗС с механизмом «отрицательной» жёсткости аэропружина может быть использована не только как упругий элемент, что обычно, но и как управляемый воздушный демпфер. Ориентировочно силу сопротивления такого демпфера можно оценить следующим образом:

$$F_a = i_1^{-k_n} \Delta p A, \qquad (2)$$

где Δp – разница между рабочим давлением, т.е. в камере аэропружины, и давлением в сети машины или атмосферным давлением. Принимая во внимание диапазоны изменения передаточного числа i_1, площади A поперечного сечения аэропружины, а также мощность воздушной сети (например, тяжелого грузовика, автобуса и т.п.), эта разница составляет, по меньшей мере, $\Delta p = 2...4$ бар. В таком случае можно создать силу F_a, позволяющую увеличить демпфирование вплоть до критического, т.е. до $D = 1$. Более того, условие $k \to -\min$ означает дополнительную возможность управления демпфированием, используя свойства упругих связей механизма с «отрицательной» жёсткостью.

2. Параметры системы управления демпфированием: результаты моделирования

Для прогноза поведения активной ВЗС с механизмом «отрицательной» жёсткости сформирована обобщенная модель движения системы. Модель включает: а) уравнения движения ВЗС при кинематическом возбуждении инфрачастотной вибрации и/или импульсной нагрузки; б) уравнения воздушного баланса в пневматической системе управления; в) соотношения термодинамических параметров между аэропружиной и питающей воздушной сетью.

Из анализа частных моделей движения ВЗС, например человека-оператора, и решения оптимизационной задачи установлены величины параметров регуляторов пневматической системы управления, в пределах которых ВЗС может быть устойчивой. Дополнительные критерии, помимо условия (1а), представляются следующими: а) пневматическая система управления должна быть многоканальной, для обеспечения устойчивости ВЗС необходимы по меньшей мере два канала управления воздушным демпфированием: $N = 2$, где $N = 1$ (канал адаптивного управления), $N = 2$ (канал стабилизации); б) отношения площадей проходных сечений дросселей приводов обоих каналов должны иметь следующий порядок:

$$\frac{\{a_{in2}\},\ \{a_{ex2}\}}{\{a_{in1}\},\ \{a_{ex1}\}} \succ 20...30, \qquad (3)$$

где a_{in1}, a_{ex1} и a_{in2}, a_{ex2} – эффективные значения проходных сечений регуляторов каналов адаптивного управления и стабилизации на входе и выходе [5].

Система управления обеспечивает поддержание текущей позиции ВЗС относительно исходной. Она имеет обратные связи по перемещению $z_2(t) - z_1(t)$ и скорости

$\dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t)$ относительного движения входного и выходного звеньев ВЗС. Обратная связь по давлению контролирует давление воздуха на входе в аэропружину. Такая структура системы управления даёт возможность минимизировать силу демпфирования при установившемся движении ВЗС (режим адаптивного управления). На переходных же режимах движения ВЗС, в случае превышения порога относительной скорости, система управления инициирует работу привода форсированной подачи воздуха в аэропружину, увеличивая воздушное демпфирование до величины, необходимой для стабилизации ВЗС.

Рисунок 1, а показывает, что колебания ВЗС не затухают, если применить пневматическую систему управления с распределителями, имеющими проходные сечения a_{in1} и a_{ex1}, как в обычных подвесках. Поэтому в них для предотвращения ударов об ограничители хода используют мощные гидравлические демпферы.

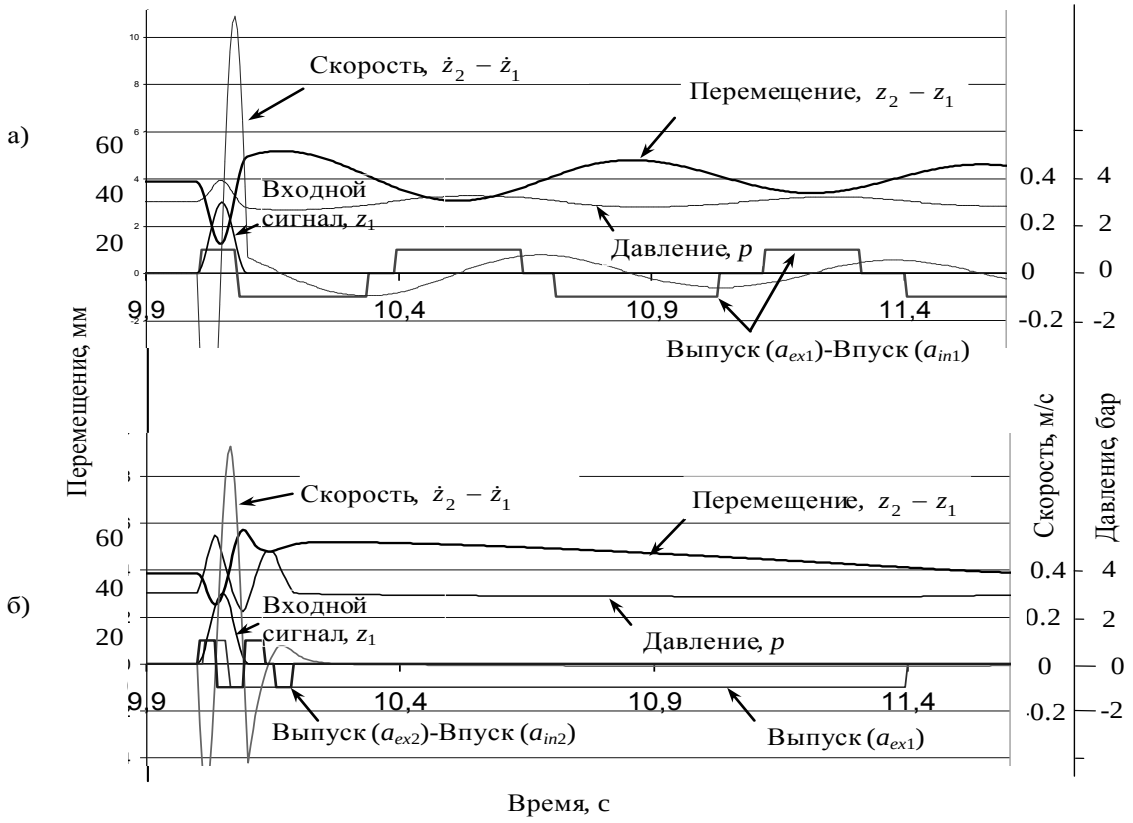


Рис. 1. Параметрическое управление пневматической подвеской с «отрицательной» жёсткостью для сиденья и эффективность ВЗС при вибрационно-импульсном воздействии

В то же время форсированный впуск-выпуск воздуха, причём в дискретном режиме, стабилизирует подвеску практически мгновенно (см. рис. 1, б). Метод управления воздушным демпфированием позволяет избежать ударов при движении ВЗС с «от-

рицательной» жёсткостью. Появляется некоторое отклонение исходной позиции ВЗС от заданного значения после форсированной подачи воздуха, но дрейф ВЗС корректируется работой канала адаптивного управления.

3. Эффективность системы управления демпфированием

При движении ВЗС работа системы управления основывается на анализе изменения скорости $\left|\dot{z}_2(t)-\dot{z}_1(t)\right|$ и проверке условия

$$\left|\dot{z}_2(t)-\dot{z}_1(t)\right| < \left[\dot{z}_2(t)-\dot{z}_1(t)\right], \tag{4}$$

где $\left[\dot{z}_2(t)-\dot{z}_1(t)\right]$ – допустимая величина скорости, согласно, например, условиям плавности хода машины. Если $\left|\dot{z}_2(t)-\dot{z}_1(t)\right| > \left[\dot{z}_2(t)-\dot{z}_1(t)\right]$, то независимо от величины $z_2(t)-z_1(t)$ система управления активирует канал стабилизации.

Рисунок 2 показывает работу системы управления воздушным демпфированием подвески сиденья при импульсных нагрузках, одиночных или повторяющихся. Амплитуда перемещений составляет $z_1 \approx 30$ мм, длина фронта 0,1 с. Такая форма импульса входного сигнала отражает реальный отклик ВЗС, например, при наезде переднего колеса машины или заднего колеса на препятствие с учётом сглаживающей способности шины.

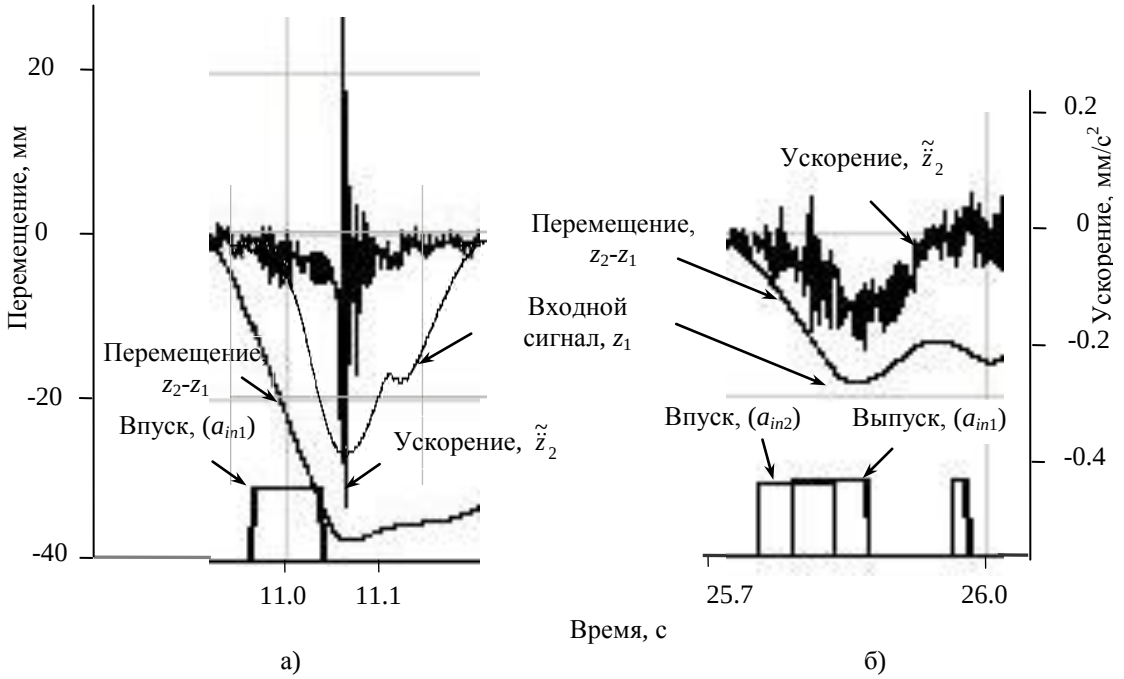


Рис. 2. Стабилизация ВЗС с «отрицательной» жёсткостью на переходных режимах движения

При использовании обычной ВЗС, без стабилизации, такое воздействие вызывает удары подвески об ограничители хода и, соответственно, рост амплитуды ускорений выходного сигнала по меньшей мере на 40%, т.е. коэффициент усиления $F_D > 1,4$ (см. рис. 2, а). Введение стабилизирующего канала управления предотвращает удары (см. рис. 2, б). Управление воздушным демпфированием обеспечивает безударное движение ВЗС и уменьшение виброперегрузок, причём без помощи гидравлического демпфера. В данном примере $F_D < 0,6$. Отметим, что эффективность системы управления демпфированием сохраняется, по меньшей мере, при амплитудах перемещений на входе ВЗС до $z_1 \le 100$ мм, что существенно превышает величину хода управляемых пневматических подвесок сидений.

Заключение

Стратегия параметрического управления ВЗС с «отрицательной» жёсткостью может быть основана на поддержании заданного минимума интегральной жёсткости ВЗС и организации переменной структуры воздушного демпфирования. Такое управление не требует знания мгновенных значений характеристик внешнего возмущения, а решение задачи управления состоит в обеспечении устойчивости ВЗС и увеличении времени её выхода на ограничители хода. В подобных ВЗС аэропружина может эффективно выполнять одновременно функции как упругих связей, так и мощного демпфера.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Pneumatic controlled suspension for automotive seat. Patent JP 2,855,479, 1990.

2. Evaluation of vibration and shock attenuation performance of a suspension seat with a semi-active magnetorheological fluid damper / S.J. McManus [et al.] // J. of Sound & Vibration. 2002. Vol. 253. P. 313–327.

3. Lee, C.-M. Alternative vibration protecting systems for men-operators of transport machines: modern level and prospects / C.-M. Lee, V.N. Goverdovskiy // J. of Sound & Vibration. 2002. Vol. 249. P. 635–647.

4. Lee, C.-M. Prediction of non-chaotic motion of the elastic system with small stiffness / C.-M. Lee, V.N. Goverdovskiy, S.B. Samoilenko // J. of Sound & Vibration. 2004. Vol. 272. P. 643–655.

5. Position control of seat suspension with minimum stiffness / C.-M. Lee, A.H. Bogatchenkov, V.N. Goverdovskiy [et al.] // J. of Sound & Vibration. 2006. Vol. 292. P. 435–442.

УДК 621.8

В.Н. Говердовский, А.Н. Трофимов, А.В. Зобов

Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск

УПРАВЛЕНИЕ ЖЁСТКОСТЬЮ В ТРАНСПОРТНЫХ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМАХ

Рассматривается метод управления жёсткостью транспортных виброзащитных систем (ВЗС) с помощью механизмов «отрицательной» жёсткости. Метод применим вне зависимости от особенностей структуры, схемы компоновки и размеров рабочего пространства исходной ВЗС, он практически неограниченно расширяет диапазон регулирования жёсткости. Эффективность метода иллюстрируется применительно к разработке пневматических подвесок.

Введение

Для синтеза ВЗС с управляемой жёсткостью применяют методы многокритериального выбора и анализа альтернатив, в частности метод синтеза на основе морфологических матриц [1]. Такие методы дают высокое качество виброзащиты в диапазоне частот f>10…12 Гц. Но они неэффективны в диапазоне инфрачастот, наиболее вредных и опасных для человека и многих технических объектов. Поэтому известные методы упускают конечную цель проектирования и применения транспортных ВЗС – виброизоляция в диапазоне инфрачастот, особенно на квазистатических режимах, т.е. колебаниях на частотах $0 < f < 1$ Гц, а также при вибрациях со скоростями относительного движения $\upsilon_{отн} \geq 0,05$ м/с$^{-1}$ [2, 3].

В работе рассматриваются новые аспекты разработки и применения метода управления жёсткостью с помощью систем «отрицательной» жёсткости. В частности, показано, что диапазон регулирования может быть существенно увеличен путём наслоения избыточных механизмов с «отрицательной» жёсткостью, регулируемой в заданных пределах, на структуру исходных ВЗС. В качестве наиболее рациональных кандидатов на роль несущих упругих связей таких ВЗС рассматриваются пневматические подвески с приводом и бесштоковыми аэропружинами [4].

1. «Прямые» методы управления жёсткостью

Присоединение дополнительной аэропружины к активной пневматической подвеске представляет определенный интерес как метод управления жёсткостью ВЗС [1]. Действительно, если изменения объёма V воздуха в аэропружине, в сравнении с начальным значением V_0, незначительны, то жёсткость ВЗС есть

$$k_1(z) = \frac{n_e p_a A^2}{V_0 i_1^{k_n}}, \qquad (1)$$

где n_e – постоянная адиабаты; p_a – абсолютное давление воздуха в аэропружине; A – эффективная площадь внутренней полости; $i_1(\beta)$ – передаточное число, величина которого определяется углом β между направлением осевого сжатия s аэропружины и направлением движения выходного звена механизма z преобразования движения (МПД); k_n – коэффициент нелинейности, $1 < k_n < 2$ [2].

Уравнение (1) справедливо для всех типов пневматических подвесок, используемых для ВЗС сиденья, кузова, кабины. Ясно, что при заданной несущей способности ВЗС и ограничениях для A и i_1 увеличение объёма V дает некоторую возможность управления жёсткостью. Однако, чтобы уменьшить основную частоту ВЗС (например, человека-оператора) до $f_0 = 0{,}5$ Гц, нужна дополнительная аэропружина с рабочим объёмом более 10 л. Она должна работать параллельно с основной аэропружиной, объём которой не превышает 0,5…0,7 л.

Так как площадь A является функцией перемещения резинокордной оболочки аэропружины относительно обтекателей её опор в s-направлении, то полная жёсткость такой ВЗС есть

$$k_1(z) = \frac{1}{i_1^{k_n}} \left(A \frac{dp}{ds} \pm p \frac{dA}{ds} \right). \qquad (2)$$

Второе слагаемое в уравнении (2) означает, что жёсткость k_1 может быть «положительной» или «отрицательной» в зависимости от знака dA/ds. Выбор оптимального значения k_1 есть сложная и трудноразрешимая техническая задача. Частичным решением проблемы является синтез таких форм обтекателей опор, которые способствуют формированию заданной упругой характеристики при накатывании на них резинокордной оболочки [5].

2. Метод управления жёсткостью с помощью избыточных механизмов «отрицательной» жёсткости

Известно значительное количество упругих систем, имеющих несмежные формы устойчивого равновесия при закритическом деформировании и, соответственно, «отрицательную» жёсткость. Сущность управления жёсткостью с помощью подобных

систем – в следовании критерию минимума жёсткости $k(z)$ упругих связей ВЗС. Критерий, с учётом уравнения (2), имеет следующий вид:

$$k(z)=\frac{1}{i_1^{k_n}}\cdot\left(A\frac{dp}{ds}\pm p\frac{dA}{ds}\right)+\mu_k\cdot\mu_l\cdot i_2\cdot\tilde{k}_2 \quad \begin{cases}\to+\min; & (3а)\\ =0; & (3б)\\ \to-\min, & (3в)\end{cases}$$

где $\mu_k\cdot\mu_l\cdot i_2\cdot\tilde{k}_2$ – вклад системы с «отрицательной» жёсткостью; $\tilde{k}_2$ – безразмерная жёсткость; μ_k – масштабный коэффициент жёсткости; μ_l – масштабный геометрический коэффициент, учитывающий особенности МПД; i_2 – передаточное число кинематической цепи (КЦ) для присоединения системы с «отрицательной» жёсткостью к структуре ВЗС. Обеспечение условий (3) дает практически неограниченные возможности для управления жёсткостью и, соответственно, повышения качества виброизоляции, включая квазистатические режимы движения. Применение метода показало, что возможно управлять жёсткостью и уменьшать ее, например, в подвесках сидений с $k_1=4200...10000$ Н/м до $k=85...400$ Н/м и менее, без потери устойчивости подвески [2, 6].

Методы проектирования ВЗС с механизмами «отрицательной» жёсткости можно разделить на три группы. Эти методы объединяет общий принцип – введение структурной избыточности в ВЗС на элементном, подсистемном или системном уровнях. Для анализа проектируемой структуры удобно использовать следующую универсальную формулу [7]:

$$W=6\left(1-n_{\text{ц}}\right)+\sum H_i\,, \qquad (4)$$

где $n_{\text{ц}}$ и $\sum H_i$ – общее число КЦ и степеней свободы связей i-й подвижности.

Структурная избыточность – наиболее рациональный метод обеспечения управления жёсткостью. Есть различные подходы для введения избыточности. В частности, путём: а) увеличения степеней свободы ВЗС за счёт избыточной КЦ, добавления пассивных кинематических пар (КП); б) преобразования пассивной КП в активную, т.е. добавления датчика относительных перемещений; в) присоединения избыточной упругой связи с приводом, т.е. формирования активной КЦ из пассивной. Схемы МПД, содержащие при заданных ограничениях на размеры рабочего пространства и компоновку ВЗС две основные КЦ, одна из которых активная, и избыточную КЦ, включающую

не более двух КП, одна из которых высшая, имеют наиболее рациональные структурные характеристики.

Метод исключает влияние механизмов с «отрицательной» жёсткостью на структурные условия исходной ВЗС, т.к.: а) избыточные КЦ совместимы с МПД любой структуры; б) возможно присоединение механизмов с любым количеством КЦ; в) допустимо множество сборок исходной ВЗС и избыточной КЦ, присоединение не влияет на процесс преобразования движения, т.к. избыточная КЦ соединяет стойку и входное звено МПД; г) «отрицательная» жёсткость есть внутреннее свойство избыточных механизмов, оно не зависит от деформированного состояния упругих связей ВЗС и последовательности сборки механизма и ВЗС.

3. Применение метода управления: результаты и дискуссия

Метод структурного синтеза ВЗС с управляемой жёсткостью путём наслоения избыточных механизмов иллюстрируется с помощью рис. 1.

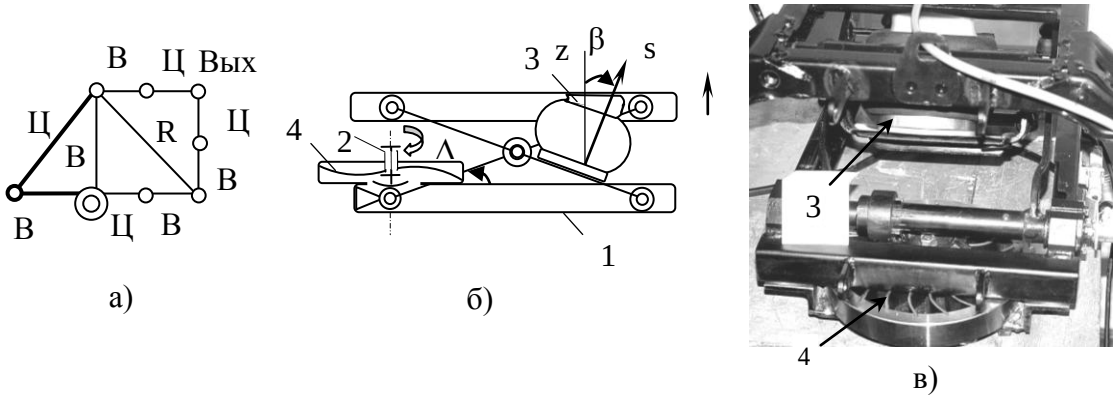


Рис. 1. Проектирование ВЗС сиденья оператора: а – граф МПД подвески сиденья: цветом выделена избыточная КЦ, Ц и В – высшие и низшие КП; б – структурная схема подвески: 1 – исходный МПД; 2 – избыточная КЦ; 3 – аэропружина; 4 – пружина с «отрицательной» жёсткостью

Выбирают схему МПД для ВЗС с «отрицательной» жёсткостью, наиболее рациональную при заданных критериальных ограничениях (компоновка исходной ВЗС, размеры её рабочего пространства, координатная привязка избыточного механизма). Схеме соответствует граф из атласа [7] (см. рис. 1, а) Здесь исходный МПД имеет структуру *BBBB*-типа, на которую наслоена избыточная КЦ, содержащая высшую КП (например, коническую зубчатую передачу) и низшую КП (вращательную КП). Рассчитав структурные числа нового МПД по формуле (4), получают схему упругих связей ВЗС (см. рис. 1, б). Далее, используя метод геометрического синтеза [8], проекти-

руют избыточный механизм с «отрицательной» жёсткостью, например, для пневматической подвески сиденья (рис. 1, в).

Процесс управления жёсткостью подвески с избыточным механизмом «отрицательной» жёсткости для сиденья схематично показан на рис. 2.

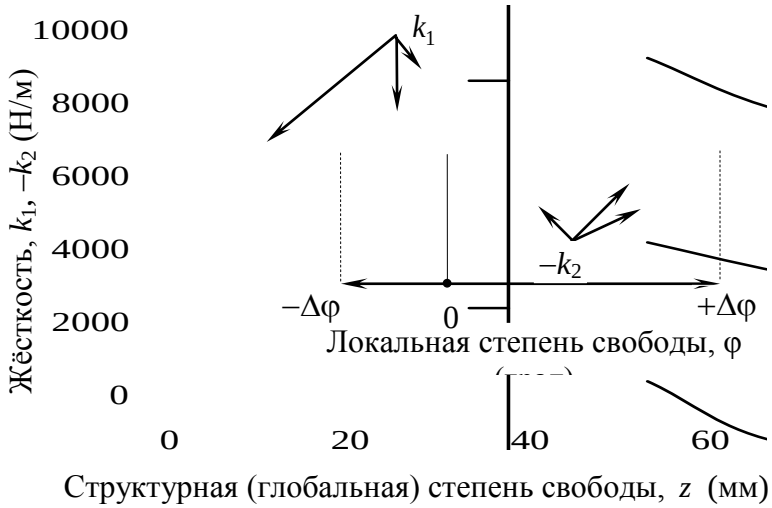
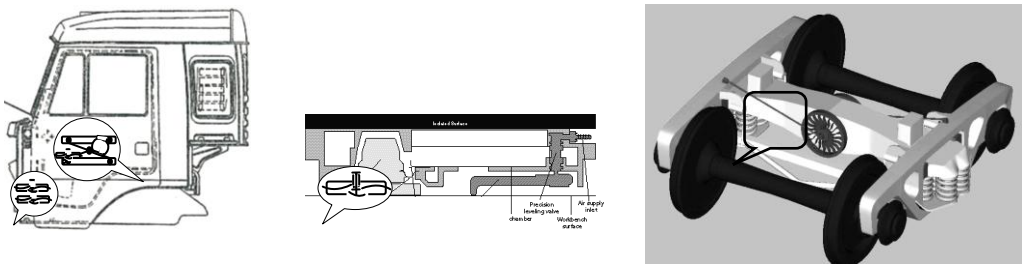


Рис. 2. Схема регулирования жёсткости пневматической подвески сиденья с помощью избыточного механизма «отрицательной» жёсткости

Метод синтеза управляемых ВЗС с избыточными механизмами «отрицательной» жёсткости реализован при создании ВЗС сидений для операторов наземных самоходных технологических машин, пилотов вертолетов и других машин [2, 6–8]. Метод также позволяет проектировать ВЗС с «отрицательной» жёсткостью, грузоподъемность и другие функциональные характеристики которых могут отличаться, по меньшей мере, на порядок, в сравнении с ВЗС сиденья, за счёт варьирования значениями малого числа проектных параметров (рис. 3).



а) б) в)

Рис. 3. Перспективные проекты транспортных управляемых ВЗС с избыточными механизмами «отрицательной» жесткости для пневматических подвесок: а – сиденья и кабины грузовика; б – грузовой платформы; в – тележки скоростного железнодорожного вагона

Заключение

Наслоение избыточных механизмов с «отрицательной» жёсткостью на структуру ВЗС представляется наиболее общим и рациональным методом управления жёсткостью транспортной ВЗС. Применение метода показало, что возможно эффективно управлять жёсткостью, уменьшая или увеличивая её в 25 раз и более, причём без увеличения размеров рабочего пространства исходной ВЗС. Метод не требует разрушения структуры исходной ВЗС, а работа избыточных механизмов не ухудшает процессов преобразования движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Андрейчиков, А.В. Интеллектуальная система принятия решений в условиях неопределённости / А.В. Андрейчиков, О.Н. Андрейчикова // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2002. № 4. С. 3–10.

2. Position control of seat suspension with minimum stiffness / C.-M. Lee, A.H. Bogatchenkov, V.N. Goverdovskiy [et al.] // J. of Sound and Vibration. 2006. Vol. 292. P. 435–442.

3. Evaluation of vibration and shock attenuation performance of a suspension seat with a semi-active magnetorheological fluid damper / S.J. McManus [et al.] // J. of Sound and Vibration. 2002. Vol. 253. P. 313–327.

4. Pneumatic controlled suspension for automotive seat. Patent JP 2,855,479, 1990.

5. Krejcir, O. Pneumaticka Vibroizolace: doctorska disertacna prace / Krejcir O. Liberec, Czech Republic, 1986.

6. Lee, C.-M. Alternative vibration protecting systems for men-operators of transport machines: modern level and prospects / C.-M. Lee, V.N. Goverdovskiy // J. of Sound and Vibration. 2002. Vol. 249. P. 635–647.

7. Lee, C.-M. Type synthesis of function-generating mechanisms for seat suspensions / C.-M. Lee, V.N. Goverdovskiy // Interern. J. of Automotive Technology. 2009. Vol. 3. P. 57–72.

8. Lee, C.-M. Design of springs with “negative” stiffness to improve vehicle driver vibration isolation / C.-M. Lee, V.N. Goverdovskiy, A.I. Temnikov // J. of Sound and Vibration. 2007. Vol. 302. P. 865–874.

УДК 62 – 752:001.891.572(063)

Т.А. Барбашова, Е.Е. Прокопов, О.А. Петракова

Орловский государственный технический университет

БАЗОВЫЕ МОДЕЛИ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ С УПРАВЛЯЕМЫМ ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ

Рассматриваются общие вопросы динамического гашения вибрации. Представлены базовые модели виброзащитных систем с управляемым динамическим гасителем.

Для снижения виброактивности машин технологического назначения широко используются управляемые виброзащитные системы и динамические гасители вибрации.

Методы и средства управляемой виброзащиты применяются для защиты технических объектов в тех областях, где предъявляются особо жесткие требования к допустимому уровню вибрации. Посредством управления системы виброзащиты формируют необходимые компенсационные воздействия, которые рассматриваются как дополнительные связи (силовые, скоростные, кинематические) между источником вибрации и защищаемым объектом. В состав управляемых виброзащитных систем входят различного рода датчики и исполнительные органы.

Дополнительные массы, упруго присоединенные к защищаемому объекту, используются для реализации метода динамического гашения вибрации, основанного на увеличении реактивного сопротивления системы в определенном диапазоне частот. Положительный эффект виброзащиты достигается только в случае синхронизации колебаний дополнительной массы и защищаемого объекта на парциальных частотах. В этом случае энергия вибрации перераспределяется между защищаемым объектом и дополнительной массой. Как следствие, амплитуды вибрации защищаемого объекта уменьшаются и, в идеале, стремятся к нулю, а амплитуды дополнительной массы увеличиваются и при отсутствии демпфирования превышают амплитуды кинематического возмущения [1].

Использование динамического гасителя связано с определенными трудностями. Во-первых, необходимо изыскать место для установки динамического гасителя как составной части машины с учетом возможных амплитуд колебаний дополнительной массы. Во-вторых, при наличии в системе упругодемпфирующих звеньев с распределенными параметрами данные о настройке динамического гасителя можно получить, только проведя соответствующие теоретические и экспериментальные исследования. В-

третьих, следует считаться с тем, что в случае изменения режима работы машины эффект синхронизации ослабевает и для его усиления требуется производить регулировку параметров динамического гасителя.

Преодолеть указанные трудности возможно только при наличии средств управляемой виброзащиты.

Методы и средства управляемой виброзащиты объективно являются перспективными. Различают прямое (активное) управление и непрямое (импульсное) управление. Принципиальное отличие непрямого управления от прямого управления заключается в том, что для его реализации не требуется мощного внешнего источника энергии, а в ряде случаев достаточно использовать актуализированные свойства самой конструкции системы.

На динамические свойства виброзащитной системы существенное влияние оказывает управляемый процесс демпфирования, поэтому применение управляемых демпфирующих устройств является необходимым условием достижения положительных результатов виброзащиты [2, 3].

Известны общетеоретические работы С.П. Тимошенко, Я.Г. Пановко, К.В. Фролова, В.Л. Бидермана, А.В. Светлицкого и многих других авторов, в которых достаточно полно изучены колебания механических систем с вязким сопротивлением и сухим трением.

Всесторонние сведения о демпфирующих устройствах можно найти в монографиях А.Д. Дербарендикера, Ю.И. Чупракова, И.Б. Филиппова.

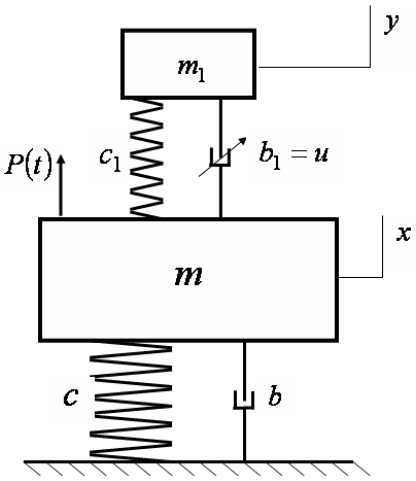
Существенный вклад в решение проблем динамики систем с нелинейным демпфированием внесен Д.Е. Чегодаевым, О.П. Мулюкиным, С.В. Елисеевым, А.В. Синевым, В.И. Чернышевым.

Законы изменения параметров демпфирования определяют способы прерывистого демпфирования и устанавливаются на основе теории оптимального управления.

Однако до сих пор теория оптимального управления процессом демпфирования в системах виброзащиты не достаточно проработана, что, в частности, затрудняет нахождение синтезирующей функции управления и доказательство ее оптимальности. Отсутствуют всесторонние данные о динамических свойствах виброзащитных систем с управляемым динамическим гасителем при непрямом управлении процессом демпфирования.

В результате проведения патентного поиска и обзора научных публикаций в данной предметной области исследования были разработаны базовые модели виброзащитных систем с управляемым динамическим гасителем.

На рисунках 1–3 представлены основные базовые модели данных систем, для которых приняты следующие обозначения: m_1 – присоединенная масса – масса динамического гасителя, кг; m – масса защищаемого объекта, кг; c_1 – жесткость присоединенного упругого элемента, Н/м; c – жесткость несущего упругого элемента, Н/м; b_1 – вязкое сопротивление присоединенного гидравлического демпфера, Н·с/м; b – вязкое сопротивление гидравлического демпфера, Н·с/м; x – координата защищаемого объекта, м; $P(t)$ – внешнее возмущение, Н; u – переменная вязкого сопротивления.



$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx + u\left(\dot{x} - \dot{y}\right) + c_1\left(x - y\right) = P\left(t\right);$$

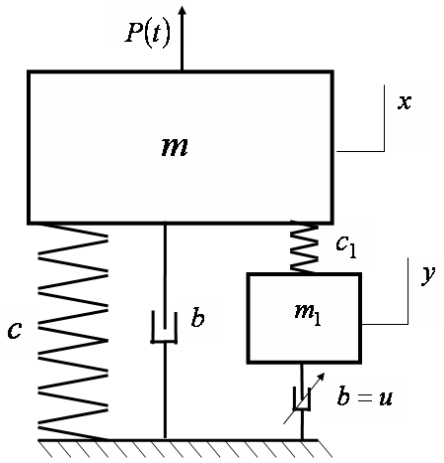
$$m_1\ddot{y} + u\left(\dot{y} - \dot{x}\right) + c_1\left(y - x\right) = 0;$$

$$J = \int_0^T \dot{x}^2 dt \to \min,$$

где J – интегральный критерий качества виброзащиты;

$$0 \le u < \infty$$

Рис. 1. Первая базовая модель



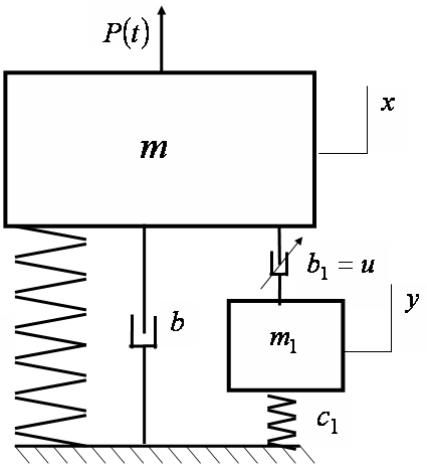
$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx + c_1\left(x - y\right) = P\left(t\right);$$

$$m_1\ddot{y} + u\dot{y} + c_1\left(y - x\right) = 0;$$

$$J = \int_0^T \dot{x}^2 dt \to \min;$$

$$0 \le u < \infty$$

Рис. 2. Вторая базовая модель



$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx + u\left(\dot{x} - \dot{y}\right) = P\left(t\right);$$
$$m_1\ddot{y} + u\left(\dot{y} - \dot{x}\right) + c_1 y = 0;$$
$$J = \int_0^T \dot{x}^2 dt \to \min;$$
$$0 \le u < \infty$$

Рис. 3. Третья базовая модель

На первоначальном этапе исследования принята научная гипотеза о необходимости реализации в приведенных базовых моделях прерывистого демпфирования [4].

Прерывистый режим работы демпфера по алгоритму «включить-выключить» переводит диссипативную силу в разряд компенсационного воздействия, базируется на информации о компонентах состояния системы в амплитудно-фазовой области [5] и обеспечивает безрезонансные АЧХ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карамышкин, В.В. Динамическое гашение колебаний / В.В. Карамышкин; под ред. К.М. Рагулькиса. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1988. 108 с.

2. Чернышев, В.И. Ударное демпфирование колебаний при непрямом импульсном управлении / В.И. Чернышев // Известия вузов. Машиностроение. 1997. №7–9. С. 510.

3. Фоминова, О.В. Динамика виброзащитной системы с фрикционным демпфером прерывистого действия / О.В. Фоминова, В.И. Чернышев // Нелинейные колебания механических систем: V Междунар. конф. Н. Новгород, 1999. С. 226–227.

4. Фоминова, О.В. Прерывистое демпфирование в системах виброзащиты: основы теории, приложения / О.В. Фоминова. М.: Машиностроение-1, 2005. 255 с.

5. Москвичев, Ю.В. Управление демпфированием колебательной системы с динамическим гасителем // Ю.В. Москвичев, В.И. Чернышев // Ударовибрационные системы, машины и технологии: материалы III Междунар. науч. семинара. Орел: Орлов. гос. техн. ун-т, 2006. С. 437–441.

УДК 51:547

О.В. Фоминова, С.В. Савин, В.И. Чернышев

Орловский государственный технический университет

ОПТИМИЗАЦИОННАЯ ЗАДАЧА УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ДЕМПФИРОВАНИЯ В СИСТЕМЕ ВИБРОЗАЩИТЫ

Приведены результаты анализа управляемого процесса демпфирования в системе виброзащиты.

Постановка задачи. Рассматривается математическая модель системы виброзащиты с управляемым демпфером вязкого трения

$$\dot{x}_0 = x_1,$$

$$\dot{x}_1 = -\frac{u}{\eta}\left(x_1 - \cos\tau\right) - \frac{1}{\eta^2}\left(x_0 - \sin\tau\right),$$

где $0 \le u \le u_0$ – управление; η – безразмерная частота; τ – безразмерное время; x_0, x_1 – перемещение и скорость объекта защиты в безразмерной форме.

Требуется определить оптимальный процесс демпфирования, при котором минимизируется функционал

$$J = \int_0^T \left(x_1\right)^2 d\tau.$$

Для принятой математической модели системы решение задачи сводится к нахождению оптимального программного управления $\tilde{u}(\tau)$ и соответствующего оптимального позиционного управления $\tilde{u}(x,\tau)$.

Теоретическая часть. Составим гамильтониан [1]:

$$H = -x_1^2 + x_2 x_1 + x_3\left[-\frac{u}{\eta}\left(x_1 - \cos\tau\right) - \frac{1}{\eta^2}\left(x_0 - \sin\tau\right)\right].$$

Выпишем канонические уравнения для нахождения присоединенных переменных:

$$\frac{\partial H}{\partial x_0} = -\dot{x}_2 \quad \rightarrow \dot{x}_2 = \frac{x_3}{\eta^2};$$

$$\frac{\partial H}{\partial x_1} = -\dot{x}_3 \ \rightarrow \ \dot{x}_3 = -x_2 + \frac{x_3}{\eta}u + 2x_1 .$$

Из принципа максимума следует, что процесс демпфирования является прерывистым:

$$\max_u H \ \Rightarrow \ u = \begin{cases} u_0 & if \ \ x_3\left(x_1 - \cos\tau\right) < 0; \\ 0 & \infty. \end{cases}$$

С учетом этого соотношения основная каноническая система уравнений для нахождения оптимального управления запишется в виде:

$$\dot{x}_0 = x_1; \quad \dot{x}_1 = -\frac{1}{\eta} if\left[x_3\left(x_1 - \cos\tau\right) < 0, u_0, 0\right]\left(x_1 - \cos\tau\right) - \frac{1}{\eta^2}\left(x_0 - \sin\tau\right);$$

$$\dot{x}_2 = \frac{x_3}{\eta^2}; \quad \dot{x}_3 = -x_2 + \frac{x_3}{\eta} if\left[x_3\left(x_1 - \cos\tau\right) < 0, u_0, 0\right] + 2x_1 .$$

Постоянные интегрирования находятся из условий:

$$x_2(0) = 0, \quad x_2(T) = 0, \quad x_3(0) = 0, \quad x_3(T) = 0.$$

Как следствие, имеем двухточечную краевую задачу оптимального управления.

Численный эксперимент. На рисунке 1 представлена программа решения исходной задачи в среде MathCAD с использованием стандартных функций sbval(v,t1,t2,D,Ld,sd), rkfixed(y,t1,t2,n,D) [2].

Программа для численного решения двухточечной краевой задачи оптимального управления:

$\varepsilon 0 := 0.1 \quad \eta := 1.8 \quad t1 := 0 \quad t2 := 6\cdot\pi \quad \xi 1(t) := \sin(t) \quad \xi 2(t) := \cos(t)$

$$v := \begin{pmatrix} 0.1 \\ 0.2 \end{pmatrix} \qquad cc := \frac{1}{\eta^2} \qquad u0 := \frac{2 \cdot \varepsilon 0}{\eta} \qquad u0 = 0.111$$

$$D(t, x) := \begin{bmatrix} x_1 \\ -cc \cdot \left(x_0 - \xi 1(t)\right) - if\left[x_3 \cdot \left(\xi 2(t) - x_1\right) > 0, u0, 0\right] \cdot \left(x_1 - \xi 2(t)\right) \\ cc \cdot x_3 \\ 2 \cdot x_1 - x_2 + x_3 \cdot if\left[x_3 \cdot \left(\xi 2(t) - x_1\right) > 0, u0, 0\right] \end{bmatrix} \quad Ld(t1, v) := \begin{pmatrix} v_0 \\ v_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$sd(t2,x) := \begin{pmatrix} x_2 - 0 \\ x_3 - 0 \end{pmatrix} \quad Vd := sbval(v, t1, t2, D, Ld, sd) \quad y := \begin{pmatrix} Vd_0 \\ Vd_1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad y = \begin{pmatrix} 0.118 \\ -0.361 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$Z := rkfixed(y, t1, t2, 1000, D)$$

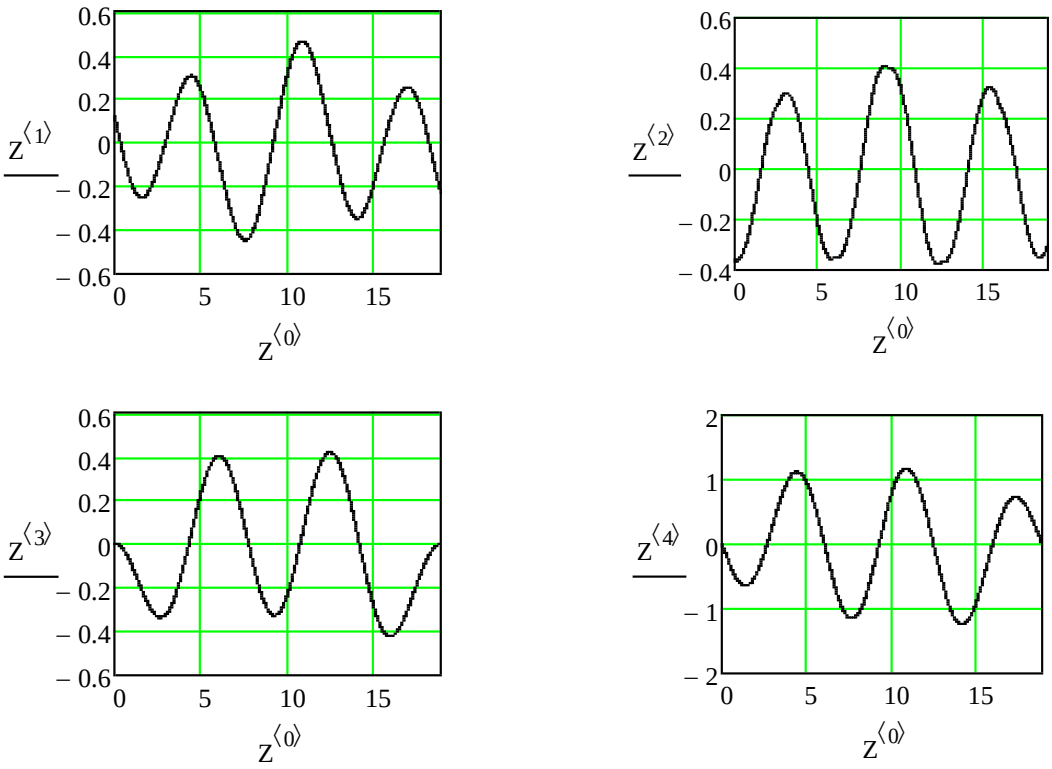


Рис. 1

В программе приняты следующие обозначения переменных:

$$Z^{\langle 0\rangle} \leftrightarrow \tau, \quad Z^{\langle 1\rangle} \leftrightarrow x_0, \quad Z^{\langle 2\rangle} \leftrightarrow x_1, \quad Z^{\langle 2\rangle} \leftrightarrow x_2, \quad Z^{\langle 4\rangle} \leftrightarrow x_3.$$

Признаком оптимальности решения является равенство нулю присоединенных переменных x_2 и x_3 при $\tau = 0$ и $\tau = T$.

Фрагмент программы (рис. 2) воспроизводит оптимальное прерывистое управление $\tilde{u}(\tau)$, а также опорные сигналы, которые принимают нулевые значения в моменты включения в работу и выключения из работы демпфирующего устройства.

$$I := 0 \ldots 1000 \quad h := t2 \cdot 10^{-3} \quad u_i := if\,[Z_{i,4} \cdot (\xi 2(i \cdot h) - Z_{i,2}) > 0, 1, 0]$$

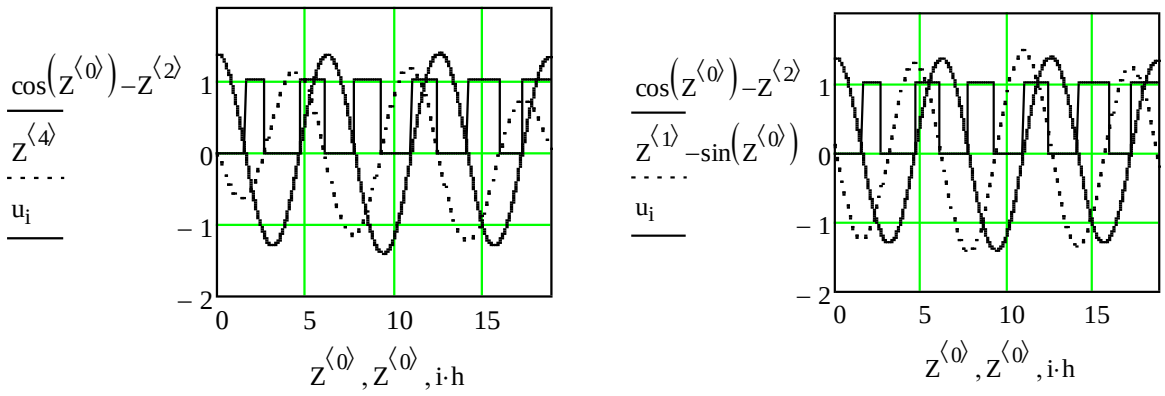


Рис. 2

Как видно, оптимальное позиционное управление $\tilde{u}(x,\tau)$ можно формировать следующим образом:

$$\tilde{u}(x,\tau)=\begin{cases} u_0 \quad if \quad (x_0-\sin\tau)(x_1-\cos\tau)<0; \\ 0 \quad \infty. \end{cases}$$

Заметим, что проведение численного эксперимента с использованием «закрытых» стандартных функций MathCAD существенно ограничивает научный поиск.

1. Фоминова, О.В. Теоретическая механика: вариационные принципы механики / О.В. Фоминова. Орел: Орлов. гос. техн. ун-т, 2006. 97 с.

2. Дьяконов, В.П. MathCAD 2001: специальный справ. / В.П. Дьяконов. СПб.: Питер, 2002. 832 с.

УДК 629.114.02

Е.Е. Прокопов, Т.А. Теплова

Орловский государственный технический университет

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ РАБОТЫ УПРУГОГО ЗВЕНА ПРЕРЫВИСТОГО ДЕЙСТВИЯ

Рассмотрены проблемы выбора управляющих алгоритмов работы упругого звена прерывистого действия, эффективного гашения вибрации. Представлен вариант конструкции амортизатора с аппаратной памятью.

Прерывистый режим работы упругого звена виброзащитной системы – эффективный способ гашения колебаний, заключающийся в периодическом уменьшении жесткости, когда восстанавливающая сила отталкивает объект виброзащиты от положе-

ния равновесия, и её увеличении, когда восстанавливающая сила стремится вернуть объект в исходное состояние [1]. При этом выбор и обоснование алгоритмов работы упругого звена прерывистого действия связывается с изменяющимися априорными ситуациями, которые выражаются через компоненты состояния системы (рис. 1).

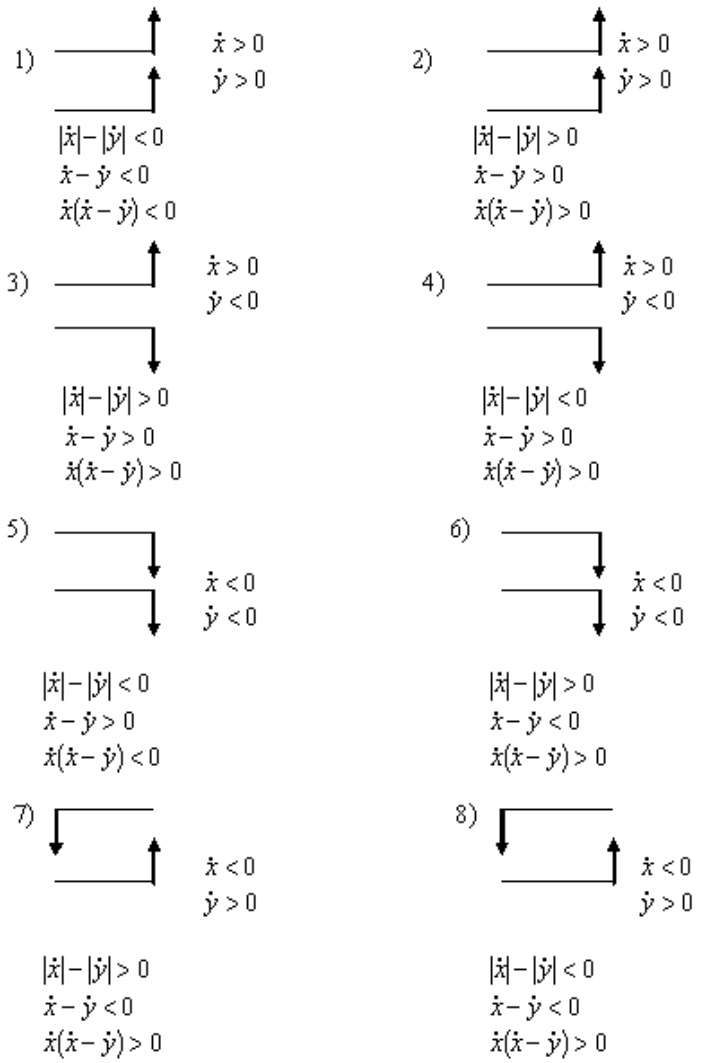


Рис. 1. Анализируемые априорные ситуации

Эффективное торможение объекта при увеличении жесткости $(c = c_2)$ будет происходить, если основание и объект движутся в противоположные стороны, а также при движении их в одном направлении, когда скорость объекта больше скорости основания, т.е. при соблюдении условий:

$$\dot{x} \cdot \dot{y} < 0,\ \dot{x} \cdot \dot{y} > 0 \ \text{ и } \ |\dot{x}| > |\dot{y}|. \qquad (1)$$

Для уменьшения передачи воздействий (усилий) на объект при движении основания и объекта в одном направлении, когда скорость объекта меньше скорости основания, т.е. при соблюдении условий:

$$\dot{x}\cdot\dot{y}>0 \text{ и } |\dot{x}|<|\dot{y}|, \tag{2}$$

наиболее рациональным является уменьшение жесткости $(c=c_1)$.

Совокупность априорных ситуаций (1), (2) представима в виде свертки информации, предписывающей, соответственно, периодическое изменение жесткости при выполнении условий [2]:

$$c=\begin{cases} c_1 \text{ при } \dot{x}(\dot{x}-\dot{y})<0; \\ c_2 \text{ при } \dot{x}(\dot{x}-\dot{y})>0. \end{cases} \tag{3}$$

В плане физической реализации особую ценность представляют те алгоритмы переключений жесткости, которые выражаются через компоненты состояния системы в доступной для воспроизведения форме.

Наиболее просто отслеживать компоненты состояния системы в относительном движении, когда программируемые условия переключения жесткости соотносятся со сменой знака относительного смещения и относительной скорости. Из сопоставления осциллограмм стационарных колебаний установлено, что в области зарезонансных частот момент смены знака абсолютной скорости и относительного смещения объекта совпадают. С этих позиций априорные ситуации вида $\dot{x}\cdot(\dot{x}-\dot{y})$ и $(y-x)\cdot(\dot{x}-\dot{y})$ эквивалентны, т.к. определяют один и тот же алгоритм переключения жесткости:

$$c=\begin{cases} c_1 \text{ при } (y-x)(\dot{x}-\dot{y})<0; \\ c_2 \text{ при } (y-x)(\dot{x}-\dot{y})>0. \end{cases} \tag{4}$$

Непосредственно перед выполнением предписания $y-x=0$ относительное смещение и относительная скорость имеют противоположные знаки, т.е. согласно управлению (4) жесткость максимальна (c_2). Отсюда каждый раз при выполнении предписания $y-x=0$ жесткость становится минимальной (c_1). Здесь моменты обращения в нуль относительных величин смещения и скорости отслеживаются простыми средствами, без привлечения электронного слежения, и, как следствие, становится возможным реализовывать управление жесткостью посредством предписаний, зафиксированных в конструкции системы и образующих так называемую аппаратную память. Так как присущая аппаратной памяти информация фиксируется в актуализиро-

ванных свойствах элементов системы, организации связей между ними, то необходимость во внешнем источнике энергии на управление отпадает и, кроме того, не требуется дорогостоящих электронных средств слежения, присущих прямому управлению.

С этих позиций конструкция амортизатора прерывистого действия [3], представленного на рис. 2, 3, является наиболее удачной. В ней оптимальное управление параметрами жесткости упругого звена однозначно задано взаиморасположением соответствующих клапанов и межполосных отверстий самой конструкции системы.

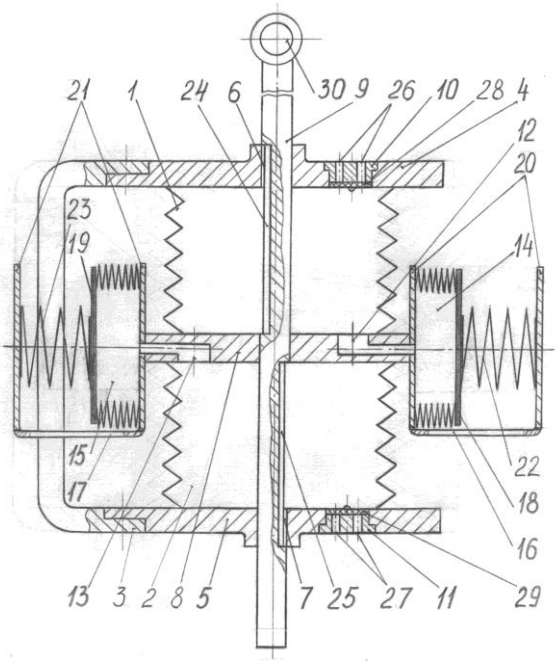


Рис. 2. Амортизатор прерывистого действия

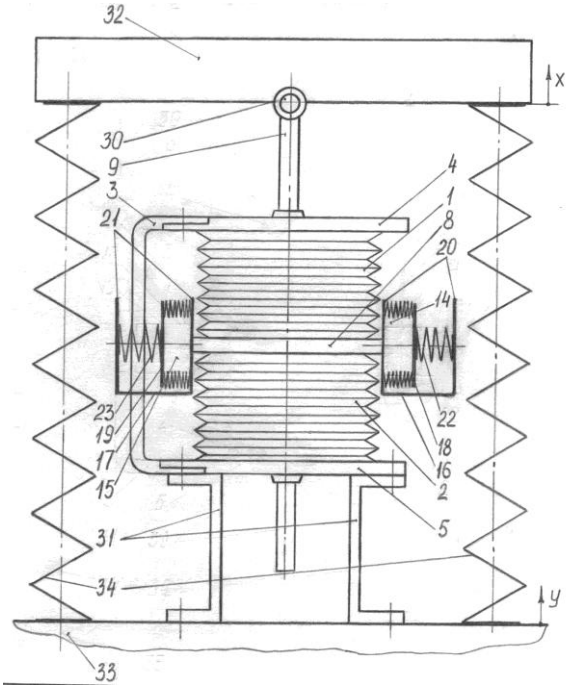


Рис. 3. Амортизатор прерывистого действия в сборе

Основными элементами конструкции амортизатора прерывистого действия являются: две камеры 1 и 2, стойка 3, на которой установлены две параллельные пластины 4 и 5 с соосными отверстиями 6 и 7; перегородка 8, размещенная между камерами 1 и 2; шток 9, установленный в отверстиях пластин 6 и 7 и жестко связанный с перегородкой 8; два впускных клапана 10 и 11, встроенных в пластины 4 и 5; два канала 12 и 13, выполненных в перегородке 8; две дополнительные камеры 14 и 15, каждая из которых подсоединена к одному из каналов 12, 13; и два пружинных зажима 16 и 17, в разъемах которых установлены дополнительные камеры 14, 15 и размещены упругие элементы 22, 23.

Работа амортизатора прерывистого действия определяется алгоритмом переключения жесткости упругих элементов 22 и 23, который описывается следующим выражением:

$$C=\begin{cases} C_0 \text{ при } (X-Y)\cdot(\dot{X}-\dot{Y})<0; \\ 0 \quad \text{при } (X-Y)\cdot(\dot{X}-\dot{Y})>0, \end{cases}$$

где C_0 – жесткость упругого элемента 22, 23.

Осциллограммы колебаний и график изменения восстанавливающей силы представлены на рис. 4.

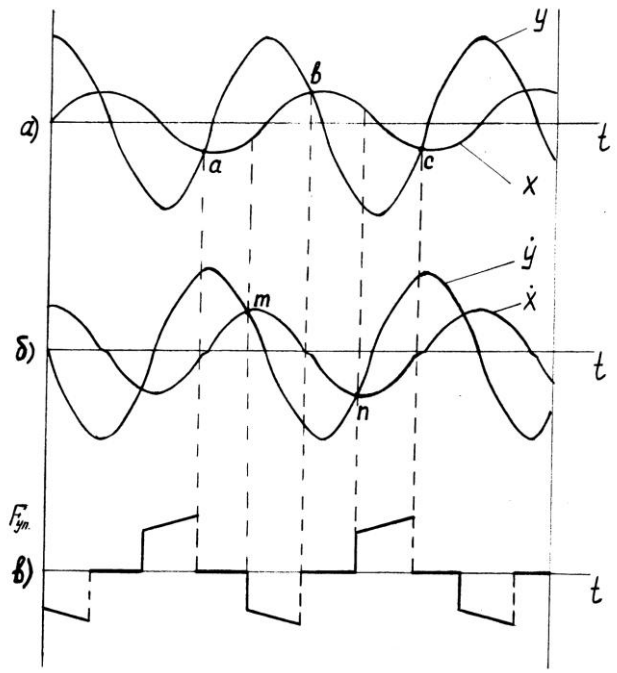


Рис. 4. Осциллограммы колебаний и график изменения восстанавливающей силы

При движении от положения статического равновесия, на участке a – m ($X-Y<0$; $\dot{X}-\dot{Y}<0$), камеры 1 и 2 разгерметизированы, и упругие элементы 22, 23 выключены из работы (C=0). В результате этого восстанавливающая сила F_y, определяемая упругими элементами 22, 23 пружинных зажимов 16 и 17, также равна нулю.

После прохождения точки m, на участке m – b ($X-Y<0$; $\dot{X}-\dot{Y}>0$), камера 1 включается в работу. Давление в ней повышается и одновременно повышается давление в дополнительной камере 14, которое, воздействуя на подвижный упор 18, воспринимается упругим элементом 22 (C=C_0). Поскольку упругий элемент 22 пружинного зажима 16 предварительно поджат, то восстанавливающая сила F_y изменяется ступенчато от 0 до $F_{\min}$, и далее в процессе повышения давления в дополнительной камере 14 ее значение возрастает от $F_{\min}$ до $F_{\max}$. Скорость $\dot{X}$ объекта 32 противоположна направлению действия восстанавливающей силы F_y и, как следствие, уменьшается по абсолютной величине.

Достигая положения статического равновесия – точки *b*, в процессе дальнейшего движения от *b* до *n* ($X - Y > 0$; $\dot{X} - \dot{Y} > 0$) камеры 1 и 2 оказываются разгерметезированными, а упругие элементы 16, 17 выключенными из работы (*C*=0). В результате этого восстанавливающая сила F_y также равна нулю, а скорость $\dot{X}$ объекта 30 увеличивается только за счет действия восстанавливающей силы несущих упругих элементов 34 подвески.

После прохождения точки *n*, на участке *n* – *c* ($X - Y > 0$; $\dot{X} - \dot{Y} < 0$), камера 2 включается в работу. Давление в ней повышается и одновременно повышается давление в дополнительной камере 15, которое, воздействуя на подвижный упор 19, воспринимается упругим элементом 23 ($C = C_0$). Поскольку упругий элемент 23 пружинного зажима 17 предварительно поджат, то восстанавливающая сила F_y изменяется ступенчато от 0 до $F_{\min}$, и далее в процессе повышения давления в дополнительной камере 15 ее значение возрастает от $F_{\min}$ до $F_{\max}$. Скорость $\dot{X}$ объекта 32 противоположна направлению действия восстанавливающей силы F_y и, как следствие, уменьшается по абсолютной величине.

При дальнейшем движении объекта 32 и источника вибрации 33 описанная последовательность работы амортизатора прерывистого действия повторяется.

Наличие дополнительных камер 14 и 15, установленных в разъемах пружинных зажимов 16 и 17, позволяет обеспечить оптимальное ступенчатое изменение восстанавливающей силы в процессе поочередной работы камер 1, 2. Это способствует повышению эффективности работы амортизатора прерывистого действия при его совместном использовании с несущими упругими элементами подвесок транспортных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Чернышев, В.И. К вопросу синтеза оптимальных алгоритмов переключений параметров жесткости виброзащитных систем с непрямым управлением / В.И. Чернышев, Е.Е. Прокопов // Сб. науч. тр. VII Всерос. науч. конф. по проблемам нелинейных колебаний механических систем. Н. Новгород, 2005. С. 399–401.

2. Чегодаев, Д.Е. Управляемая виброизоляция / Д.Е. Чегодаев, Ю.В. Шатилов. Самара, 1995. 144 с.

3. Пат. 2150622 Рос. Федерация, МПК[7] F 16 F 9/05. Амортизатор прерывистого действия / Прокопов Е.Е., Чернышев В.И. №39115231/28; заявл. 09.07.99; 10.06.00, Бюл. №16.

УДК 629.7 – 621.452.322

В.С. Бакланов

ОАО «Туполев», Москва

ВИБРОАКУСТИКА САМОЛЕТОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ: ПРОБЛЕМЫ И РЕШЕНИЯ

На самолетах нового поколения происходит увеличение степени двухконтурности двигателей, применение 2- и 3-вальных схем и редуктора, что существенно расширяет спектр вибрационного воздействия со сдвигом в низкочастотную часть спектра вплоть до инфразвука. В результате значительно возрастает вклад структурного шума в акустическое поле кабины, обусловленного вибрационным воздействием двигателей через опорные связи.

Введение

35 лет назад на самолетах были установлены турбовентиляторные двигатели большой степени двухконтурности. Применение двигателей большой двухконтурности обеспечило существенное повышение топливной эффективности, а также снижение шума за последние 30 лет на 30 дБ.

Однако эффективность шумоглушения необходимо увеличивать, т.к. уже обсуждается новое ужесточение норм. В мире принято несколько научно-исследовательских программ по снижению шума. Одним из основных направлений является переход от двигателей большой двухконтурности (4,5–6,0) к двигателям сверхбольшой двухконтурности (8–12).

Опыт эксплуатации самолетов нового поколения с двигателями сверхбольшой двухконтурности показал, что произошло существенное перераспределение источников шума [1]. При существенном снижении шума струи двигатель все еще остаётся основным источником шума, но теперь это шум вентилятора, в котором в передней полусфере, кроме дискретных составляющих на частотах следования лопаток вентилятора, на повышенных режимах наблюдается полигармонический ряд составляющих, возбуждаемый ударными волнами в широком диапазоне частот. Характер ударных волн определяется сверхзвуковой скоростью концов лопастей вентилятора и диаметром вентилятора.

Одна из необходимых мер борьбы с ударными волнами – снижение частоты вращения вала вентилятора, что приводит к сдвигу вибрационного спектра двигателя в низкочастотную область.

Вибрационный спектр турбовентиляторных двигателей, особенно сверхбольшой двухконтурности, существенно расширяется вследствие низкой частоты вращения ро-

тора вентилятора (особенно в случае применения редуктора), 2- и 3-вальных схем и низкочастотных составляющих возмущающего воздействия газовоздушного тракта двигателя, что и будет определять характер вибрационного процесса на корпусе двигателя.

Для планера современного самолета характерно наличие нескольких десятков собственных форм колебаний в низкочастотной части спектра; взаимодействие некоторых из них с возмущающим воздействием силовой установки через узлы крепления может привести к генерированию в гермокабине высокого уровня низкочастотных составляющих шума, включая инфразвук.

Проведенные летные исследования (Португальский медицинский центр, INTER-NOISE 2001) уже отмечали наличие повышенного уровня инфразвуковых составляющих шума в кабине экипажа современных самолетов в сравнении с пассажирским салоном, что вызывает беспокойство о возможном увеличении этих составляющих в связи с переходом на двигатели сверхбольшой двухконтурности [2].

При широком обсуждении проблем авиационного шума на местности часто вне рассмотрения остаются вопросы изменения структурного шума внутри гермокабины, вызываемого вибрационным воздействием СУ в связи с переходом на двигатели сверхбольшой двухконтурности.

Сегодня нет обязательных международных норм, лимитирующих внутренний шум в кабинах самолетов. Обеспечение тех или иных условий по шуму – показатель конкурентоспособности фирм-изготовителей или эксплуатирующих компаний. Уровень шума в кабинах пилотов устанавливает фирма-изготовитель с учетом мнения крупных авиакомпаний, которые ориентируются на соглашения с профсоюзом.

Допустимые уровни звукового давления на рабочих местах лётного состава воздушных судов соответствуют требованиям ГОСТ 20296-81, но допустимые уровни инфразвука [3] не соответствуют сегодняшним представлениям о роли инфразвука при воздействии на организм [4].

Новейшие исследования показывают, что низкочастотный шум, включая октавную полосу 31 Гц и, особенно, инфразвуковой диапазон с октавными полосами 8 и 16 Гц, является вредным фактором, влияющим на здоровье и работоспособность человека [5].

Низкочастотные акустические колебания инфразвукового диапазона по характеру своего действия сходны с воздействием вибрации, т.к. оказывают непосредственное воздействие на систему черепно-мозговых нервов, минуя слуховую систему.

Для обеспечения нормальных условий работы экипажа и безопасности полета проектирование силовой установки для самолётов нового поколения должно включать разработку высокоэффективной системы виброзащиты экипажа и пассажиров [6].

При выборе виброзащиты гермокабины самолета на первое место выходят средства снижения виброактивности двигателей и передачи вибраций по конструкции, где наиболее эффективным представляется встраивание блоков виброизоляции в узлы крепления двигателей. Но какие бы средства виброзащиты (активные или пассивные) не применялись, для выбора параметров блоков виброизоляции необходима расчетная модель, учитывающая реальные динамические характеристики современных конструкций как двигателя, так и планера в местах опорных связей.

Расчетная модель

Увеличение степени двухконтурности существенно изменяет динамические характеристики корпусов двигателей. Применение современных технологий в изготовлении планеров (многослойные конструкции, углепластики, крупногабаритные панели электрохимического травления) также влияет на их динамические характеристики.

В ОКБ А.Н. Туполева были проведены многолетние исследования [7] динамических характеристик (таких, как динамическая податливость) корпусов ряда двухконтурных турбовентиляторных двигателей (НК-8-2У, НК-144, Д30-КУ, ПС-90А), существенно отличающихся степенью двухконтурности (от 0,5–1,1 до 2,5–5,0), а также планеров ряда магистральных самолетов: Ту-154, Ту-154М, Ту-204.

На основе многолетних исследований была разработана расчётная модель многосвязной системы «двигатель – крепление – планер» с применением обобщенных динамических характеристик в местах опорных связей (в точках крепления двигателей) [8].

В работе предлагается расчетная модель, учитывающая реальные динамические свойства современных конструкций, которые характеризуются матрицей динамических податливостей корпуса двигателя в местах установки узлов крепления и конструкции планера в местах установки ответных узлов крепления и комплексом передаточных функций (виброакустических проводимостей конструкции планера) от точек крепления двигателей до мест контроля шума в гермокабине.

Используя комплекс реальных податливостей двигателей и самолётов, определённых экспериментально, были исследованы границы связанных колебаний системы

«двигатель – крепление – планер», а также возможность представления системы в виде независимых вибропроводов.

В случае динамической независимости узлов крепления двигателей уравнение для динамических сил, действующих со стороны двигателя в *i*-й точке связи, можно привести к виду

$$R_{\text{д}}^{i}(f)=\left[\Pi_{\text{д}}^{i}(f)+\Pi_{\text{с}}^{i}(f)\right]^{-1}\cdot\sum_{k=1}^{m}\Pi\text{р}_{\text{д}}^{ki}(f)\cdot F_{\text{д}}^{k}(f), \qquad (1)$$

где $\Pi_{\text{д}}^{i}$, $\Pi_{\text{с}}^{i}$ – соответственно динамические податливости корпусных конструкций двигателя и планера в месте установки *i*-го узла крепления; $\Pi\,\delta_{\text{д}}^{ki}$ – переходная податливость (вибропроводимость) конструкции двигателя от точек (k) приложения возмущающих сил в элементах двигателя до *i*-го узла крепления; $F_{\text{д}}^{k}$ – возмущающие силы, возникающие при работе двигателя в различных его элементах (k).

Рассматривая каждую *i*-ю связь из *m* опорных связей двигателей с конструкцией планера как отдельный источник воздействия, определяем уровень звукового давления (уровень шума) p^{n}, генерируемый в какой-нибудь точке *n* гермокабины, как сумму звуковых давлений, возбуждаемых каждым таким источником:

$$p^{n}(f)=\sum_{i=1}^{m}H_{Hc}^{in}(f)\cdot R_{\text{дин}}^{i}(f), \qquad (2)$$

где $H_{Hc}^{in}(f)$ – передаточная функция, характеризующая акустическую проводимость конструкции планера от точек вибрационного воздействия двигателей (точки крепления) до мест измерения шума; $R_{\text{дин}}^{i}(f)$ – уровень динамического воздействия со стороны двигателя на конструкцию планера в *i*-й точке крепления.

После перехода к децибельной оценке шума получим

$$L^{ni}(f)=L_{Hc}^{in}(f)+20\lg(\Pi_{\text{д}}^{i}(f)+\Pi_{\text{д}}^{i}(f))^{-1}\cdot\frac{V_{\text{д}}^{i}(f)}{2\pi f}\cdot\frac{1}{F^{i}(f)}, \qquad (3)$$

где $L_{Hc}^{in}(f)$ – функция акустической проводимости конструкции планера до точки *n* при воздействии в точке *i* с принятой в эксперименте исследования силой, дБ; $V_{\text{д}}^{i}(f)$ – уровень вибраций корпуса двигателя в районе *i*-й точки крепления, см/с; f – частота,

для которой ведется расчет, Гц; $F^i(f)$ – уровень силы возбуждения вибратором конструкции планера при определении функции акустической проводимости, кг.

Проведя энергетическое сложение отдельных источников всех двигателей, получим суммарный уровень шума от вибрационного воздействия силовой установки.

Уменьшение уровня динамического воздействия двигателя на самолет может быть обеспечено, например, встраиванием блоков виброизоляции с податливостью $\Pi^i_{\text{из}}$ в узлы крепления, тогда эффективность применения таких блоков в случае динамической независимости отдельных вибропроводов определяется для *i*-го узла крепления из выражения

$$\Delta L^i(f) = 20\lg\frac{1}{\eta_i} = 20\lg\left|\frac{\Pi^i_{\text{д}}(f)+\Pi^i_{\text{с}}(f)+\Pi^i_{\text{из}}}{\Pi^i_{\text{д}}(f)+\Pi^i_{\text{с}}(f)}\right|, \qquad (4)$$

где $\eta_i = \dfrac{R^i(f) \text{ при виброиз. подвеске}}{R^i(f) \text{ при жёстком креплении}}$.

Из последнего выражения следует определение податливости виброизолятора для обеспечения требуемого уровня снижения (η_0) передаваемых на самолет сил:

$$\Pi^i_{\text{из}} \geq \frac{1}{\eta_0}\sqrt{\left(Re\Pi^i_{\text{д}}+Re\Pi^i_{\text{с}}\right)^2+\left(Jm\Pi^i_{\text{д}}+Jm\Pi^i_{\text{с}}\right)^2\left(1-\eta_0^2\right)}-\left(Re\Pi^i_{\text{д}}+Re\Pi^i_{\text{с}}\right), \qquad (5)$$

где $Re\Pi^i_{\text{д}}$, $Re\Pi^i_{\text{с}}$, $Jm\Pi^i_{\text{д}}$, $Jm\Pi^i_{\text{с}}$ – действительные и мнимые составляющие динамических податливостей соответственно двигателя и самолета в месте установки *i*-го узла крепления.

Различный характер динамического поведения конструкции (инерционный, упругий) убеждает в необходимости знания реальных динамических характеристик двигателя и самолета в местах крепления для разработки эффективных виброизолирующих подвесок.

Экспериментальные исследования

Частотные характеристики динамических податливостей двигателей и планера в местах установки двигателей в широком диапазоне частот могут быть определены экспериментально.

Использовалась известная техника проведения испытаний: возбуждение конструкции электродинамическим вибратором при постоянной величине возбуждающей силы и автоматического изменения частоты в исследуемом диапазоне. Исследование

частотных характеристик проводилось методами тестового воздействия в частотном диапазоне 10...500 Гц [7, 8]. Изменением силы воздействия в несколько раз была проверена линейность исследуемых систем.

Обобщение проведенных исследований показало, что в широком диапазоне частот вращения роторов двигателей динамическое поведение корпуса двигателя отвечает модели упругоинерционной системы или упругодиссипативного элемента с существенным отличием от идеализированной модели авиационного ГТД как твердого тела (рис. 1). При увеличении степени двухконтурности до 8–12 следует ожидать, что верхняя граница динамического поведения двигателя как твердого тела не будет превышать 10 Гц.

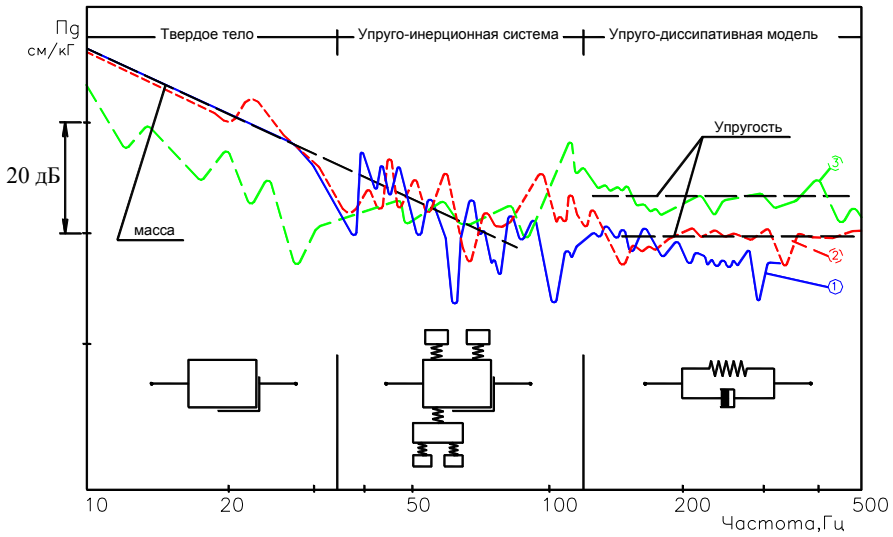


Рис. 1. Динамическая податливость корпуса двигателя для переднего пояса крепления для двигателей разной степени двухконтурности: 1 – m=1,0; 2 – m=2,5; 3 – m=4,5

Динамическое поведение планера в основном зависит от частотного диапазона и направления воздействия. Принятое во многих расчетных моделях упругое поведение планера характерно для довольно узкого диапазона частот (50...100 Гц), не охватывающего диапазон роторных частот многовального двигателя.

На основе полученных характеристик были сделаны расчеты ожидаемого структурного шума.

На рис. 2 приведён пример расчёта ожидаемого структурного шума в кабине в диапазоне эксплуатационных значений вибрации двигателя (1…10 мм/с) [9].

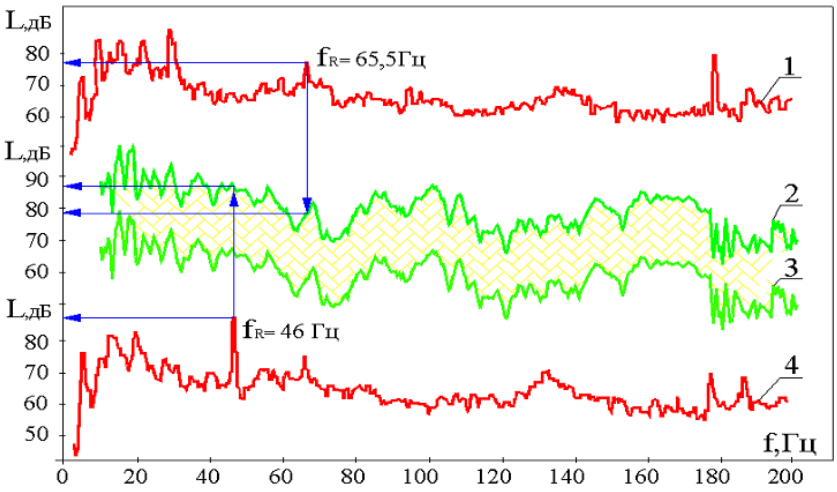


Рис. 2. Сравнение экспериментального и расчетного структурного шума в кабине самолета: 1, 4 – данные эксперимента при VE=10 мм/с; 2, 3 – данные расчета при VE=10 мм/с и VE=1 мм/с соответственно

Сравнение ожидаемого шума и экспериментальных данных показывает не только хорошую сходимость уровня роторной гармоники вентилятора на разных режимах работы двигателя, но и указывает на возможность генерирования низкочастотных составляющих высокого уровня при эксплуатационном уровне вибрации двигателя. Это подтверждено новейшими исследованиями на самолёте-демонстраторе QTD2 (B-777 с двигателями GE90-115B, степень двухконтурности которых равна 9), где низкочастотные составляющие возвышаются в общем спектре на 30–40 дБ (рис. 3) [10].

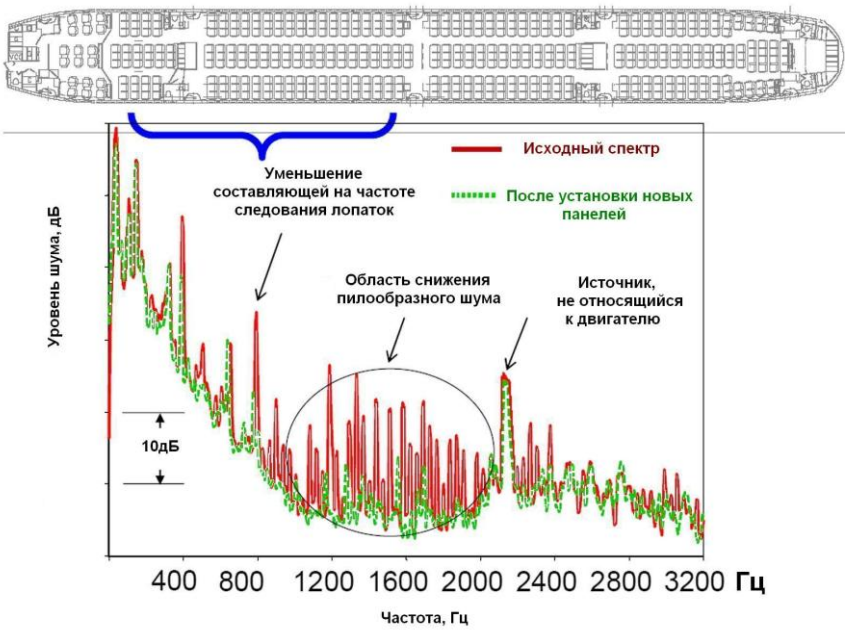


Рис. 3. Снижение шума в передней части кабины в результате установки новых вибропоглощающих панелей воздухозаборника [10]

Для обеспечения требуемых виброакустических характеристик в кабине самолета предлагается новое решение – низкочастотное крепление с встроенными нелинейными блоками виброизоляции с участком квазинулевой жесткости на расчетной нагрузке режима крейсерского полета [6].

Созданная подвеска прошла испытания в стендовых условиях на натурном двигателе с имитацией низкочастотного воздействия. Полученные результаты обеспечивают снижение динамического воздействия на конструкцию со стороны силовой установки на 14 дБ, включая низкочастотный диапазон (8…45 Гц).

Выводы

1. Вибрационный спектр турбовентиляторных двигателей, особенно сверхбольшой степени двухконтурности, существенно расширяется со сдвигом в низкочастотную часть спектра вплоть до инфразвука, что и будет определять низкочастотную часть спектра шума в гермокабине.

2. Выбор силовой установки для самолётов нового поколения требует разработки высокоэффективной системы виброзащиты экипажа и пассажиров для поддержания комфортных условий и обеспечения безопасности полёта.

3. Основой системы виброзащиты должно стать виброизолирующее крепление двигателей, разработанное с учётом реальных частотных характеристик планера и корпусов двигателей самолётов нового поколения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бакланов, В.С. Виброакустика самолетов нового поколения с двигателями большой и сверхбольшой двухконтурности / В.С. Бакланов // Математическое моделирование. 2007. Т. 19, №7. С. 27–38.

2. Airflow – Induced Infrasound in Commercial Aircraft / M. Alves-Pereira, M.S. Castelo Branko, J. Motylewski [et al.] // INTER-NOISE 2001. The Hague, The Netherlands, August 2001.

3. СанПиН 2.5.1.051-96. Гигиена и эпидемиология на транспорте. Санитарные правила и нормы / Госкомсанэпиднадзор России. М., 1996.

4. Alves-Pereira M. // Proc. of 11-th International Congress on Sound and Vibration (St. Petersburg, Russia, 5–8 July 2004).

5. СН 2.2.4/2.1.8.583-96. Инфразвук на рабочих местах, в жилых и общественных помещениях и на территории жилой застройки / Госкомсанэпиднадзор России. М., 1997.

6. Baklanov, V.S. Low-frequency vibroisolation mounting of power plants for new generation airplanes with engines of extra-high bypass ratio / V.S. Baklanov // J. of Sound and Vibration. 2007. Vol. 308, N 3–5. P. 709–720.

7. Исследование динамических и виброакустических характеристик самолета и двигателя методом тарированного тестирования / В.К. Агафонов, В.С. Бакланов, В.М. Вуль [и др.] // Доклады VIII конференции по аэроакустике / ЦАГИ. М., 1990. С. 141–144.

8. Baklanov, V.S. Vibration Isolation of Aviation power plants Taking into account real dynamic characteristics of engine and aircraft / V.S. Baklanov, B.M. Vul // Proc. Second International Congress on Recent Developments in Air- and Structure-Borne Sound and Vibration (Auburn University, USA, March 4–6, 1992).

9. The calculation of structural noise in cabin for aircraft with high-by-pass ratio engines / V. Baklanov, A. Zayakin, E. Orlenko [et al.] // Proc. of 11-th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (Monterey, California, May 23–25 2005). AIAA 2005. P. 1–3034.

10. Quiet Technology Demonstrator 2 Intake Liner Design and Validation / E. Nesbitt, Jia Yu [et al.] // 12-th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference (Cambridge, Massachusetts 8–10 May, 2006).

УДК 62-852

В.Ю. Гросс, Е.Г. Гурова

Новосибирская государственная академия водного транспорта

АДАПТИВНЫЙ ВИБРОИЗОЛЯТОР ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ КОМПЕНСАТОРОМ ЖЁСТКОСТИ

Представлен виброизолятор энергетической установки с электромагнитным компенсатором жёсткости, снабженный автоматическим регулятором, обеспечивающим подстройку компенсатора под изменяющуюся внешнюю нагрузку.

Использование энергетических машин не только на производстве, но и на всех видах транспорта (автомобили, суда, метро, трамваи, троллейбусы) неизбежно приводит к возникновению вибрации. Вибрация отрицательно влияет на надежность, долговечность самих машин, на сооружения, аппараты, в которых они установлены, а также на системы автоматического управления. Не редкость, что вибрация является одной из причин аварий. Но особенно вредно вибрация влияет на человека. Человек, управляя и

пользуясь всеми видами транспорта почти каждый день, невольно попадает под негативное влияние вибрации, которая в последствии вызывает различные заболевания. Поэтому сегодня остро стоит проблема снижения уровней передаваемых вибраций.

За последнее время создано достаточно много средств виброзащиты, но большинство из них не снижают уровни колебаний до норм, требуемых стандартами. Наиболее перспективным методом снижения уровней вибраций, создаваемых энергетическими установками, является использование виброзащитных подвесок с плавающим участком нулевой жёсткости. Принцип работы таких устройств показан на рис. 1. При ограниченных значениях виброизолирующего хода подвески H и при заданном диапазоне изменения усилий от P_{max} до P_{min}, передаваемых от защищаемого объекта вибрирующему, силовые характеристики виброизолирующих механизмов, обеспечивающих идеальную виброизоляцию, представляют собой бесконечное множество отрезков прямых, равных по длине $2A$ (размах колебаний), параллельных оси абсцисс и расположенных своими серединами на отрезке AB прямой, наклоненной к оси абсцисс под углом. Тангенс такого угла равен жёсткости подвески [2].

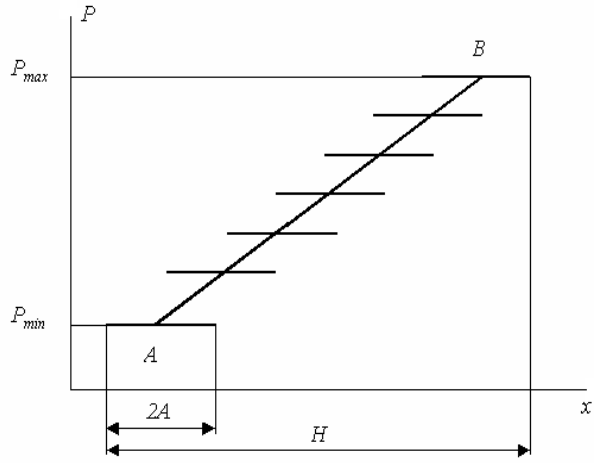


Рис. 1. Силовая характеристика перестраивающегося виброизолирующего механизма

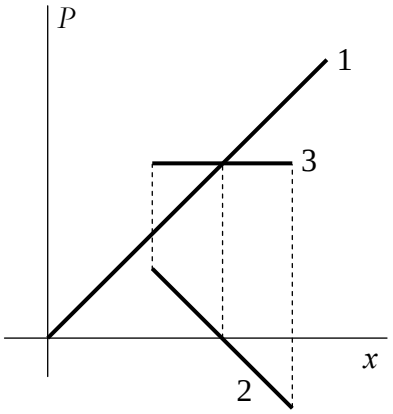


Рис. 2. Характеристика виброизолятора с компенсатором жёсткости:
1 – упругого элемента; 2 – компенсатора жёсткости; 3 – виброизолятора

В таких подвесках присутствуют две основные составляющие: упругий элемент и включенный параллельно с ним компенсатор жёсткости – устройство, имеющее падающую силовую характеристику, т.е. отрицательный коэффициент жёсткости. Суммарная жёсткость виброизолятора определяется суммой жёсткостей упругого элемента и компенсатора (рис. 2), следовательно, жёсткость подвески может быть сведена к нулю, что позволяет обеспечить идеальную виброизоляцию.

Предлагаемый в [1] электромагнитный компенсатор жёсткости (ЭКЖ) наиболее полно отвечает требованиям идеальной виброизоляции и обладает рядом преимуществ над ранее предложенными механическими компенсаторами жёсткости. Такой виброизолятор характеризуется отсутствием сил трения и инерции, легко поддается автоматизации, а также обладает системой перестройки, перераспределяющей напряжение на катушках электромагнитов при изменении нагрузки. Это позволяет исключить резонанс, обеспечить нулевую жёсткость. ЭКЖ, схема которого приведена на рис. 3, обеспечивает падающую силовую характеристику за счет двух встречно включенных электромагнитов. Компенсатор включается параллельно упругому элементу 3 и представляет собой два встречно включенных электромагнита, жёстко закрепленных на защищаемом объекте 2, общий якорь 10 которых жёстко связан с вибрирующим объектом 1.

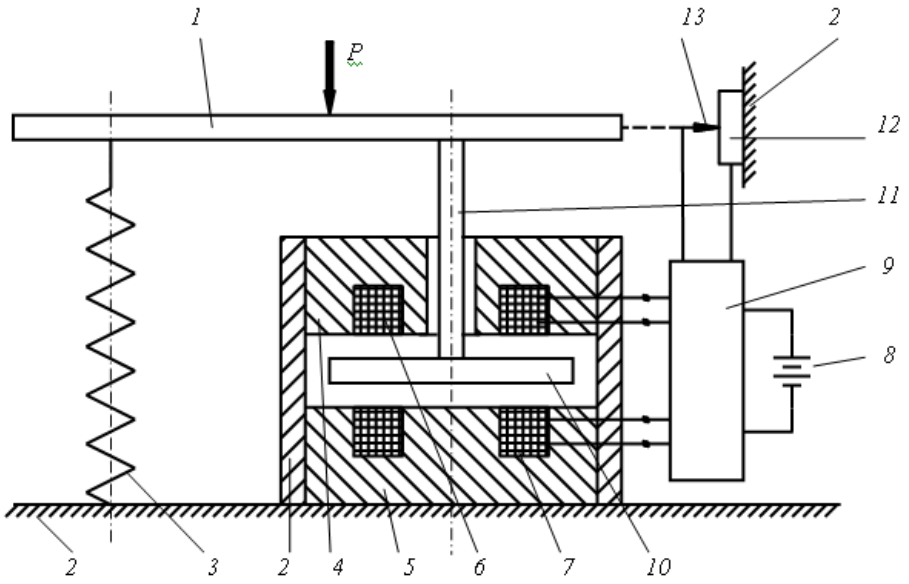


Рис. 3. Виброизолятор с электромагнитным компенсатором жёсткости

Сила тяги каждого электромагнита направлена на уменьшение воздушного зазора между ярмом 5 электромагнита 4 и его якорем 10. Поэтому два встречно включенных электромагнита являются неустойчивым элементом, имеющим падающую силовую характеристику. Наклон этой характеристики, т.е. жёсткость компенсатора, зависит от величины напряжения, приложенного к катушкам 6, 7 электромагнитов. Регулятор напряжения 9 и датчик положения 12 обеспечивают перестройку компенсатора на изменяющуюся внешнюю нагрузку.

На основании разработанных в ФГОУ ВПО «НГАВТ» методик расчета и проектирования на ФГУП ПО «Север» была изготовлена и испытана модель виброизолирующей подвески с нелинейным электромагнитным компенсатором жёсткости и ли-

нейной системой перестройки [2]. Результаты экспериментов показали, что виброизолятор с перестраивающимся ЭКЖ снижает уровни виброускорений до 20–55 дБ на частотах от 4 до 128 Гц, а также использование данного виброизолятора позволяет избавиться от резонансных режимов. Проведенные испытания показали, что разработанная конструкция виброизолятора с нелинейным ЭКЖ может служить основой для проектирования виброизолирующих подвесок энергетических установок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А. с. 1290021 СССР, МПК^4 F 16 F 6/00. Виброзащитное устройство / А.К. Зуев, В.Ю. Гросс, А.Ю. Крылов (СССР). №3899069/27-11; заявл. 22.05.85; опубл. 15.02.87, Бюл. №6. 3 с.: ил.

2. Гурова, Е.Г. Виброизолирующая подвеска судовой энергетической установки с нелинейным электромагнитным компенсатором жёсткости: автореф. дис. … канд. техн. наук / Гурова Елена Геннадьевна. Новосибирск, 2008. 22 с.

3. Зуев, А.К. Некоторые вопросы теории виброизоляции / А.К. Зуев, В.Ю. Гросс // Вопросы автоматизации производственных процессов с использованием силовых импульсных систем: межвуз. сб. науч. тр. / Новосиб. электротехн. ин-т. Новосибирск, 1984. С. 68–75.

УДК 620.318.6.

Г.В. Лазуткин, В.А. Антипов, М.А. Петухова, А.Л. Рябков

Самарский государственный университет путей сообщения

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЕ НИЗКОЧАСТОТНЫЕ ВИБРОИЗОЛЯТОРЫ С РАЗГРУЗКОЙ ОТ ВЕСА ДЛЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

В работе представлен ряд конструктивных вариантов исполнения высокоэффективных низкочастотных виброизоляторов из нетканого проволочного материала типа «двойной колокольчик» с пружинной разгрузкой от веса виброизолируемой системы и противоударными устройствами. Приведены основные расчетные зависимости для упругофрикционных характеристик виброизоляторов, разгрузочных и противоударных устройств. Показана целесообразность использования предлагаемых конструкций.

Рост скоростей движения, потребность в повышении надежности и комфортности транспортных средств, сохранности перевозимых грузов ответственного назначения требуют дальнейшего совершенствования элементной базы, обеспечивающей виб-

рационную прочность и надежность агрегатов и систем транспортных средств. В авиационной и ракетно-космической технике в настоящее время широкое распространение получили виброизоляторы из волокнового проволочного материала. Главным их преимуществом по сравнению с аналогами является высокая эффективность диссипации энергии вибрации. Однако их применение на железнодорожном транспорте сдерживает малая несущая способность и относительно высокие резонансные частоты.

В Самарском государственном университете путей сообщения разработана серия высокоэффективных низкочастотных виброизоляторов из волокнового проволочного материала с разгрузкой от веса виброизолируемой системы для агрегатов и систем железнодорожного транспорта (рис. 1 и 2) [1–4].

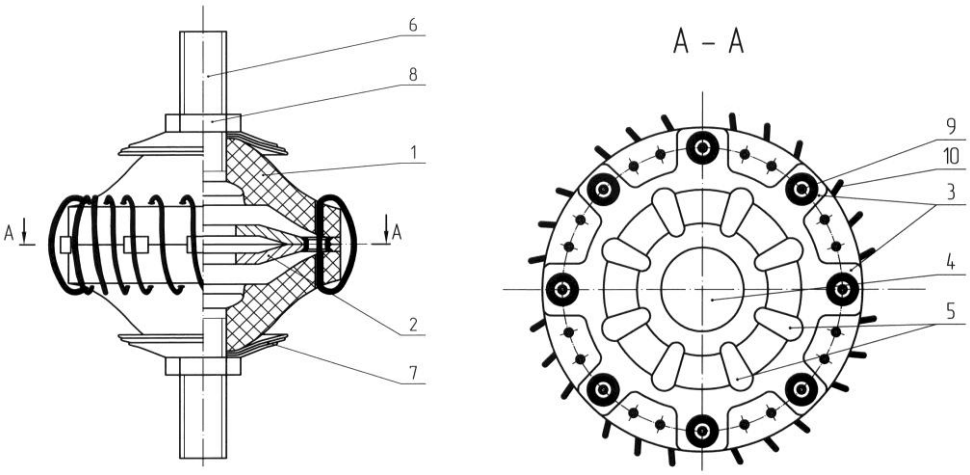


Рис. 1. Противоударный виброизолятор типа «двойной колокольчик» с пакетами тарельчатых пружин

Высокой энергоемкостью противоударного устройства обладает виброизолятор, представленный на рис. 1, который содержит: два УДЭ 1 колоколообразной формы из армированного материала МР с крепежными отверстиями и пазами на периферии внутренних поверхностей, а также цилиндрическим углублением в центре УДЭ противоударной проставки 2; два пакета набранных тарельчатых пружин с усами 3, центральным отверстием 4 и вырезами 5, выполненными для уменьшения жесткости пакетов и повышения противоударной защиты; болты 6, соединенные с УДЭ в центре через ограничительные пакеты тарельчатых пружин 7 с помощью гаек 8.

Пакеты тарельчатых пружин противоударной проставки 2 соединены между собой усами 3 с помощью пистонов 9 и размещены между УДЭ 1 в пазах каждого из них. Суммарная глубина пазов в свободном состоянии больше суммарной высоты усов. УДЭ 1 и противоударная проставка 2 соединены между собой сшивкой проволокой 10, про-

детой через крепежные отверстия в УДЭ 1 и отверстия в пистонах 9. Последние имеют диаметр отверстий больше, чем отверстия в УДЭ, что предохраняет сшивную проволоку от разрушения при смещении УДЭ относительно проставки. Болты 6 своими головками входят в центральные углубления УДЭ 1, имеющие осевые размеры больше, чем головки болтов. Виброизолятор собран так, что усы 3 пакетов тарельчатых пружин противоударной проставки 2 замкнуты в массив материала МР с натягом по наружной поверхности каждой из верхней пружины в пакете, сдавливающими нагрузками от витков сшивной проволоки. При этом величиной момента затяжки гайки 8 обеспечены необходимые заглубления головок болтов 6 и натяги между пружинами в ограничительных пакетах 7. При воздействии ударной нагрузки в осевом направлении происходит деформирование виброизолятора. При этом необратимая часть энергии удара рассеивается в материале МР за счет внутреннего трения между витками проволочных спиралей, из которых он состоит, и внешнего трения, возникающего на контактных поверхностях УДЭ 1 с проставкой 2 и ограничительных пакетов 7, а также в самих пакетах между поверхностями тарельчатых пружин, проскальзывающих друг относительно друга. Другая часть энергии удара переходит в потенциальную энергию упругодеформированных элементов конструкции виброизолятора в следующем порядке.

Первоначально главным образом деформируются УДЭ 1, которые постепенно своей внутренней поверхностью входят во все больший контакт с поверхностью пакетов противоударной проставки 2, а внешней – с ограничительными пакетами 7. При этом нагрузочная способность УДЭ увеличивается, заставляя деформироваться проставку и ограничительные пакеты. По мере дальнейшего увеличения деформации виброизолятора материала МР УДЭ 1 замыкается в обоймах, образуемых пакетами противоударной проставки 2 и ограничительным пакетами 7, воспринимая при этом в основном сжимающие нагрузки. При еще больших деформациях виброизолятора головки болтов 6 выходят из углублений в УДЭ 1, входят в контакт с пакетами противоударной проставки 2, предотвращая дальнейшее нагружение материала МР и ограничительных пакетов 7 и предохраняя тем самым их от разрушения. При этом высокие упругие свойства противоударной проставки 2 позволяют избегать жесткого соударения головок болтов и вместе с оптимально подобранными режимами деформации элементов конструкции повышают качество противоударной защиты и надежность виброизолятора в целом.

На рис. 2 представлены различные конструктивные варианты для решения различных классов задач вибро- и ударной защиты агрегатов и систем железнодорожного транспорта.

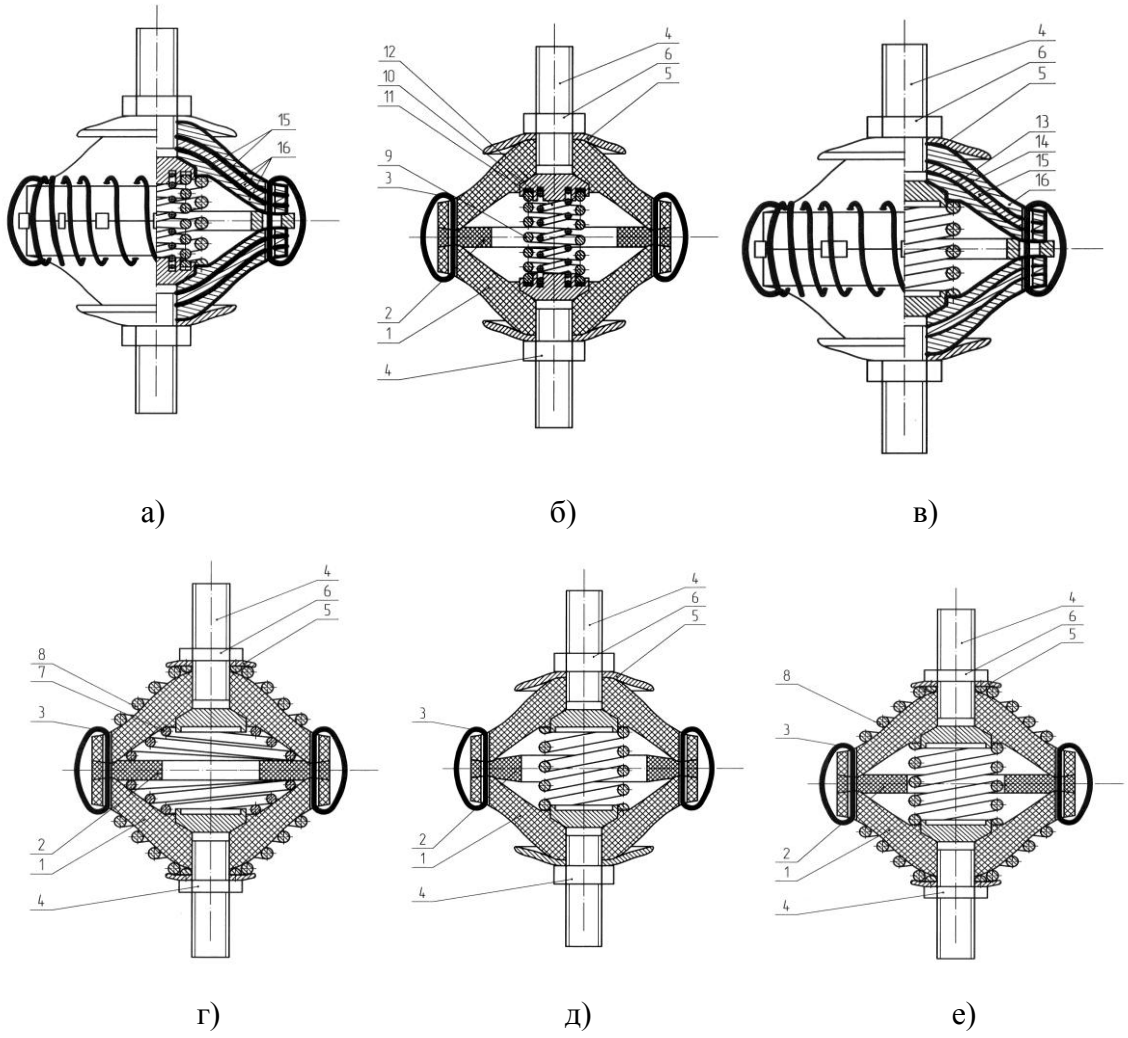


Рис. 2. Варианты конструкций модифицированных виброизоляторов

Так, например, варианты конструкций виброизоляторов, представленные на рис. 2 а, в, предусматривают возможность существенного ограничения деформаций виброизоляторов при воздействии интенсивных нагрузок в поперечном направлении. Это достигается с помощью цельнометаллической проставки, образующей своими усами жесткий замок между двумя УДЭ, так же как и у противоударного виброизолятора, причем с целью повышения вибропрочности и демпфирующей способности виброизолятора их УДЭ содержит армирующие элементы (АЭ) 15 (см. рис. 2, а), которые заключены между тремя заготовками УДЭ 16.

Последний вариант является наиболее приемлемым при экстремальном форсировании грузоподъемности виброизолятора за счет достижения максимальной жесткости УДЭ. Цельнометаллическая проставка с усами может иметь коническую форму, которая вместе с ограничительными шайбами позволяет управлять геометрической не-

линейностью упругих характеристик виброизоляторов, особенно в зоне значительных деформаций, соизмеримых с рабочим ходом конструкции.

Для виброизоляторов типа «двойной колокольчик» с разгрузочным пружинным устройством разработана обобщенная полиноминальная математическая модель деформирования, которая основана на экспериментальном определении и аппроксимации исходного множества петель гистерезиса, установлении закона плоскопараллельного переноса его процессов и нахождении функциональных связей коэффициентов аппроксимации исходного процесса с конструктивно-технологическими параметрами виброизоляторов [5]:

$$\eta_{м} = \sum_{|\lambda|=0}^{m}\sum_{\lambda_3=0}^{f}\sum_{\lambda_4=0}^{r} \bar{P}'_{\lambda_1\ldots\lambda_4}\left(\xi^{*}-\xi_q\right)^{\lambda_1} \times\sigma\left[\sqrt{\xi_A^2-\left(\xi^{*}-\xi_q\right)^2}\right]^{\lambda_2}\left(\xi_A-1{,}8\right)^{\lambda_3}\xi_q^{\lambda_4}+\bar{G}_{\text{ру}}, \quad (1)$$

где $\bar{\xi}^{x}=\dfrac{x^{x}}{a_a}$; $\xi_{\text{л}}=\dfrac{A}{a_u}$; $\xi_q=\dfrac{q}{a_n}$ – соответственно безразмерные деформация, ее амплитуда, натяг; $\eta_{\text{м}}=\dfrac{P_{\text{м}}}{T_n}$; $\bar{G}_{\text{ру}}=\dfrac{\bar{G}_{\text{ру}}}{T_n}$ – безразмерные реакция виброизолятора и усилие поджатия пружин разгрузочного устройства при ξ^{*}=0 и ξ_q=0 соответственно; $\bar{P}'_{\lambda_1\ldots\lambda_4}$ – безразмерные коэффициенты аппроксимации;

$$\bar{P}'_{\lambda_1\ldots\lambda_4}=\bar{P}^{*}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}+\bar{C}^{*}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}=\bar{P}^{*}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}\left(1+\Pi_{\lambda_1\ldots\lambda_4}\right);$$

$\Pi_{\lambda_1\ldots\lambda_4}$ – коэффициенты, характеризующие степень влияния разгрузочного устройства на обобщенные УФХ прототипа ДКУ (определяющие критерий подобия разгрузочных устройств);

$$\Pi_{\lambda_1\ldots\lambda_4}=\frac{\bar{C}^{*}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}}{\bar{P}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}};\quad \bar{P}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}=\frac{a_n^{\lambda_1+\ldots+\lambda_4}P_{\lambda_1\ldots\lambda_4}}{T_n};\quad \bar{C}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}=\frac{a_n^{\lambda_1+\ldots+\lambda_4}C_{\lambda_1\ldots\lambda_4}}{T_n};$$

$$\bar{P}^{*}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}=\frac{\bar{P}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}}{\xi_A^{\lambda_1+\lambda_4}};\quad \bar{C}^{*}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}=\frac{\bar{C}_{\lambda_1\ldots\lambda_4}}{\xi_A^{\lambda_1+\lambda_4}}.$$

Эта модель легко вписывается в динамические уравнения и позволяет их решать либо численными методами (близкими точному решению), либо аналитическими методами при условии линеаризации коэффициентов подобных преобразований.

Разработана также инженерная методика расчета виброизоляторов вышеуказанного типа под заданные технические условия. Получены расчетные зависимости для

определения упругой характеристики противоударного пружинного устройства по заданным требованиям и ограничениям ТЗ:

$$x_g = A_p^* + \frac{(x_{\text{л}}^2 - A_p^{*2})\mu_{\text{у,л}}}{x_g \mu_{\text{у}}^{(TT)} + 2A_p^* \mu_{\text{у,л}}};$$

$$C_n = C_p \left[\frac{(x_{\text{л}} \mu_y^{(TT)} - A_p^{*2} \mu_{\text{у,л}}^2}{\mu_{\text{у,л}}^2 (x_{\text{л}}^2 - A_p^{*2})} \right] - 1, \qquad (2)$$

где $x_g \le [x_m]$ – максимальная деформация виброизолятора при ударе, соответствующая заданным в ТЗ ограничениям по значениям $[x_м]$; $\mu_{\text{у}}^{\text{П}}$ и $A_p^* = [A_p]k_p^*$: A_p – амплитуда деформации виброизолятора на резонансе; $\mu_{\text{у}}$ – коэффициент передачи удара; k_p – коэффициент запаса прочности с учетом наработки; C_n, C_p – коэффициенты жесткости тарельчатых пружин и свободного хода.

По данным предприятий СГАУ, ОАО «Красногорский завод» апробация виброизоляторов с однопружинным разгрузочным устройством позволила обеспечить резонансную частоту систем виброзащиты не более 8 Гц, а несущую способность увеличить по сравнению с прототипом (ДКУ – 90-40/15) в 3,8 раза. Это позволило снизить угловые колебания транспортируемых систем более чем в 5 раз и обеспечить им комфортные условия как при доставке, так и при эксплуатации.

Полученные результаты апробирования позволяют рекомендовать конструктивные разработки и расчетные методики, представленные в настоящей работе, к внедрению для подавления вибрации агрегатов и систем железнодорожного транспорта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 73046 Рос. Федерация, МПК[7] F 16 F 3/08. Виброизолятор / Антипов В.А., Лазуткин Г.В., Рябков А.Л. №2007142126/22; заявл. 14.11.07; опубл. 10.05.08, Бюл. №13.

2. Пат. 86989 Рос. Федерация, МПК[7] F 16 F 3/08. Виброизолятор / Лазуткин Г.В., Антипов В.А., Петухова М.А. №2009104724/22; заявл. 11.02.09; опубл. 20.09.09, Бюл. №26.

3. Пат. 73708 Рос. Федерация, МПК[7] F 16 F 3/08, F 16 F 15/08. Виброизолятор втулочный / Антипов В.А., Лазуткин Г.В., Рябков А.Л. №2008100942/22; заявл. 09.01.08; опубл. 27.05.08, Бюл. №15.

4. Пат. 2378545 Рос. Федерация, МПК[7] F 16 F 3/10. Виброизолятор / Антипов В.А., Лазуткин Г.В., Рябков А.Л. №2007142123/11; заявл. 14.11.07; опубл. 10.01.10, Бюл. №1.

5. Основы проектирования и разработки низкочастотных виброизоляторов большой грузоподъемности с конструкционным демпфированием / В.А. Антипов, Г.В. Лазуткин, А.Л. Рябков // Современные проблемы математики, механики, информатики: материалы Междунар. конф. Тула: Изд-во Тул. гос. ун-та, 2007. С. 104–111.

УДК 629.4.004

Г.В. Изранова, В.Г. Луканенко, С.В. Путилин

Самарский государственный университет путей сообщения

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ РУЧНОГО МЕХАНИЗИРОВАННОГО ИНСТРУМЕНТА

Предлагается повысить эффективность и качество ремонта подвижного состава за счет повышения ресурса и разработки новых средств и методов снижения вибрации при работе с пневмошлифовальными машинами.

В настоящее время на вагоностроительных и вагоноремонтных заводах широко используются ручные пневмошлифовальные машины. Они применяются при шлифовании поверхностей для окончательного сглаживания всех поверхностей, создания слегка шероховатой поверхности, что улучшает адгезию покрывания слоев лакокрасочных материалов, при ремонте оконных проемов, при разделке сварных швов и других операциях [1]. Применение шлифовальных машин обусловлено резким повышением производительности труда, однако при этом возрастает опасность возникновения у человека-оператора вибрационной болезни. Кроме того, повышенный уровень вибрации приводит к уменьшению межремонтного ресурса машин, который составляет порядка 90 часов.

В связи с этим целью настоящей работы являлось создание надежной и удобной в эксплуатации виброзащитной системы для ручного механизированного инструмента вращательного действия, которая позволяет снизить уровень вибраций, действующих на человека-оператора, до значений ниже нормативных.

Для достижения поставленной задачи был проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований, связанных с вибрациями систем типа «рабочий орган (с приводом) – демпфирующие, переходные виброизолирующие элементы – человек-оператор». Теоретические исследования были посвящены созданию динамической модели системы «рукоятка – рука» [2].

Современные методы моделирования позволяют представить руку или тело человека-оператора их динамическими моделями. Наиболее совершенной в этом отношении является разработанная П.В. Палкиным, Ю.И. Матвеевым и Ю.М. Васильевым (ВЦНИИОТ ВЦСПС) пространственная антропометрическая модель руки [3]. Для целей аналитического обоснования систем виброзащиты операторов удобнее использовать одномассовую модель руки с двумя степенями свободы, предложенную Дикманом, параметры которой рассчитал Ю.М. Васильев.

Линейная математическая модель рассматриваемой системы может быть описана следующей системой уравнений:

$$\begin{cases}
\grave{I}_{\hat{\imath}}\ddot{\tilde{o}}_4+\tilde{N}_{1\ddot{\imath}}(\tilde{o}_4-\tilde{o}_3)+\tilde{N}_{2\ddot{\imath}}(\acute{o}_4-\acute{o}_3)+d_{\ddot{\imath}}(\tilde{o}_4-\tilde{o}_3)=M_{\hat{\imath}}\mathring{a}\sin\omega t;\\
\grave{I}_{\hat{\imath}}\ddot{y}_4+\tilde{N}_{1\ddot{\imath}}(y_4-y_3)+\tilde{N}_{2\ddot{\imath}}(x_4-x_3)+d_{\ddot{\imath}}(\dot{y}_4-\dot{y}_3)=\grave{I}_{\hat{\imath}}\mathring{a}\cos\omega t;\\
\grave{I}_{\ddot{\imath}}\ddot{\tilde{o}}_3+\tilde{N}_d(\tilde{o}_3-\tilde{o}_2)+d_d(\dot{x}_3-\dot{x}_2)=C_{1\ddot{\imath}}(\tilde{o}_4-\tilde{o}_3)+\tilde{N}_{2\ddot{\imath}}(\acute{o}_4-\acute{o}_3)+d_{\ddot{\imath}}(\tilde{o}_4-\tilde{o}_3);\\
\grave{I}_{\ddot{\imath}}\ddot{\acute{o}}_3+\tilde{N}_d(\acute{o}_3-\acute{o}_2)+d_d(\check{o}_3-\check{o}_2)=C_{1\ddot{\imath}}(\acute{o}_4-\acute{o}_3)+\tilde{N}_{2\ddot{\imath}}(\tilde{o}_4-\tilde{o}_3)+d_{\ddot{\imath}}(\check{o}_4-\check{o}_3);\\
\grave{I}_{\hat{e}}\ddot{\tilde{o}}_2+\tilde{N}_{\hat{a}}(\tilde{o}_2-\tilde{o}_1)+d_{\hat{a}}(\dot{x}_2-\dot{x}_1)=C_d(\tilde{o}_3-\tilde{o}_2)+d_d(\tilde{o}_3-\tilde{o}_2);\\
\grave{I}_{\hat{e}}\ddot{\acute{o}}_2+\tilde{N}_{\hat{a}}(y_2-y_1)+d_{\hat{a}}(\check{o}_2-\check{o})=C_d(\acute{o}_3-\acute{o}_2)+d_d(\check{o}_3-\check{o}_2);\\
\grave{I}_{\eth}\ddot{\tilde{o}}_1+\tilde{N}_{\eth}\tilde{o}_1+d_{\eth}\dot{x}_1=C_{\hat{a}}(\tilde{o}_2-\tilde{o}_1)+d_{\hat{a}}(\tilde{o}_2-\tilde{o}_1),\\
\grave{I}_{\eth}\check{o}_1+\tilde{N}_{\eth}y_1+d_{\eth}\check{o}=C_{\hat{a}}(\acute{o}_2-\acute{o}_1)+d_{\hat{a}}(\check{o}_2-\check{o}_1),
\end{cases}$$

где M_0, $M_п$, $M_к$, $M_р$ – масса ротора, газового подшипника, корпуса и руки соответственно; $C_{1п}=C_{xx}=C_{yy}$; $C_{2п}=C_{xy}=C_{yx}$; $d_п=d_{xx}=d_{yy}$ – характеристики газового подшипника; C_d, d_d; $C_в$, $d_в$; $C_р$, $d_р$ – коэффициенты жесткости и демпфирования демпфера, системы внешней защиты и руки; e – эксцентриситет центра тяжести ротора; ω – частота вращения ротора; x_1y_1, x_2y_2, x_3y_3, x_4y_4 – координаты геометрического центра руки, корпуса, демпфера и подшипника соотвнтственно.

Теоретические исследования показали, что более эффективной виброзащитной системой для инструмента типа ручных пневмошлифовальных машин является двухкаскадная система, которая и была реализована при модернизации серийных пневмошлифовальных машин ПШТ-2 (рис. 1) и ИП-2009Б (рис. 2).

Двухкаскадная система виброзащиты для пневмошлифовальной машины ПШТ-2 выполнена в виде тросового кольцевого упругодемпфирующего элемента (рис. 3), установленного между наружным кольцом подшипника и корпусом (внутренний каскад), и упругодемпфирующего элемента в виде двух кольцевых элементов, изготовленных из сетки с последующей вулканизацией, установленных между внутренним корпусом и наружной рукояткой (рис. 4).

Рис. 1. Модернизированная пневмошлифовальная машина ПШТ-2 с двухкаскадной системой виброзащиты

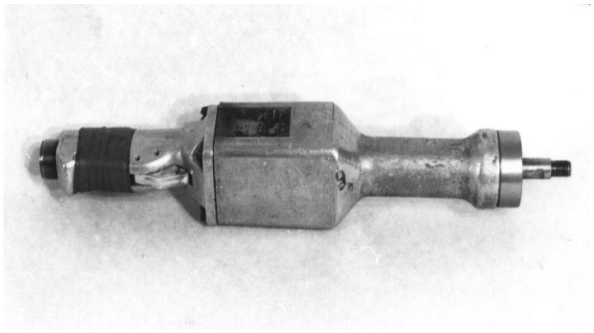


Рис. 2. Модернизированная пневмошлифовальная машина ИП-2009Б с системой виброзащиты

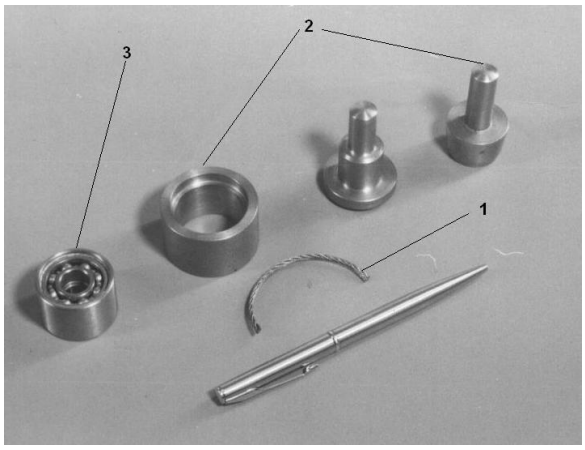


Рис. 3. Тросовый упругодемпфирующий элемент

Рис. 4. Сетчатый упругодемпфирующий элемент

Двухкаскадная система виброзащиты пневмошлифовальной машины ИП-2009Б выполнена по той же схеме, но упругодемпфирующие элементы изготовлены из гофрированных стальных лент (рис. 5).

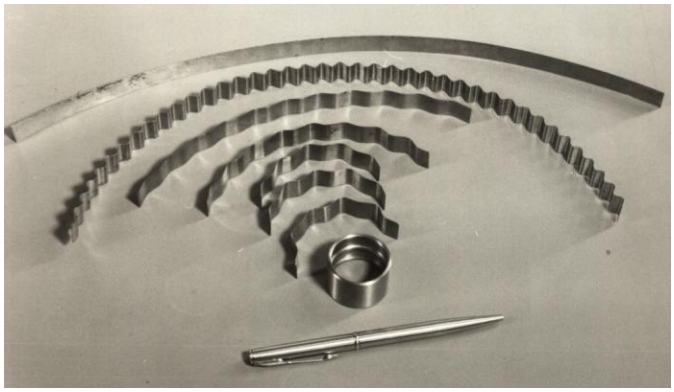


Рис. 5. Элементы системы виброзащиты из гофрированных лет

Рассмотрение представленной обобщенной модели динамической системы РМИ – рука позволяет провести качественный анализ динамических явлений, которые могут реализовываться в системе, и оценить возможности рационального использования различных типов подшипников и систем виброзащиты в зависимости от особенностей их динамических характеристик и условий эксплуатации изделий.

Результаты испытаний обоих образцов (табл. 1, 2), проведенные в производственных условиях, показали высокую эффективность предложенной двухкаскадной системы виброзащиты человека-оператора.

Таблица 1

Уровни виброскорости (дБ) на рукоятке ПШТ-2

Наименование	Среднегеометрические частоты						
	16	31,5	63	125	250	500	1000
Нормативный уровень	109	109	109	109	109	109	109
Исходный уровень	85	100	104	103	90	80	70
С тросовым демпфером на подшипнике	91	100	95	81	85	85	77
С демпфером и внешней виброзащитой	90	92	85	82	70	70	65

Таблица 2

Уровни виброскорости (дБ) на рукоятке ИП-2009Б

Наименование	Среднегеометрические частоты						
	16	31,5	63	125	250	500	1000
Нормативный уровень	109	109	109	109	109	109	109
Исходный уровень	95	100	108	115	113	115	103
С пластинчатым демпфером на подшипнике	93	100	98	97	98	98	98
С демпфером и внешней виброзащитой	87	90	97	96	95	95	95

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Волков, А.М. Уменьшение шума и вибраций подвижного состава / А.М. Волков. М.: Трансжелдориздат, 1961. 65 с.

2. Луканенко, В.Г. Расчетная схема и параметры подобия системы «человек – ручной механизированный инструмент вращательного действия» / В.Г. Луканенко, Г.В. Изранова // Междунар. науч.-практ. конф. «Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта». Самара: Сам. гос. ун-т путей сообщения, 2006. С. 161–162.

3. Васильев, Ю.М. Входной импеданс антропометрической модели руки / Ю.М. Васильев, Ю.И. Матвеев, П.В. Палкин // Влияние вибраций на организм человека и проблемы виброзащиты: тез. докл. III Всесоюз. симпозиума. М.: Наука, 1977. Ч. 1. С. 91–99.

УДК 621-752.5

Л.А. Рыбак

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

А.В. Чичварин, А.Н. Плигузов

Старооскольский технологический институт (филиал) НИТУ МИСиС

ПОСТРОЕНИЕ ЦИФРОВОГО РЕГУЛЯТОРА ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ ПО НОРМЕ H_∞-ОПТИМИЗАЦИИ

В работе рассмотрена активная виброзащитная система с шаговым электродвигателем и шариковой винтовой парой. Построена математическая модель виброзащитной системы. Решена задача H_∞-оптимизации для управления приводной системой

Особенности системы виброзащиты

Рассмотрим активную систему виброзащиты, предназначенную для защиты технологических объектов, а также человека-оператора от низкочастотных воздействий со стороны подвижного основания. В качестве приводного механизма будем использовать электромеханический исполнительный механизм, который является наиболее простым по своему конструктивному исполнению и эксплуатационным характеристикам. Кроме того, он обеспечивает большие относительные перемещения (порядка десятка сантиметров) и возможность эксплуатации в неблагоприятных средах. Частотный диапазон работы определяется, главным образом, частотным диапазоном используемого электродвигателя. Как правило, можно построить систему так, чтобы частотный диапазон покрывал всю рассматриваемую частотную область в нижней части спектра. В качестве датчиков обратных связей используем акселерометры, установленные на объекте и основании, и датчик относительного перемещения.

Упрощенная схема такой виброзащитной системы представлена на рис. 1. Электрические сигналы с акселерометров и датчика относительного перемещения поступают в регулятор, сигнал из которого подается на вход электрической следящей системы,

управляющей поворотом ротора двигателя. Двигатель вращает винт, и гайка перемещается в направляющем элементе, изменяя положение объекта относительно основания.

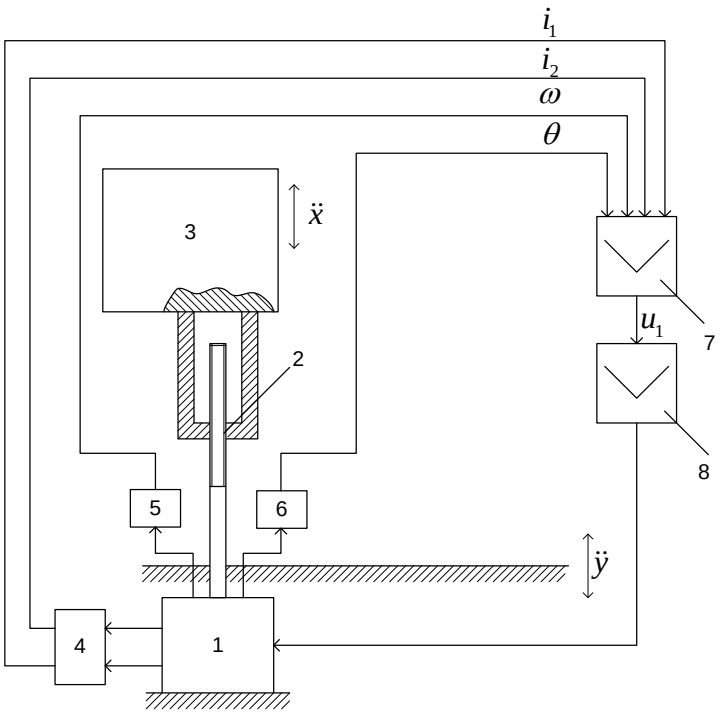


Рис. 1. Схема системы виброзащиты с электромеханическим исполнительным механизмом: 1 – электродвигатель; 2 – шариковая винтовая пара; 3 – объект виброзащиты; 4 – датчик тока; 5 – датчик скорости; 6 – датчик положения; 7 – регулятор; 8 – усилитель мощности; i_1, i_2 – токи двигателя; ω – скорость вращения якоря двигателя; θ – угол поворота ротора двигателя; $\ddot{x}$ – абсолютное ускорение объекта; $\ddot{y}$ – абсолютное ускорение основания

Применение гибридного шагового двигателя в системе привода позволяет с высокой точностью преобразовывать цифровой электрический сигнал непосредственно в дискретные угловые перемещения (шаги) ротора. По сравнению с другими приборами, которые могут выполнять эти же или подобные функции, система управления, используемая в шаговых двигателях, обладает следующими существенными преимуществами:

– отсутствие обратной связи, обычно необходимой для управления положением или частотой вращения;

– не накапливается ошибка положения;

– шаговые двигатели совместимы с современными цифровыми устройствами.

Построение математической модели элементов системы

Построим математическую модель системы виброзащиты с учетом характеристик электромеханического приводного механизма, включающего шариковую винтовую пару и шаговый двигатель.

Шариковая винтовая пара. В шариковой винтовой паре модель передачи скоростей и момента описывается выражениями

$$\omega = R_1 \dot{z}\,; \tag{1}$$

$$M = R_2 F\,; \tag{2}$$

$$\dot{x} = \dot{y} + \dot{z}\,, \tag{3}$$

где R_1 – передаточное число по скоростным параметрам; R_2 – передаточное число по силовым параметрам;ω – скорость вращения якоря двигателя; M – вращающий момент на гайке; $F = m\ddot{x}$ – сила сопротивления; m – масса платформы; x – абсолютное перемещение объекта; y – абсолютное перемещение основания; z – относительное перемещение объекта.

Момент, приложенный к валу двигателя, и усилие, создаваемое поступательным движением объекта, связаны зависимостью

$$M = 0{,}5 F D_{sr}\,\mathrm{tg}\left(\psi + \rho\right), \tag{4}$$

где D_{sr} – диаметр окружности, на которой располагаются центры шариков; ψ – угол подъема винтовой линии по цилиндру диаметром D; ρ – приведенный угол трения качения.

С учетом выражений (1), (2), (4) и того, что $\mathrm{tg}\left(\psi + \rho\right) = \mathrm{tg}\,\psi/\eta$, $\mathrm{tg}\,\psi = S/\left(\pi D\right)$, получаем передаточные отношения по скоростным и силовым параметрам:

$$R_1 = 2\pi/\left(Sn\right);\;\; R_2 = S/\left(2\pi\eta\right), \tag{5}$$

где S – шаг резьбы; n – число заходов резьбы; η – КПД шариковой винтовой пары.

Двигатель. Рассмотрим двухфазный шаговый электродвигатель с активным неявнополюсным ротором. Примем за начало отсчета угла θ положение, при котором ось полюса ротора совпадает с осью первой фазы. При этом

$$L_{11} = L_{22} = L = \mathrm{const}\,;\; r_1 = r_2 = r\,;\; u_1 = u_2 = u\,.$$

Запишем уравнения движения ротора и напряжения в обмотках статора:

$$\begin{cases} J\ddot{\Theta} + D\dot{\Theta} + I_1 p\psi \sin p\Theta + I_2 p\psi \sin p\left(\Theta - \lambda\right) + M = 0; \\ rI_1 + L\dot{I}_1 + M_{12}\dot{I}_2 - \dfrac{d}{dt}\left(\psi \cos p\Theta\right) = u; \\ rI_2 + L\dot{I}_2 + M_{12}\dot{I}_1 - \dfrac{d}{dt}\left(\psi \cos p\left(\Theta - \lambda\right)\right) = u, \end{cases} \tag{6}$$

где J – момент инерции ротора двигателя; I_1, r_1 – ток и сопротивление 1-й фазы статора; I_2, r_2 – ток и сопротивление 2-й фазы статора; u – напряжение источника питания; Θ – угол между осью полюсов и вектором н. с.; p – число пар полюсов; ψ – максимальное потокосцепление возбужденного ротора с одной фазой статора, L – собственная индуктивность; D – коэффициент вязкого трения; I_0 – установившееся значение тока в обмотках; λ – интервалы между обмотками; M_{12} – взаимная индуктивность.

Линеаризация уравнений двигателя. Уравнения системы (6) являются нелинейными дифференциальными уравнениями. Так как нелинейные дифференциальные уравнения крайне сложно решить аналитически, линеаризуем их следующим образом. Предположим, что

$$\Theta = \lambda/2 + \theta; \quad I_1 = I_0 + i_1; \quad I_2 = I_0 + i_2, \tag{7}$$

тогда имеем

$$\sin p\Theta = \sin\left(\frac{p\lambda}{2} + p\theta\right) = \sin\frac{p\lambda}{2}\cos p\theta + \cos\frac{p\lambda}{2}\sin p\theta. \tag{8}$$

Учитывая, что произведение $p\theta$ достаточно малая величина, уравнение (8) упрощается и принимает вид

$$\sin p\Theta = \sin\frac{p\lambda}{2} + p\theta\cdot\cos\frac{p\lambda}{2}. \tag{9}$$

Общая модель системы. Подставив уравнения (7), (9) в (6) и, приняв $i_1\theta = 0$ и $i_2\theta = 0$, получим

$$\begin{cases} J\ddot{\theta} + D\dot{\theta} + 2p^2\psi I_0\theta\cos\dfrac{p\lambda}{2} + p\psi\left(i_1 - i_2\right)\sin\dfrac{p\lambda}{2} + M = 0; \\ ri_1 + L\dot{i}_1 + M_{12}\dot{i}_2 - p\psi\dot{\theta}\sin\dfrac{p\lambda}{2} = u; \\ ri_2 + L\dot{i}_2 + M_{12}\dot{i}_1 + p\psi\dot{\theta}\sin\dfrac{p\lambda}{2} = u; \\ \dot{\theta} = \omega. \end{cases} \tag{10}$$

С учетом (1)–(3), (5) система уравнений (10) принимает вид

$$\begin{cases} J\ddot{\theta} + D\dot{\theta} + 2p^2\psi I_0\theta\cos\dfrac{p\lambda}{2} + p\psi(i_1 - i_2)\sin\dfrac{p\lambda}{2} + R_2 m\ddot{z} + R_2 m\ddot{y} = 0; \\ ri_1 + L\dot{i}_1 + M_{12}i_2 - p\psi\dot{\theta}\sin\dfrac{p\lambda}{2} = u; \\ ri_2 + L\dot{i}_2 + M_{12}i_1 + p\psi\dot{\theta}\sin\dfrac{p\lambda}{2} = u; \\ \dot{\theta} = R_1\dot{z}. \end{cases} \tag{11}$$

Упростим уравнения системы (11) и приведем их к виду, характерному для уравнений, описывающих систему в пространстве состояний, приняв $\Psi_1 = p\psi\sin\dfrac{p\lambda}{2}$ и $\Psi_2 = 2p^2\psi I_0\cos\dfrac{p\lambda}{2}$. Введем 4 переменные состояния: $x_1 = \dot{z}$, $x_2 = z$, $x_3 = i_1$ и $x_4 = i_2$. Система уравнений примет вид

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -\dfrac{R_1}{JR_1 + R_2 m}\left(D + \dfrac{2\Psi_1}{L - M_{12}}\right)x_1 - \dfrac{R_1\Psi_2}{JR_1 + R_2 m}x_2 + \dfrac{r\Psi_1}{(JR_1 + R_2 m)(L - M_{12})}(x_3 - x_4) - R_2 m\ddot{y}; \\ \dot{x}_2 = x_1; \\ \dot{x}_3 = \dfrac{R_1\Psi_1}{L - M_{12}}x_1 - \dfrac{Lr}{L^2 - M_{12}^2}x_3 + \dfrac{M_{12}r}{L^2 - M_{12}^2}x_4 + \dfrac{1}{L - M_{12}}u; \\ \dot{x}_4 = -\dfrac{R_1\Psi_1}{L - M_{12}}x_1 + \dfrac{Mr}{L^2 - M_{12}^2}x_3 - \dfrac{Lr}{L^2 - M_{12}^2}x_4 + \dfrac{1}{L - M_{12}}u, \end{cases}$$

или в векторно-матричной форме

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{AX} + \mathbf{Bu} + \mathbf{GY}; \\ \mathbf{Z} = \mathbf{CX}; \end{cases} \tag{12}$$

где $\mathbf{X} = \begin{bmatrix} x_1 & x_2 & x_3 & x_4 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$ – вектор переменных состояния; $\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} \ddot{y} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$ – вектор возмущающего воздействия; $\mathbf{u} = \begin{bmatrix} u & u & 0 & 0 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$ – вектор входных сигналов; **A**, **B**, **C** и **G** – матрицы коэффициентов;

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dfrac{1}{L - M_{12}} & \dfrac{1}{L - M_{12}} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}; \quad \mathbf{G} = \begin{bmatrix} -R_2 m & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}};$$

$$\mathbf{A}=\begin{bmatrix} -\dfrac{R_1}{JR_1+R_2m}\left(D+\dfrac{2\Psi_1}{L-M_{12}}\right) & 1 & \dfrac{R_1\Psi_1}{L-M_{12}} & -\dfrac{R_1\Psi_1}{L-M_{12}} \\ -\dfrac{R_1\Psi_2}{JR_1+R_2m} & 0 & 0 & 0 \\ \dfrac{r\Psi_1}{\left(JR_1+R_2m\right)\left(L-M_{12}\right)} & 0 & -\dfrac{Lr}{L^2-M_{12}^2} & \dfrac{Mr}{L^2-M_{12}^2} \\ -\dfrac{r\Psi_1}{\left(JR_1+R_2m\right)\left(L-M_{12}\right)} & 0 & \dfrac{Mr}{L^2-M_{12}^2} & -\dfrac{Lr}{L^2-M_{12}^2} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}};\ \mathbf{C}=\begin{bmatrix}0 & 0 & 1 & 0\end{bmatrix}.$$

От описания системы в пространстве состояний перейдём к передаточной функции, описывающей влияние напряжений на статоре u на скорость поступательного движения механизма $\dot{z}$:

$$W_{U-\dot{Z}}(s)=\frac{\dot{z}(s)}{u(s)}=\mathbf{C}\boldsymbol{\Phi}(s)\mathbf{B},$$

где $\boldsymbol{\Phi}(s)=(s\mathbf{I}-\mathbf{A})^{-1}$ – переходная матрица состояния; $\mathbf{I}$ – единичная матрица.

После проведения соответствующих вычислений можно получить передаточную функцию, описывающую влияние напряжения на статоре u на угловую скорость вращения вала двигателя ω:

$$W_{u-\omega}(s)=\frac{\omega(s)}{u(s)}=\frac{1}{R_1}W_{U-\dot{Z}}(s).$$

В качестве примера рассмотрим шаговый электродвигатель FL20STH30-0604A. После проведения соответствующих вычислений получим передаточную функцию в виде

$$W_{u-\omega}(s)=\frac{0,0526-0,00037s+10,17s^2}{0,33+0,26s+63,9s^2+s^3}.$$

Результаты цифрового моделирования динамики системы. Реакция полученной системы на единичное импульсное воздействие приведена на рис. 2, а АЧХ и ФЧХ – на рис. 3.

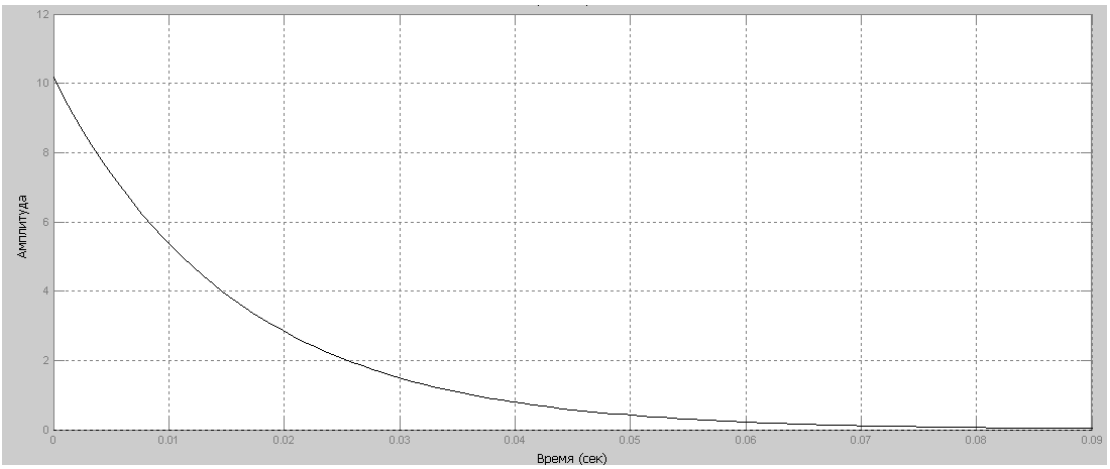


Рис. 2. Реакция рассматриваемой системы на единичное импульсное воздействие

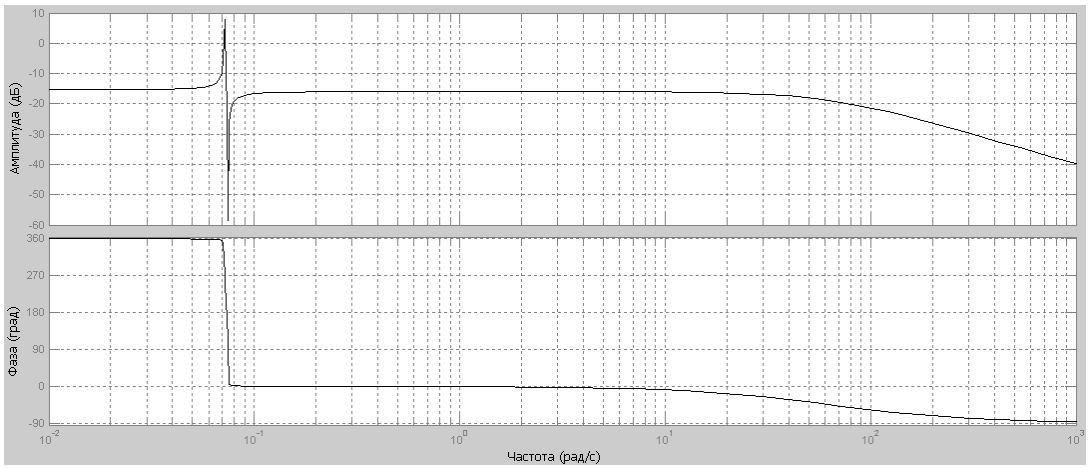


Рис. 3. Частотные характеристики (АЧХ и ФЧХ)

Решение задачи H_∞-оптимизации для управления приводной системой

Для нашей системы (12) найдем управление

$$\mathbf{u} = K \cdot \mathbf{X},$$

которое минимизирует

$$J \doteq \sup_\omega \|y\|_2^2 = \|\mathbf{H}(s)\|_\infty^2,$$

где $\mathbf{H}(s) = (\mathbf{C} + \mathbf{B}_1\mathbf{K})(s\mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{K})^{-1}\mathbf{G}$ – передаточная функция замкнутой системы от возмущения ω к выходу *y*, т.е. минимизация *J* эквивалентна задаче H_∞-оптимизации.

H_∞-норма является мерой того, во сколько раз может измениться энергия сигнала при прохождении через данную линейную систему. Как известно, если на вход системы поступает любое возмущающее воздействие, то установившийся сигнал на выходе будет зависеть от этого возмущения. В связи с этим желательно выбирать управление так, чтобы H_∞-норма была по возможности мала. Это означает, что выход системы будет мал при любых возмущениях, ограниченных в H_∞-норме.

Введем во второе уравнение системы (12) управление **u**. Сделано это для ограничения величины используемого управления, т.к. в противном случае можно добиться сколь угодно маленького значения J с помощью достаточно больших **u**. Система (12) примет вид

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{G}\mathbf{Y}; \\ \dot{z} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{B}_1\mathbf{u}. \end{cases}$$

Преобразуем предварительно $\|y\|_2^2$ и предположим для простоты выкладок, что $\mathbf{B}_1^{\mathrm{T}}\mathbf{C} = 0$, тогда смешанное произведение отсутствует

$$\|y\|_2^2 = \int_0^\infty (\mathbf{x}^{\mathrm{T}}\mathbf{C}^{\mathrm{T}}\mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{u}^{\mathrm{T}}\mathbf{S}\mathbf{u})dt,$$

где $\mathbf{S} = \mathbf{B}_1^{\mathrm{T}} \cdot \mathbf{B}_1$.

Таким образом, задача записывается так:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_\mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{G}\mathbf{y},\ \|y\|_2^2 \le 1,\ x(0) = 0,\ \mathbf{A}_\mathbf{C} \doteq \mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{K},\ J = \int_0^\infty \mathbf{x}^{\mathrm{T}}\mathbf{R}\mathbf{x}dt,$$

где $\mathbf{R} = \mathbf{C}^{\mathrm{T}}\mathbf{C} + \mathbf{K}^{\mathrm{T}}\mathbf{S}\mathbf{K}$.

Если неравенство

$$\mathbf{A}_\mathbf{C}{}^{\mathrm{T}}\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A}_\mathbf{C} + \frac{1}{\gamma^2}\mathbf{P}\mathbf{G}\mathbf{G}^{\mathrm{T}}\mathbf{P} + \mathbf{R} \le 0 \qquad (13)$$

имеет решение $\mathbf{P} > 0$, то $J \le \gamma^2$. Умножим неравенство (13) слева и справа на $\mathbf{Q} = \mathbf{P}^{-1}$ и сделаем замену $\mathbf{Y} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{Q}$:

$$\mathbf{Y}^{\mathrm{T}}\mathbf{B}^{\mathrm{T}} + \mathbf{B}\mathbf{Y} + \mathbf{Y}^{\mathrm{T}}\mathbf{S}\mathbf{Y} = (\mathbf{S}^{1/2}\mathbf{Y} + \mathbf{S}^{-1/2}\mathbf{B}^{\mathrm{T}})^{\mathrm{T}}(\mathbf{S}^{1/2}\mathbf{Y} + \mathbf{S}^{-1/2}\mathbf{B}^{\mathrm{T}}) - \mathbf{B}\mathbf{S}^{-1}\mathbf{B}^{\mathrm{T}} \ge -\mathbf{B}\mathbf{S}^{-1}\mathbf{B}^{\mathrm{T}}, \quad (14)$$

причем равенство достигается при $\mathbf{Y} = -\mathbf{S}^{-1}\mathbf{B}^{\mathrm{T}}$.

Неравенство (14) выполняется при некоторых $\mathbf{Q} > 0$, $\mathbf{Y}$ тогда и только тогда, когда выполняется неравенство относительно $\mathbf{Q} > 0$:

$$\mathbf{Q}\mathbf{A}^{\mathrm{T}} + \mathbf{A}\mathbf{Q} + \mathbf{Q}\mathbf{C}^{\mathrm{T}}\mathbf{C}\mathbf{Q} - \mathbf{B}\mathbf{S}^{-1}\mathbf{B}^{\mathrm{T}} + \frac{1}{\gamma^2}\mathbf{G}\mathbf{G}^{\mathrm{T}} \le 0. \qquad (15)$$

В свою очередь, он имеет положительно-определенное решение $\mathbf{Q} > 0$, если такое решение имеет уравнение Рикатти, полученное заменой неравенства на равенство. По этому решению восстанавливаем соответствующий стабилизирующий регулятор:

$\mathbf{K} = \mathbf{Y}\mathbf{Q}^{-1} = -\mathbf{S}^{-1}\mathbf{B}^{\mathrm{T}}\mathbf{Q}^{-1}$.

Матрицы $\mathbf{A}$, $\mathbf{B}$ и $\mathbf{C}$ неравенства (15) будут следующими:

$$\mathbf{A}=\begin{bmatrix} 3,6\cdot10^{-5} & -5,1\cdot10^{-3} & -4,1\cdot10^{-4} & 4,1\cdot10^{-4} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1,1\cdot10^{-3} & 0 & 1,1 & -65 \\ 1,1\cdot10^{-3} & 0 & 65 & -1,1 \end{bmatrix},\ \mathbf{B}=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -10,2 \\ -10,2 \end{bmatrix},\ \mathbf{C}=\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}.$$

Установим следующие значения весовых коэффициентов

$$\mathbf{Q}=\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix},\ r=10^{-6}.$$

После выполнения процедуры нахождения коэффициентов обратных связей оптимального регулятора была получена матрица коэффициентов обратных связей

$$K=\begin{bmatrix} 0,0984 & 0 & 0,0001 & 0,0001 \end{bmatrix}.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рыбак, Л.А. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах / Л.А. Рыбак, А.В. Синёв, А.И. Пашков. М.: Москва; Янус-К, 1997.

2. Гузенков, П.Г. Детали машин / П. Г. Гузенков. М.: Высш. шк., 1986.

3. Кенио, Т. Шаговые двигатели и их микропроцессорные системы управления / Т. Кенио. М.: Энергоатомиздат, 1987.

4. Поляк, Б.Т. Робастная устойчивость и управление / Б.Т. Поляк, П.С. Щербаков. М.: Наука, 2002.

УДК 621.826+621.888.4/.6

С.Ю. Радин, Е.В. Сливинский

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина

Л.А. Савин

Орловский государственный технический университет

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Рассмотрен принцип действия нового типа гидромеханического амортизатора, в котором реализуется комбинированный способ рассеяния энергии колебаний за счет гидравлических эффектов и упругих деформаций штоков. Предложен метод оценки плавности хода с учетом человеческого фактора. Приведены результаты расчета резонансных амплитуд колебаний.

Экипажная часть современных локомотивов и пассажирских вагонов обычно состоит из колёсных пар, которые связаны с рамой тележек и кузовом через рессорное

подвешивание, представляющее собой систему, состоящую из упругих элементов, балансиров, надрессорных балок и элементов, поглощающих энергию колебаний. При прохождении колёсных пар через стыки рельсов, детали стрелочных переводов, пучины в рессорном подвешивании возникают динамические нагрузки, в том числе ударные. Появлению динамических нагрузок способствуют также дефекты колёсных пар, местные пороки поверхности катания, эксцентричная посадка колеса на ось, разбалансировка колёсной пары и т.д. Поэтому именно рессорное подвешивание, уменьшая ускорения обрессоренного строения и вертикальные нагрузки на него и путь, обеспечивает плавность хода подвижного состава. К основным характеристикам рессорного подвешивания относят суммарную жёсткость ступеней рессорных комплектов, степень демпфирования и распределение демпфирования по ступеням. Демпфирование колебаний осуществляется как в самих элементах подвешивания, так и в специально предназначенных для этого устройствах-гасителях колебаний. В настоящее время наиболее распространёнными и эффективными в эксплуатации являются гидравлические гасители колебаний, принцип действия которых заключается в последовательном перемещении вязкой жидкости поршнем через дроссельные отверстия, снабжённые клапанами, в результате чего происходит переход механической энергии в тепловую с последующим её рассеиванием в окружающую среду. Для повышения плавности хода локомотивов и вагонов гидравлические гасители колебаний устанавливают наклонно во второй ступени рессорного подвешивания, что позволяет гасить не только динамические составляющие вертикальных нагрузок, но и горизонтальных [1, 2].

Несмотря на свою эффективность использования, такие гасители обладают рядом недостатков, и наиболее существенными из них являются: сложность конструкции, за счёт наличия клапанных устройств, а следовательно, и низкая надежность, невозможность в автоматическом режиме изменять свою демпфирующую характеристику, и самое главное – не все их детали участвуют в процессе рассеивания энергии.

Учитывая вышеизложенное, на кафедре прикладной механики и инженерной графики ЕГУ им. И.А. Бунина совместно с кафедрой «Мехатроника и международный инжиниринг» ОрёлГТУ проводится бюджетная НИР на тему «Динамика, прочность и надёжность транспортных, сельскохозяйственных, строительно-дорожных машин и промышленного оборудования применительно к Черноземному региону РФ». Одним из её разделов является разработка перспективных гидравлических гасителей колебаний для магистральных, маневровых и промышленных локомотивов, а также пассажирских вагонов и ВСНТ.

Анализ научно-исследовательских отчётов в этой области техники, литературных источников, отечественных и зарубежных патентов позволил разработать более простую и эффективную конструкцию гидравлического амортизатора, которая может быть использована не только в рессорном подвешивании рельсовых экипажей, но и безрельсовых транспортных средств. Такая конструкция признана изобретением (RU2371617) и представлена на рисунке, где показан гидромеханический демпфер в продольном разрезе (рис., а) и такой же разрез, но его плоскость расположена повернутой на угол 180° (рис., б).

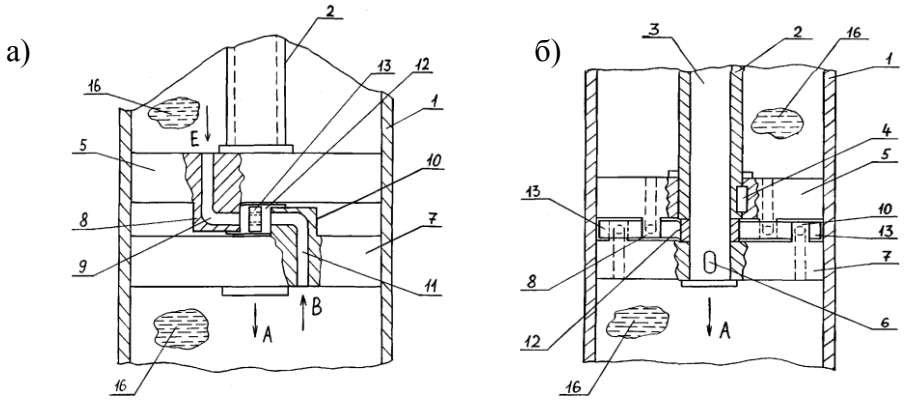


Рис. 1

Гидромеханический демпфер состоит из рабочего цилиндра 1, в котором расположен полый шток 2 и сплошной шток 3. На полом штоке 2 с помощью шпонки 4 закреплена одна часть поршня 5, а на сплошном штоке 3, так же при помощи шпонки 6, установлена другая часть поршня 7. Часть поршня 5 снабжена выступами 8 с расположенными в них изогнутыми под прямым углом каналами 9, другая же часть поршня 7 так же имеет выступы 10, в которых выполнены подобные каналы 11. Между частями поршня 5 и 7 подвижно на сплошном штоке 3 установлено лопастное колесо 12, в лопастях 13 которого выполнены отверстия малого диаметра 14 и отверстия большего диаметра 15. В рабочем цилиндре 1 находится рабочая жидкость 16.

Работает гидромеханический демпфер следующим образом. При движении штоков 2 и 3, а следовательно, и частей поршня 5 и 7 по стрелке *A* (рабочий ход гидравлического демпфера) рабочая жидкость 16 перемещается по стрелкам *B* в каналах 9 и 11, и ее поток, истекая под давлением из выступов 10, взаимодействует с лопастями 13 лопастного колеса 12, которое получает угловой поворот по стрелкам *C*. Получив такой угловой поворот, лопасти 13 плотно прижимаются к выступам 8 части поршня 5, что способствует току рабочей жидкости 16 в каналы 9 только через отверстия большего

диаметра 15. При этом протекающий объем рабочей жидкости 16 через отверстие 10 является относительно значительным, что способствует возникновению вращающего момента *T*, воспринимаемого полым штоком 2. Под действием этого момента происходит упругая угловая деформация полого штока 2 и, следовательно, демпфирование составляющей нагрузки приложенной к демпферу в этом направлении. При движении штоков 2 и 3, а также вместе с ними частей поршня 5 и 7 в направлении, обратном стрелке *A* (режим отдачи демпфера), рабочая жидкость 16 поступает в каналы 9 выступов 8 по стрелке *E* и, протекая по ним, взаимодействует с лопастями 13 лопастного колеса 12, поворачивая его по стрелкам *F*, примыкая к выступам 10. В этом случае отверстия 14 лопастей 13, имея меньший диаметр, снижают расход жидкости 16, протекающей по каналам 11 выступов 10 в направлении противоположном стрелке *B*, а следовательно, давление ее возрастает, и на части поршня 7 возникает вращающий момент T_1, который будет по величине больше момента *T*. Такой момент обеспечит упругий угловой поворот сплошного штока 3, который повысит эффект гашения нагрузки, действующей в режиме отдачи, за счет своей повышенной крутильной жесткости. Далее описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Известно [3], что важнейшим эксплуатационным критерием при оценке эффективности работы железнодорожного подвижного состава является показатель плавности хода, особенно для пассажирских вагонов, где комфортность пассажиров имеет важнейшее значение. Проведёнными многочисленными исследованиями в этой области, как в нашей стране, так и за рубежом, установлено, что организм человека поразному воспринимает колебания, возникающие с различными частотами, и реакции на эти колебания проявляются в виде утомления нервной системы и различных болевых ощущений. Наиболее неблагоприятными для человека являются колебания с частотами в пределах 4-6 Гц, которые оказываются резонансными для человека как механической системы. В то же время организм человека чувствителен как к ускорениям, так и к скорости их изменения, поскольку они характеризуют инерционность воздействия на человека вызванного ими толчка. Обычно в практике пользуются тремя методами оценки плавности хода: 1) показатель по частоте и ускорениям колебаний кузова рельсового транспортного средства; 2) показатель по времени утомляемости пассажиров; 3) показатель по преобладающим и максимальным ускорениям. В первом случае для оценки плавности хода принята величина $z_0^3(2\pi n)^5$, представляющая собой произведение наибольшего значения показателя меры интенсивности толчка на величину энергии колебательного процесса, а энергия колебательного процесса пропорциональна

произведению амплитуды z_0 на амплитуду ускорения $\ddot{z}_m$, т.е. $z_0\ddot{z}_m = z_0^2(2\pi n)^2$. Тогда связь между интенсивностью раздражителя и силой вызываемого им ощущения оценивается величиной параметра W, называемым показателем плавности хода рельсового транспортного средства, который определяется по зависимости $W = 2,7k\sqrt[10]{z_0^3 n^5}$, где k – коэффициент, учитывающий влияние частоты и направления колебаний на утомляемость человека.

Второй метод оценки плавности хода основан на повышении утомляемости человека не только от режимов колебаний рельсовых транспортных средств (ускорение, частота), но и от времени пребывания его в пути следования. Учёт такого фактора позволяет наиболее правильно оценить плавность хода рельсового экипажа. Этот метод основан на экспериментальных исследованиях, проводимых в эксплуатационных условиях с регистрацией параметров колебаний и дальнейшей обработкой их методом математической статистики. В этом случае время утомления определяют по зависимости [3]

$$T = \frac{2T_0 n}{m_{a1}\dfrac{1}{\tau_1} + m_{a2}\dfrac{1}{\tau_2} + \ldots + m_{ai}\dfrac{1}{\tau_i}},$$

где $T_0 = L/v$ – время движения экипажа со скоростью v на участке пути длиной L; $1/\tau$ – функции, определяющие время наступления утомляемости человека в процессе колебаний рельсового экипажа.

Как показывают экспериментальные исследования, утомление людей, находящихся в пути в пассажирских вагонах до 10–12 ч, $T > 6$ ч, а более суток – $T > 10$–12 ч.

Третий метод оценки плавности хода подвижного состава основан на том, что ходовые качества рельсовых экипажей в первом приближении могут быть оценены по значениям ускорений или же по величине коэффициентов динамики.

В качестве примера произведём сравнительный расчёт с использованием первого метода оценки плавности хода пассажирского вагона межобластного сообщения собственным весом кузова $m_к$ = 43,4 тс, снабжённого серийным амортизатором типа КВЗ, у которого критический коэффициент демпфирования равен α = 108 кН·с/м [2], и модернизированным гасителем, выполненным по патенту RU2371617, у которого критический коэффициент демпфирования равен 216 кН·с/м, определённый по известной зависимости $\alpha = \dfrac{128\mu l S^2}{\pi d^4}$. При этом эквивалентное одноступенчатое рессорное подве-

шивание у такого вагона в вертикальном направлении имеет жёсткость c_z =575 кН/м, а в поперечном направлении c_y = 252 кН/м [3].

Применив известные зависимости [3], получим следующие численные значения резонансных амплитуд при воздействии на пассажирский вагон сосредоточенной силы F и микропрофиля рельсового пути h, вызывающих колебания кузова в вертикальной его плоскости при частотах неблагоприятных для людей колебаний 4-6 Гц при установке в его рессорное подвешивание серийного гидравлического амортизатора и модернизированного:

$$z_{0F}^{\text{рез}} = \frac{F_0\sqrt{m_0}}{\alpha\sqrt{c}} = \frac{20\cdot\sqrt{43,4}}{108\cdot\sqrt{575}} = 0,05 \text{ м} = 50 \text{ мм};$$

$$z_{0h}^{\text{рез}} = \frac{h}{2}\sqrt{1+\frac{cm_0}{\alpha^2}} = 0,02\sqrt{1+\frac{43,4\cdot 575}{108^2}} = 0,035 \text{ м} = 35 \text{ мм}.$$

Исходя из полученных численных значений резонансных амплитуд, вычислим показатель плавности хода W вагона, который можно определить по зависимости [2]:

$$W = 2,7k\sqrt[10]{z_0^3 n^5},$$

где k – коэффициент учитывающий влияние частоты и направление колебаний на утомляемость пассажиров; в среднем равен 0,85 [2]; z_0 – соответствующее значение резонансной амплитуды.

Известно [2], что плавность хода пассажирского вагона тем лучше, чем меньше величина показателя W, и согласно ГОСТ 12406-66 допустимым её пределом для данного вида подвижного состава является величина W = 3…3,25. Анализ полученных результатов показывает, что при использовании предложенной конструкции гидромеханического гасителя колебаний показатель плавности хода пассажирского вагона составил 3,15 и 3,16, что в среднем соответствует ГОСТ 12406-66. В то же время он ниже таких же показателей (3,91 и 3,67) плавности хода для подвески с серийным гасителем соответственно в 1,24 и 1,16 раза.

Определим теперь коэффициент сопротивления предложенной конструкции демпфера, установленного в рессорном комплекте центрального подвешивания для гашения вертикальных колебаний кузова вагона по известной зависимости [2]:

$$\beta_{1Z} = 0,25\alpha = 0,25\cdot 216 = 54 \text{ кН}\cdot\text{с/м}.$$

В то же время известно [2], что для гашения горизонтальных колебаний кузова рассматриваемого нами пассажирского вагона коэффициент сопротивления демпфера равен 22,9 кН·с/м, и тогда коэффициент сопротивления гидравлического гасителя колебаний, расположенного наклонно к горизонту, как это имеет место в серийных конструкциях пассажирских вагонов, составит 54 + 22,9 = 76 кН·с/м, а угол его установки будет равен $\operatorname{tg}\gamma = \sqrt{\frac{\beta_{1Z}}{\beta_{1Y}}} = \sqrt{\frac{54}{22,9}} = 1,53 = 56^0 50'$.

В заключение следует отметить, что представленные расчёты являются предварительными и не позволяют в полной мере рекомендовать предложенную конструкцию гасителя колебаний к сиюминутному внедрению, т. к. для этого необходимо изготовление макетного образца модернизированного гидромеханического демпфера и испытания его в стендовых условиях. Однако на первом этапе его синтеза представляется возможным говорить о его эффективной работе в части повышения плавности хода описанного рельсового экипажа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Железнодорожный транспорт: энцикл. / гл. ред. Н.С. Конарев. М.: Большая рос. энцикл., 1994. 559 с.

2. Гасители колебаний вагонов / И.И. Челноков [и др.]. М.: Трансжелдориздат, 1963. 165 с.

3. Вершинский, С.В. Динамика вагона / С.В. Вершинский, Д.Н. Данилов, И.И. Челноков. М.: Транспорт, 1972. 304 с.

4. Сливинский, Е.В., Перспективная конструкция гидравлического гасителя / Е.В. Сливинский, А.А. Зайцев, С.Ю. Радин // Локомотив. М.: Транспорт, 2007. №10. 15 с.

УДК 615.47

А.С. Яцун

Курский государственный технический университет

Л.А. Савин

Орловский государственный технический университет

Н.П. Уварова

Курский государственный технический университет

АКТИВНАЯ ВИБРОЗАЩИТНАЯ СИСТЕМА С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРОЙ

Предложена оригинальная система защиты электронных компонентов от вредного воздействия вибрации. Система реализована с помощью механизма параллельной структуры – трипода, что позволяет осуществлять виброзащиту оборудования в трех координатах. Авторами произведен анализ кинематики конструкции, предложена оригинальная конструкция стенда с цифровым управлением на основе микроконтроллера с реализацией алгоритма нечеткой логики и акселерометров.

Введение

В настоящее время важной задачей является защита различного электронного оборудования от тряски, вибрации и ударов при нормальной эксплуатации, аварийных режимах работы и перевозке на различных видах транспорта. Так же широко развита область мобильной робототехники, в том числе вибророботы [1], в которых вибрация корпуса является принципом движения. Современная оптоэлектронная аппаратура, установленная на таких объектах, подвергается целому комплексу дестабилизирующих факторов. Также актуальной задачей является защита оборудования от сейсмического воздействия, при землетрясениях крайне важно обеспечить бесперебойную работу аварийных систем управления [2].

Установлено, что на качество работы оптических и электронных устройств большое влияние оказывает не только вертикальная составляющая вибрационного воздействия, но также и угловые колебания корпуса. Однако большинство существующих активных виброизоляционных комплексов рассчитано на работу только в одной плоскости, что резко ухудшает их эксплуатационные характеристики. Для компенсации угловых колебаний предлагается использовать виброизолирующую конструкцию, имею-

щую в основе параллельный механизм с тремя степенями свободы, цифровую систему управления и оснащенную рядом датчиков.

Кинематический анализ устройства

В основе системы виброзащиты лежит трипод – трехосевой механизм, реализующий линейные перемещения исполнительного звена по трем осям. В целом трипод является «упрощенной» версией гексапода. Кинематическая схема устройства приведена на рис. 1.

Нижняя платформа соединена непосредственно с источником вибрации и находится в системе координат $\{B\}$. Верхняя платформа, связанная с системой координат $\{P\}$, является виброизолированной. Платформы связаны с помощью трех линейных приводов q_i, которые связаны с верхней с помощью шарового шарнира, а с нижней – качательными шарнирами с одной степенью свободы.

Общее число степеней подвижности относительно основания для виброизолированной платформы рассчитывается согласно формуле Сомова – Чебышева [3]:

$$H = 6 \cdot (k-1) - 5 \cdot p_1 - 4 \cdot p_2 - 3 \cdot p_3 - 2 \cdot p_2 - p_5,$$

где k – число активных звеньев кинематической цепи; p – число активных кинематических пар с i степенями подвижности.

В рассматриваемом случае мы имеем 8 активных звеньев, 6 звеньев первого порядка и 3 звена третьего порядка, таким образом, получим:

$$H = 6 \cdot (8-1) - 5 \cdot 6 - 3 \cdot 3 = 3.$$

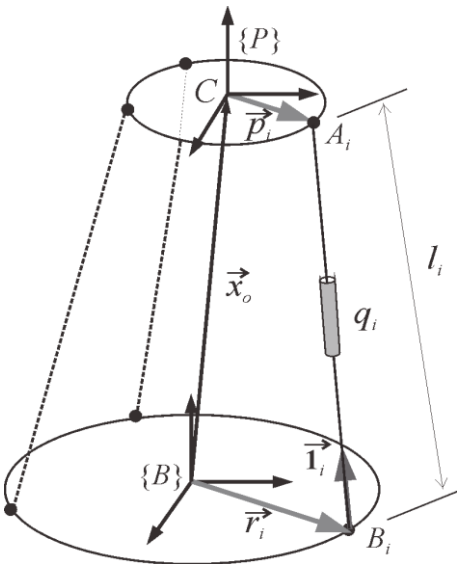


Рис. 1. Кинематическая схема трипода

Для решения прямой задачи кинематики необходимо получить зависимость между значениями перемещения исполнительных элементов q_i и координатами виброизолированной платформы $\{P\}$.

Для более детального исследования кинематики механизма и определения оптимальных параметров регулятора в среде Simulink программного пакета Matlab была создана модель параллельного манипулятора (рис. 2). В данной модели две платформы соединены тремя идентичными линейными приводами, изменяющими свою длину согласно подаваемому закону управления.

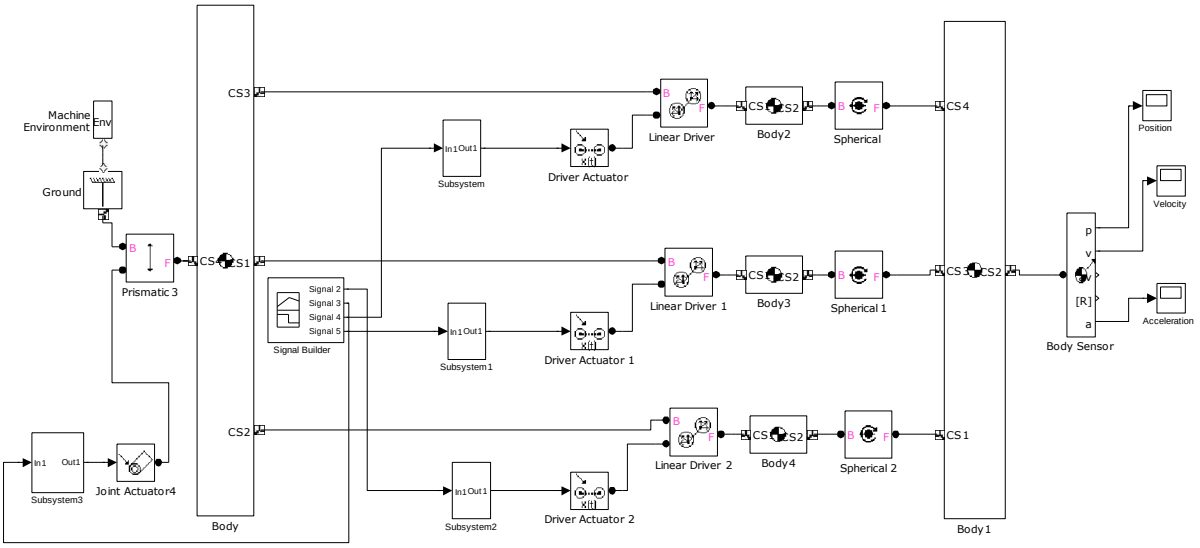


Рис. 2. Схема для исследования параллельного манипулятора в пакете Simulink

Одной из возможностей полученной модели является построение трехмерной модели исследуемой конструкции. На рис. 3 показан общий вид кинематической схемы виброизоляционной системы.

Цифровая система автоматического управления

Для отработки алгоритмов управления была создана модель, описывающая систему управления приводами. Для описания электропривода в пространстве Лапласа была предложена классическая передаточкая функция вида

$$W_f(p) = \frac{(Tp^2 + T_1 p + 1)}{T_3 p^3 + T_2 p^2 + T_1 p + 1},$$

где T_1, T_2, T_3 – постоянные времени двигателя.

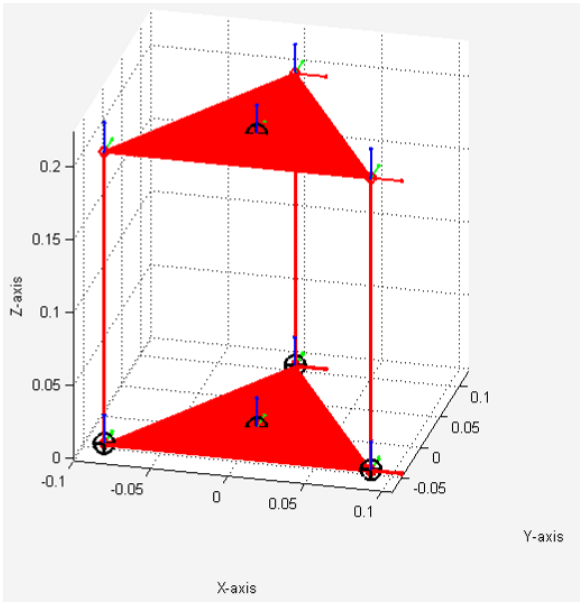


Рис. 3. Модель параллельного механизма в пространстве

Для реализации алгоритма управления было произведено исследование пропорционального регулятора с нечетким фильтром (рис. 4), использующим алгоритм Мамдани [4]. На вход нечеткого регулятора поступает значение частоты, полученное с помощью быстрого преобразования Фурье, и амплитуды колебаний защищаемой массы.

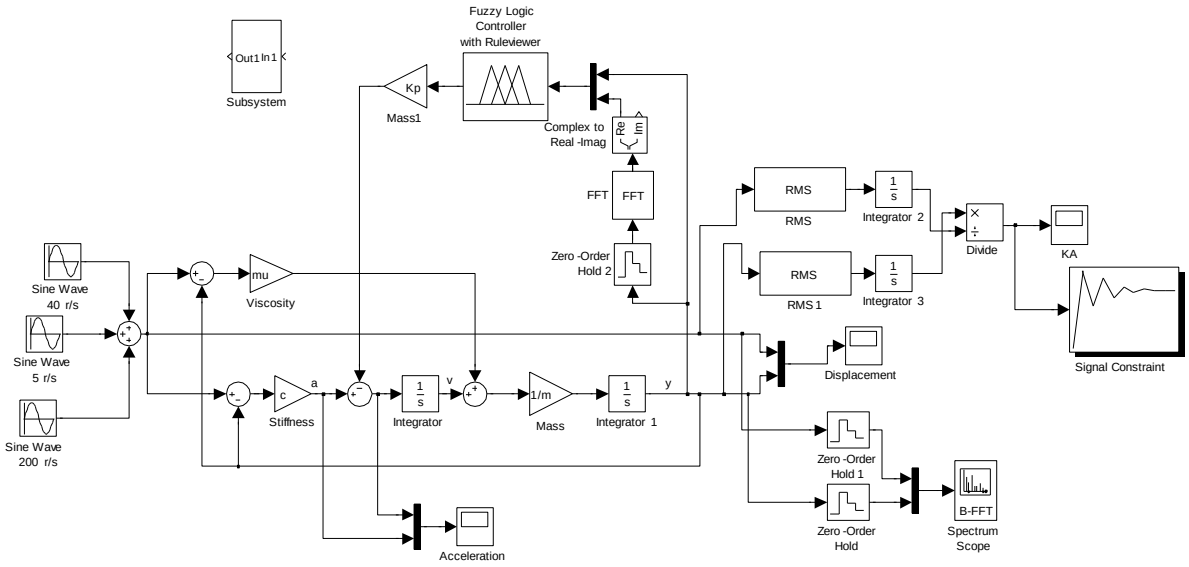


Рис. 4. Схема моделирования САУ с нечетким регулятором

Зависимость между входными сигналами и выходным описывается набором правил, которые могут быть представлены в виде поверхности (рис. 5).

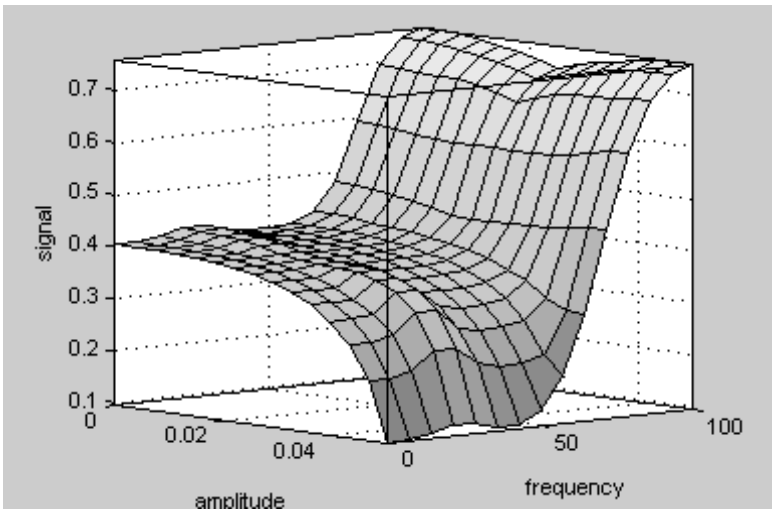


Рис. 5. Поверхность правил нечеткого регулятора

По результатам моделирования были получены следующие зависимости (рис. 6 и 7).

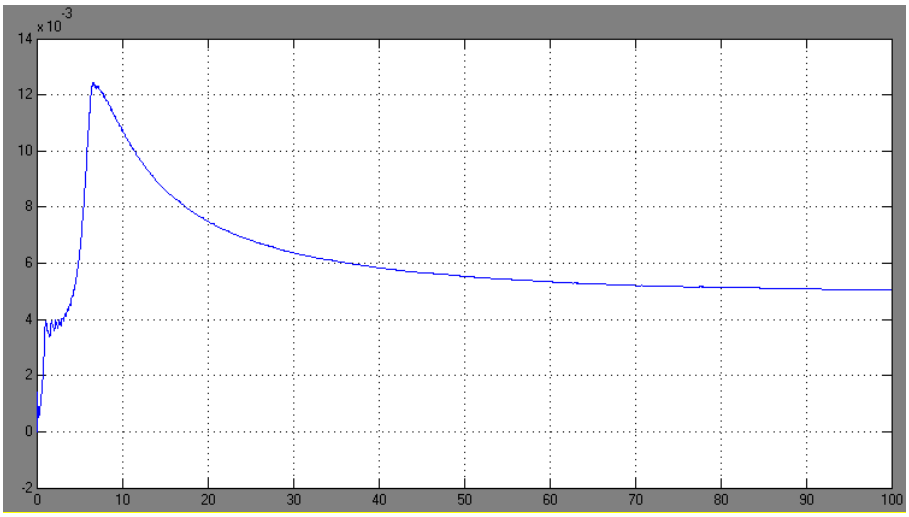


Рис. 6. Зависимость коэффициента ослабления от частоты

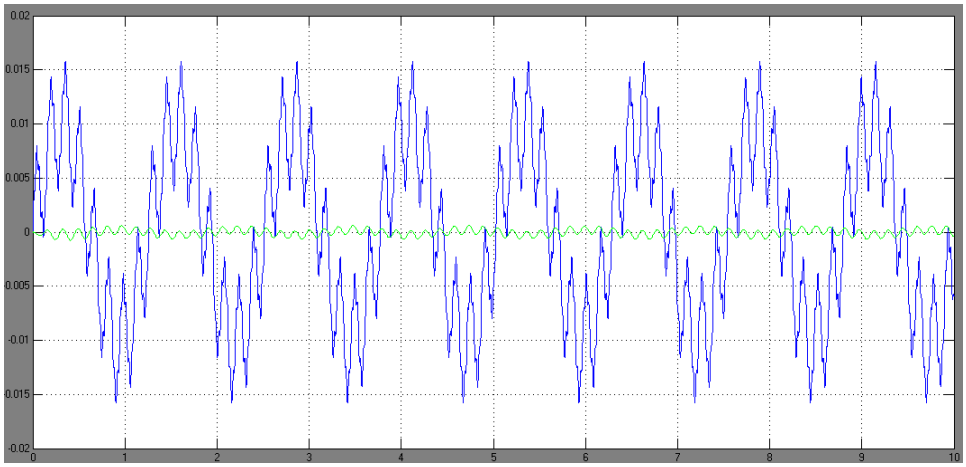


Рис. 7. Амплитуда перемещения в зависимости от времени:
1 – возмущающее воздействие; 2 – колебания защищаемой массы

Из графика зависимости коэффициента ослабления от частоты видно, что на всем диапазоне исследования частот от 0,1 до 100 Гц амплитуда уменьшается не менее чем в 90–100 раз. Минимум ослабления приходится на собственные частоты системы около 8 Гц.

Из графиков хорошо видно, что введение регулятора позволило добиться требуемых параметров системы. Благодаря использованию активной управляющей системы удается полностью изолировать защищаемое электронное оборудование от различных внешних возмущающих воздействий.

Экспериментальная модель

Для подтверждения теоретических исследований была создана экспериментальная модель устройства. Источником вибрации является вибрационный стенд СВ–2М, который предназначен для испытаний изделий массой до 20 кг на вибрационные воздействия в диапазоне частот от 10 до 100 Гц.

В качестве приводов в системе виброизоляции используются коллекторные двигатели постоянного тока с установленной реечной передачей, ход наконечника которых составляет 47 мм. В нижней части приводы соединены с платформой при помощи качательных шарниров, а в верхней – с помощью шаровых (рис. 8).

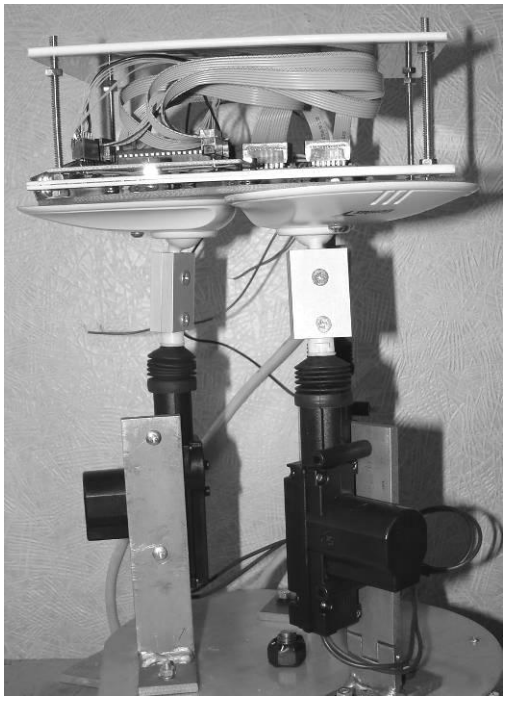


Рис. 8. Общий вид экспериментальной установки

Для контроля уровня ускорений и перемещений на виброзащищенной платформе установлен трехкоординатный акселерометр. Обработка сигналов с датчиков и формирование управления двигателями происходит на базе электронной схемы, включающей в себя микроконтроллер AVR ATMega 16 и усилительный каскад на полевых транзисторах. Система имеет возможность подключения к персональному компьютеру для записи результатов исследования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Jatsun, S. Mobile hopping robot driven by rotating mass / S. Jatsun, I. Lupekhina, A.Yatsun // Intern. conf. Robotics & Applications. MIT, Cambridge, USA, 2009.

2. Abu Hanieh, A. Six-axis active damping and precision pointing interface based on a Stewart platform / A. Abu Hanieh, A. Preumont and N. Loix // Computing and Control: Eng. J. of the IEE, 2002.

3. Вибрации в технике: справ. Т. 6: Защита от вибраций и ударов / под ред. акад. К.В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.

4. Джордж, Ф. Искусственный интеллект: стратегии и методы решения сложных проблем: пер. с англ. / Ф. Джордж. 4-е изд. М.: Вильямс, 2003.

5. Управление мехатронными вибрационными установками / Б.Р. Андриевский, И.И. Блехман, Ю.А. Борцов [и др.]; под ред. И.И. Блехмана, А.Л. Фрадкова. СПб.: Наука, 2001. (Анализ и синтез нелинейных систем).

УДК 621.8

В.Н. Шевякин, В.В. Панов

Курский государственный технический университет

ВИБРОЗАЩИТА СОЕДИНЕНИЙ ТОНКОСТЕННЫХ СОТОВЫХ ТИТАНОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Представлены результаты разработки нового способа увеличения устойчивости к вибрационным нагрузкам сотовых тонкостенных конструкций из титановых сплавов для панелей аэрокосмического назначения.

Проблемы виброзащиты тонкостенных сотовых конструкций с различными покрытиями от источников вибрации с различными амплитудно-частотными характеристиками, влияющими на прочность диффузионных соединений как между тонкостенными титановыми пластинами, так и между их обкладками из различных неметалличе-

ских материалов, решаются различными способами. Разработано новое техническое решение, которое научно обосновано, исследовано экспериментально и готово к внедрению. Это способ изготовления диффузионной сваркой сотовых титановых конструкций с тонкостенным заполнителем. Изобретение относится к технологии изготовления слоистых сотовых панелей из титановых сплавов для аэрокосмических конструкций.

Панели работают под воздействием вибрационных нагрузок с широким диапазоном параметров, осложнённых переменными температурами от космического холода до оплавления. Ранее известные способы соединений в тонкостенных конструкциях из титановых сплавов имеют различные недостатки, обусловливающие потерю устойчивости к расслаиванию сотового наполнителя и потере эксплуатационных свойств.

Задача увеличения устойчивости к вибрационным нагрузкам сотовых слоистых тонкостенных панелей из титановых сплавов решается новым способом изготовления диффузионной сваркой сотовых конструкций с тонкостенным заполнителем, при котором сотовый заполнитель изготавливают из ленты, подвергнутой предварительной термообработке. Затем производят диффузионную сварку сотового заполнителя с листами обшивки, при этом термообработку ленты сотового заполнителя осуществляют путём нагрева до температуры, на 25–50 градусов выше температуры полиморфного превращения в течение 5–40 с, после чего кромки ленты на ширину 2-4 её толщины подвергают деформации параллельно плоскости ленты с формированием краевой области осадки, имеющей мелкозернистую наноразмерную микроструктуру, а затем перпендикулярно плоскости ленты для восстановления геометрических параметров ленты. Ленту из титанового сплава ВТ-6 (Ti-6A1-4V) толщиной 0,08 нагревают до температуры 1000 градусов на 20 с. После охлаждения ленту зажимают между металлическими роликами в зажимном устройстве так, чтобы кромка ленты выступала над роликами на 0,2-0,3 мм, деформируют кромки ленты в плоскости, параллельной плоскости ленты, формируя краевую область осадки, а затем в плоскости, перпендикулярной плоскости ленты, восстанавливая геометрические параметры ленты. Термообработанная лента заполнителя стабильно сохраняет необходимую геометрию в процессе диффузионной сварки, а краевая область осадки позволяет образовать высоко качественное соединение, устойчивое к вибрационным нагрузкам при широком диапазоне температур.

Новизна способа подтверждена авторским свидетельством на изобретение [1].

Способ может быть использован при изготовлении любых слоистых сотовых панелей из титановых сплавов, при этом технология изготовления достаточно доступна и не требует дорогостоящего оборудования и аппаратуры. Изготовление усовершенствованных панелей можно выполнять на уже имеющейся технологической линии при условии изменения настроек, для обеспечения указанных интервалов температур, времени операций и геометрии кромок ленты.

Экспериментально полученные интервалы температур, геометрические параметры кромок ленты, временные параметры основных технологических операций требуют дополнения в технологической линии специального зажимного устройства. Амплитудно-частотные характеристики вибрационной нагрузки на панели, которой подвергались сотовые слоистые конструкции, изготовленные предложенным способом, показали значительное преимущество перед изготавливаемыми в настоящее время.

---

1. Пат. 2364481 Рос. Федерация, МПК[7] B 23 K 20/14, B 23 K 101/02. Способ изготовления диффузионной сваркой сотовых титановых конструкций с тонкостенным заполнителем / Панов В.В., Шевякин В.Н. №2007138238/02; заявл. 15.10.07; опубл. 20.08.09, Бюл. № 23.

УДК 62-932.4

А.А. Певзнер

Ярославский государственный педагогический университет им. К.Д. Ушинского

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ФУНКЦИЙ СОПРЯГАЮЩИХ ЧАСТОТ ДЛЯ СИНТЕЗА ВИБРАЦИОННЫХ СИСТЕМ С ЗАДАННЫМИ ЧАСТОТНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Рассматривается применение способа выбора параметров сложных колебательных систем для обеспечения заданной ширины полосы частот колебаний, основанного на применении предложенного автором метода функций сопрягающих частот.

В настоящее время не существует общих формализуемых методов синтеза систем с переменными параметрами. Это объясняется многообразием типов систем с различными задачами синтеза, а также трудностями аналитического исследования сложных систем. Поэтому поиск новых путей синтеза сложных систем с оптимальными параметрами продолжается.

Предложенный автором метод функций сопрягающих частот [1–3] позволяет решать задачи выбора оптимальных параметров при проектировании широкополосных колебательных систем. В процессе проектирования, исходя из заданной структуры системы, необходимо выбрать такие значения параметров системы, чтобы обеспечить требуемую полосу пропускания частот, т. е. обеспечить такие значения максимумов и минимумов АЧХ в пределах заданного диапазона частот, чтобы их разность не превышала заданного уровня.

Функции сопрягающих частот определяют характер изменения расположения сопрягающих частот АЧХ в зависимости от изменения выбираемого параметра. Так как аналитически эти функции определить затруднительно, автором предлагается предварительно построить графически функции сопрягающих частот от задаваемых параметров. Для каждого из параметров строятся функции сопрягающих частот соответствующих числителю (нули) и знаменателю (полюса) передаточной функции системы. В зависимости от расположения ветвей функций сопрягающих частот можно судить, каким образом будет изменяться ЛАЧХ системы в зависимости от варьируемого параметра. На основании полученных функций можно выбрать параметры, обеспечивающие оптимальные значения сопрягающих частот.

Синтез системы с заданными частотными характеристиками рассмотрим на примере трехмассовой модели вибрационного сейсмического источника, приведенной на рис. 1.

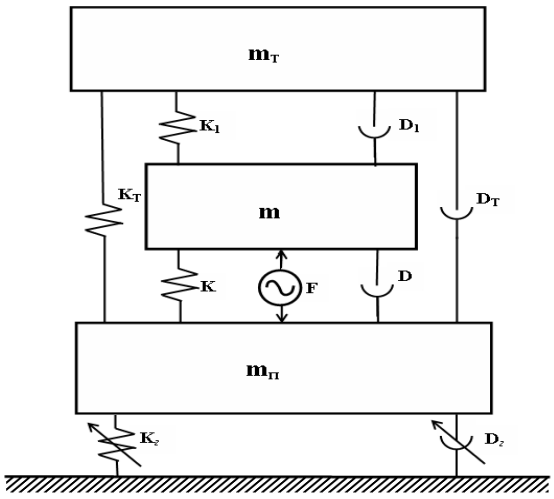


Рис. 1

Для данной модели передаточная функция скорости виброперемещения излучающей плиты относительно возбуждающего усилия имеет вид

$$W_4(p) = W_1(p) \cdot p = \frac{y_n(p)}{F(p)} \cdot p =$$

$$= p \cdot \frac{(m_\text{Т} p^2 + D_\text{Т} p + k_\text{Т}) \cdot}{(m_\text{Т} p^2 + D_\text{Т} p + k_\text{Т}) \cdot ((m_\text{П} p^2 + D_\text{г} p + Dp + D_\text{Т} p + k_\text{г} + k + k_\text{Т})} \times$$

$$\times \frac{\cdot mp^2 -}{(mp^2 + Dp + k) - (Dp + k)^2) - (D_1 p + k_1) \cdot ((Dp + k) \cdot (D_\text{Т} p + k_\text{Т}) +} \quad (1)$$

$$\frac{-(D_1 p + k_1) \cdot}{+(D_1 p + k_1) \cdot (m_\text{П} p^2 + D_\text{г} p + Dp + D_\text{Т} p + k_\text{г} + k + k_\text{Т})) -}$$

$$\frac{\cdot((D_\text{Т} p + k_\text{Т}) + (D_1 p + k_1))}{-(D_\text{Т} p + k_\text{Т}) \cdot ((Dp + k) \cdot (D_1 p + k_1) + (mp^2 + Dp + k) \cdot (D_\text{Т} p + k_\text{Т}))}.$$

Преобразуем передаточную функцию (1) к каноническому виду:

$$W = \frac{K \cdot \prod_{i=1}^{n_1} (T_i p + 1) \cdot \prod_{j=1}^{n_2} (T_j p^2 + 2\xi_j T_j p + 1)}{\prod_{k=1}^{m_1} (T_k p + 1) \cdot \prod_{l=1}^{m_2} (T_l p^2 + 2\xi_l T_l p + 1)}, \quad (2)$$

где T_i, T_j, T_k, T_l – постоянные времени типовых звеньев, а ξ_j, ξ_l –коэффициенты затухания колебательных звеньев. Соответственно сопрягающие частоты:

$$\omega_i = 1/T_i; \ \omega_\text{j} = 1/Tj; \ \omega_k = 1/Tk; \ \omega_l = 1/Tl.$$

Для сопрягающих частот ω_j и ω_l могут наблюдаться существенные отклонения от идеализированной ЛАЧХ за счет резонансов (возрастания) и антирезонансов (провалы). Очевидно, равномерность ЛАЧХ в заданном диапазоне частот будет зависеть от значений сопрягающих частот и коэффициентов затухания ξ_j и ξ_l. Следовательно, чтобы получить требуемую полосу необходимо выбрать такие параметры системы, чтобы обеспечить оптимальное расположение сопрягающих частот, соответствующих двучленам и трехчленам числителя и знаменателя передаточной функции (2) и необходимые коэффициенты затухания.

Для построения функций сопрягающих частот необходимо найти корни числителя (нули) и знаменателя (полюса) передаточной функции, что обеспечивает приведение выражения передаточной функции синтезируемой системы к виду (2). Нахождение корней полиномов числителя и знаменателя в настоящее время реализуется довольно просто с помощью различных программных средств, например MathCAD.

В общем виде полученные корни можно представить в виде $p_i = \alpha_i + j\beta_i$, где β может быть как положительным, так и отрицательным. Причем для колебательных

звеньев корни парно комплексно сопряженные ($\alpha_i = \alpha_i + 1$; $\beta_i = -\beta_i + 1$), для апериодических ($\alpha_i \neq \alpha_i+1$; $\beta_i = \beta_i+1 = 0$).

На основании полученных корней определяются значения сопрягающих частот

$$\omega_i = \sqrt{\alpha_i^2 + \beta_i^2}\,, \tag{3}$$

и коэффициентов демпфирования

$$\xi_i = \frac{\alpha_i}{\sqrt{\alpha_i^2 + \beta_i^2}}\,. \tag{4}$$

Задавая различные значения соответствующих параметров, численными методами определяем корни полиномов числителя и знаменателя. Диапазон изменения соответствующего параметра выбираем исходя из условия существенного изменения значений корней (хотя бы пары). Для полученных корней с помощью выражений (3) и (4) определяем значения сопрягающих частот ω_i – ω_l и коэффициентов демпфирования ξ_j, ξ_l. Вычисленные значения сопрягающих частот в зависимости от варьируемого параметра представляем в виде графиков функций сопрягающих частот.

На рис. 2 и 3 приведены графики полученных функций сопрягающих частот в зависимости от варьируемых параметров Дт. Пунктиром обозначены функции сопрягающих частот соответствующие корням числителя передаточной функции, т. е. частот сопряжения ω_i, ω_j с возрастающими асимптотами.

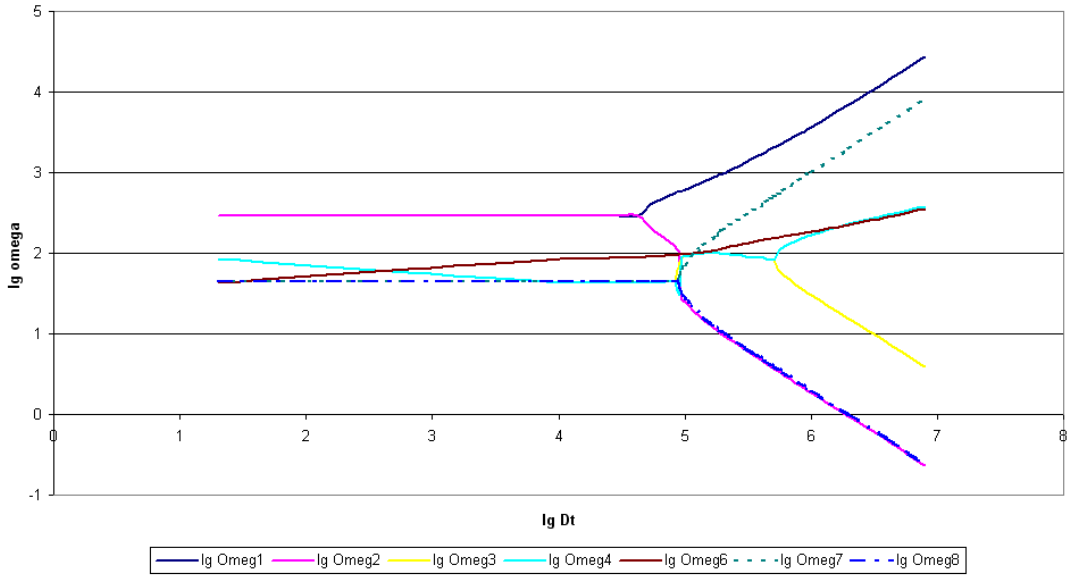


Рис. 2. Графики функций сопрягающих частот от коэффициента демпфирования подвески транспортного средства $Д_т$

Из рис. 2 видно, что при малых коэффициентах демпфирования в системе имеются три сопрягающие частоты ω_l (падающих асимптот) и одна сопрягающая частота ω_j (возрастающей асимптоты). Причем сопрягающие частоты ω_l (падающих асимптот) являются резонансными (при этих частотах наблюдаются резкие возрастания амплитуды колебаний), а сопрягающая частота ω_j (возрастающей асимптоты) антирезонансной (при этой частоте наблюдается резкое падение амплитуды колебаний, доходящей при высокой добротности практически до нуля). Изменение коэффициента демпфирования подвески транспортного средства влияет на изменение всех сопрягающих частот системы как падающих асимптот, так и возрастающих асимптот и при значениях $Д_т$ превышающих 50000 кг/с и 500000 кг/с количество сопрягающих частот увеличивается. Функции сопрягающих частот, кроме одной, раздваиваются и расходятся вверх и вниз.

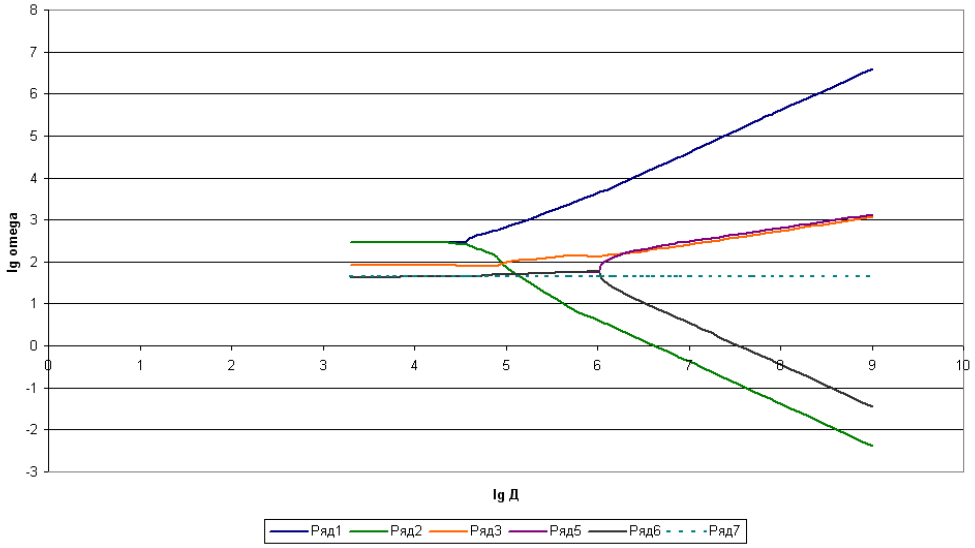


Рис. 3. Графики функций сопрягающих частот от коэффициента демпфирования подвески инертной массы Д

Так же как и при возрастании коэффициента демпфирования подвески транспортного средства, при изменении коэффициента демпфирования подвески инертной массы функции двух сопрягающих частот раздваиваются, а одна ω_l возрастает. Однако функция сопрягающей частоты ω_j (с возрастающей асимптотой) остается неизменной.

Воспользовавшись полученными графиками функций сопрягающих частот можно довольно просто выбрать параметры проектируемой системы, обеспечивающие желаемую полосу частот.

Для этого необходимо по графикам функций сопрягающих частот выбрать такое значение параметра, чтобы обеспечить оптимальное расположение сопрягающих частот. В идеале желательно иметь на данном участке горизонтальную асимптоту ЛАХ.

Построение желаемой ЛАХ осуществляется следующим образом:

1) задается значение варьируемого параметра;

2) для данного значения варьируемого параметра по графикам функций сопрягающих частот определяются значения сопрягающих частот;

3) на основании известной методики [4] отмечаются полученные значения сопрягающих частот на оси частот;

4) на частоте $\omega = 1$ откладывается ордината равная $20\lg k$, где k – коэффициент передачи системы (точка А);

5) через точку А проводится прямая с наклоном равным $\nu \cdot 20$ Дб/дек, где ν – порядок астатизма системы;

6) после каждой из частот сопряжения наклон ЛАХ изменяется на –20 Дб/дек (–40 Дб/дек), если эта частота сопряжения ω_k (ω_l) определяется постоянной времени соответствующего двучлена (трехчлена) знаменателя, или на 20 Дб/дек (40 Дб/дек), если эта частота сопряжения ω_i (ω_j) определяется постоянной времени соответствующего двучлена (трехчлена) числителя.

В зависимости от коэффициента затухания ξ в соответствующих точках сопряжения вводятся поправки, повышающие или понижающие величину ЛАХ в этих точках. Поправки можно не вводить, если значения ξ находятся в пределах $0{,}38 \le \xi \le 0{,}7$ [4].

Таким образом, предложенный метод дает возможность в процессе проектирования наглядно представить влияние изменения соответствующего параметра на характеристики системы, что позволяет достаточно просто выбрать оптимальное значение данного параметра, а при необходимости управления свойствами системы определить пределы изменения управляющего параметра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Певзнер, А.А. Синтез вибрационной системы методом функций сопрягающих частот / А.А. Певзнер // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. Курск, 2005. Ч. 1. С. 262–265.

2. Певзнер, А.А. Синтез широкополосных систем / А.А. Певзнер // Изв. Тул. гос. ун-та. Серия «Вычислительная техника. Информационные технологии. Системы управления». Вып. 1. Вычислительная техника. 2006. С. 122–126

3. Певзнер, А.А. Широкополосные сейсмические источники / А.А. Певзнер. Ярославль: Изд-во Ярослав. гос. педагог. ун-та, 2007. 184 с.

4. Зайцев, Г.Ф. Основы автоматического управления и регулирования / Г.Ф. Зайцев, В.И. Костюк, П.И. Чинаев. Киев: Техніка, 1975. 496 с.

УДК 531.3:629

Т.В. Дмитракова

Курский государственный технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ ВИБРОЗАЩИТЫ

В данной работе рассмотрена динамическая модель системы активной виброзащиты сиденья транспортного средства. На её основе предложены расчётная схема и математическая модель, учитывающие динамические свойства тела человека-оператора.

Введение

Создание эффективных, надёжных и экономичных виброзащитных систем человека-оператора по-прежнему остаётся актуальной задачей в области сельскохозяйственного производства, строительства, транспорта, горнодобывающей промышленности, машиностроения, авиации, космонавтики и других отраслях. В последние годы, удовлетворяя всё возрастающие требования к качеству виброзащиты, широкое развитие получили конструктивные решения, основанные на использовании пневматических, гидравлических и электрических элементов, их соединений, а также применение идей автоматического управления. Современные виброзащитные системы представлены широким классом устройств, так называемых активных виброзащитных систем, являющихся, по-существу, системами автоматического управления. В этих устройствах с помощью датчиков, исполнительных элементов и источников энергии моделируются необходимые связи (силовые и кинематические) между источником вибровоздействия и защищаемым объектом. Большинство активных виброзащитных систем содержит в своём составе пассивные упругие и демпфирующие элементы, связи между которыми можно назвать естественными. При построении активных виброзащитных систем, кроме естественных, вводятся прямые и обратные корректирующие связи, передаточные функции которых выбираются из условия выполнения заданных требований к виброизоляции. Принципиальные возможности таких устройств при идеальных характеристиках исполнительных элементов довольно широки.

1. Описание системы активной виброзащиты

Виброзащитная система в общем случае содержит активную обратную связь, формирующую управление $U(t)$ (рис. 1). Целью виброзащиты является уменьшение колебаний объекта, имеющего массу m_2, при кинематическом возмущении $\xi(t)$. Управление $U(t)$ приложено к промежуточной массе m_1. При этом возможны следующие вари-

анты: управление по отклонению масс m_1 или m_2 и управление по возмущающему параметру $\xi(t)$ [1].

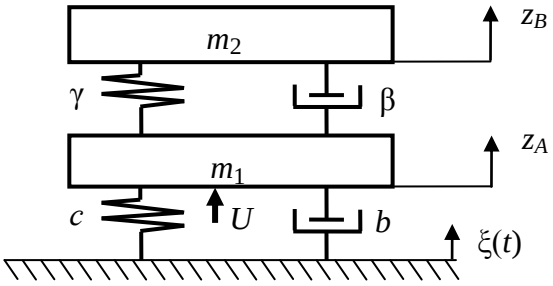


Рис. 1. Динамическая модель виброзащитной системы

На рис. 2 приведена расчётная модель активной виброзащитной системы с человеком-оператором, в которой тело человека-оператора представлено как линейная двухмассовая колебательная система (массы m_2 и m_3 соединены упруговязкими силами), с жесткостью c_{12} и c_{23} и коэффициентами вязкого трения b_{12} и b_{23}.

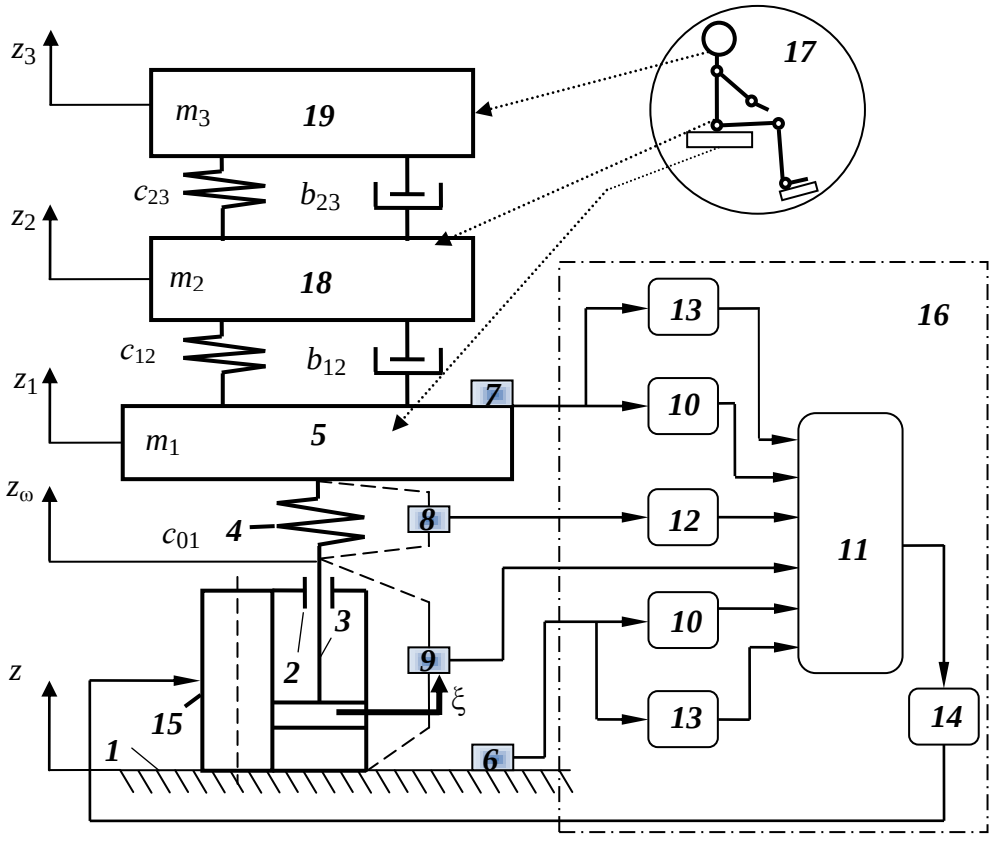


Рис. 2. Расчётная схема активной системы виброзащиты

В расчётной модели виброзащитной системы можно выделить четыре основные части: источник возмущений, объект защиты, виброизолирующее устройство, система управления.

На рис. 2 схематично представлены основание сиденья 1, гидравлический исполнительный механизм 2, шток 3 с поршнем, пассивный упругий элемент 4, изолируемое сиденье 5, датчик 6 абсолютного ускорения основания сиденья, датчик 7 абсолютного ускорения сиденья, датчик 8 деформации упругого элемента, датчик 9 обратной связи по относительному перемещению штока, фильтр 10 высоких частот, усилитель 11 с сумматором, дифференцирующее звено 12, звенья 13 приближенного интегрирования, корректирующий фильтр 14, сервопривод 15. Совокупность элементов 10-14 образует блок управления 16. Механическая модель тела сидящего человека 17 представляет линейную вязкоупругую механическую систему, состоящую из двух звеньев [2].

2. Система автоматического управления

Принцип действия устройства автоматического управления следующий: при возмущении от дороги основание сиденья 1 передаёт колебания через исполнительный механизм 2 со штоком 3 и упругий элемент 4 на виброизолируемое сиденье 5. Сигналы датчиков 6 и 7 ускорений поступают через ограничивающий фильтр 10 высоких частот на усилитель 11. На усилитель 11 поступают и сигналы датчика 9 обратной связи, датчика 8 деформации упругого элемента и сигналы с выхода дифференцирующего звена 12, сигналы с выходов интегрирующих звеньев 13. Усиленные сигналы поступают через корректирующий фильтр 14 на сервопривод 15, который обеспечивает перемещение штока исполнительного механизма согласно поступившему сигналу. Датчик 9 обратной связи обеспечивает пропорциональность между перемещением штока и величиной сигнала управления. Датчик 8 деформации упругого элемента обеспечивает эффективную виброзащиту на частоте резонанса упругого элемента, не вызывая автоколебаний. Фильтр 10 высоких частот обеспечивает разделение сигналов управления по перемещению штока и датчика деформации упругого элемента в области низких частот и обеспечивает увеличение коэффициента усиления в области собственной частоты упругого элемента. Корректирующий фильтр 14 состоит из трех частей: блока чистого запаздывания, фильтра-пробки и высокочастотного запаздывающего фильтра. Задачей фильтра-пробки является ослабление коэффициента усиления и обеспечение устойчивости на частотах, лежащих выше собственной частоты упругого элемента. Высокочастотный запаздывающий фильтр ослабляет сигнал управления на собственных частотах сервопривода и датчиков. Для обеспечения достаточного демпфирования и устойчивости системы на частотах сервопривода сигналы датчиков 6 и 7 ускорений ин-

тегрируются звеньями 13. Знак коэффициента усиления корректирующего фильтра и параметры блока чистого запаздывания выбирают из условий движения или при установке устройства на различные типы транспортных средств [2].

3. Модель управления

Обычно тело человека-оператора рассматривают как абсолютно твёрдое тело, а его массу – как единую с массой сиденья. Однако при малых колебаниях и достаточно малых частотных возбуждениях (до 100 Гц) тело человека можно рассматривать как линейную вязкоупругую механическую систему. Это позволяет описывать динамические свойства тела с помощью частотных характеристик:

– передаточной функции $G(p)$ для описания вынужденных колебаний точки наблюдения на теле человека;

– входного механического импеданса $Z(p)$ для описания связи между силой, передаваемой телу, и виброскоростью точки приложения силы.

Введём в расчётную схему входной механический импеданс $Z(p)$ тела сидящего человека с учётом схемы возбуждения и его позы.

Решение задачи создания эффективной виброзащиты оператора требует модельного представления тела человека в виде некоторой механической колебательной системы с сосредоточенными параметрами, упругими и диссипативными связями. В результате исследований, выполненных Б.А. Потемкиным и К.В. Фроловым [1], установлено, что биомеханические характеристики тела человека зависят от рабочей позы и степени напряжения мышц. В работе [3] отмечена нестационарность и нелинейность биодинамических свойств тела человека, т.е. полученные результаты свидетельствуют о зависимости динамических характеристик тела человека от уровня воздействия вибрации и о наличии регуляции – свойства, присущего биологической структуре человека.

Дифференциальные уравнения, описывающие движения системы, представленной на рис. 2, имеют вид:

$$\begin{cases} m_3\ddot{z}_3 + c_{23}(z_3 - z_2) + b_{23}(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) = 0; \\ m_2\ddot{z}_2 + c_{12}(z_2 - z_1) + c_{23}(z_2 - z_3) + b_{12}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + b_{23}(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) = 0; \\ m_1\ddot{z}_1 + c_{12}(z_1 - z_2) + b_{12}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_{01}(z_1 - \xi) + b_{01}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}) = 0; \\ \xi = \xi(z), \end{cases} \quad (1)$$

где m_1 – масса сиденья (величина постоянная); m_2 и m_3 – масса тела (величина постоянная), причём масса оператора, приходящаяся на сиденье, составляет около 5/7 всей его

массы [3]; z_1, z_2 и z_3 – координаты соответственно сиденья и модели человека-оператора; z – координата основания; c_{01} – жёсткость виброизолятора; c_{12} и c_{23} – жёсткость двухмассовой колебательной системы, обусловленная биодинамической моделью тела человека-оператора (величины постоянные); b_{12}, b_{23} – коэффициенты вязкого трения, обусловленные также характеристиками тела человека оператора (величины постоянные).

Первые три уравнения описывают движение системы «человек – сиденье», а четвёртое описывает стратегию управляющего воздействия. Точное решение системы дифференциальных уравнений (1) в аналитическом виде не представляется возможным, т. к. в каждом из уравнений системы имеются нелинейные слагаемые. Поэтому решение системы уравнений (1) целесообразно производить численным методом. Одна из основных задач при этом состоит в определении зависимостей $z_3(t)$, $z_2(t)$, $z_1(t)$ от параметров возмущения $\xi(t)$ [4].

Для решения системы дифференциальных уравнений (1) воспользуемся методом Рунге–Кута 4-го порядка с применением программного продукта MathCad.

Введём обозначения: $y_0 \Leftarrow z_1$ – перемещение первой координаты; $y_1 \Leftarrow \dot{z}_1$ – скорость первой координаты; $y_2 \Leftarrow z_2$ – перемещение второй координаты; $y_3 \Leftarrow \dot{z}_2$ – скорость второй координаты; $y_4 \Leftarrow z_3$ – перемещение третьей координаты; $y_5 \Leftarrow \dot{z}_3$ – скорость третьей координаты.

Вектор-функция решения системы дифференциальных уравнений движения имеет вид

$$D(t,y) := \begin{vmatrix} y_1 \\ -\frac{1}{m_1}\left[c_{12}(y_0-y_2)+c_{01}(y_0-\xi(t))+b_{12}(y_1-y_3)+b_{01}(y_1-d\xi(t))\right] \\ y_3 \\ -\frac{1}{m_2}\left[c_{12}(y_2-y_0)+c_{23}(y_2-y_4)+b_{12}(y_3-y_1)+b_{23}(y_3-y_5)\right] \\ y_5 \\ -\frac{1}{m_2}\left[c_{23}(y_4-y_2)+b_{23}(y_5-y_3)\right] \end{vmatrix}. \qquad (2)$$

В рассматриваемой системе автоматического управления заложен принцип управления по отклонению регулируемой величины от заданного значения: управляющее воздействие $u(t)$ является функцией динамической ошибки – отклонения e(t) регулируемой величины $x(t)$ от её заданного значения $x0(t)$:$e(t)=x_0(t)-x(t)$ [5].

Принцип регулирования по отклонению реализуется следующей функциональной схемой (рис. 3).

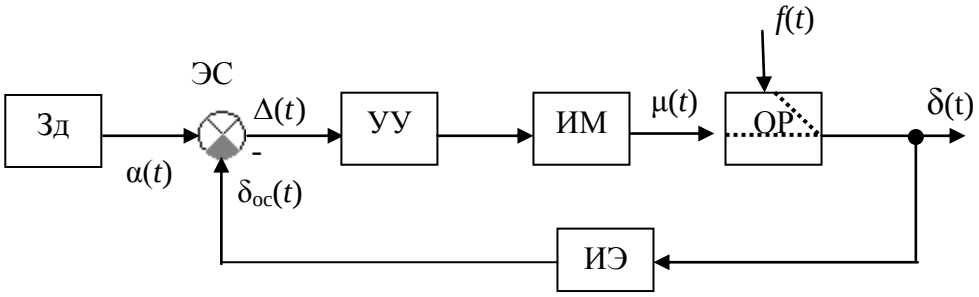


Рис. 3. Функциональная схема принципа регулирования по отклонению

Принцип регулирования по отклонению состоит в том, что измеряется регулируемая величина [$\delta_{oc}(t)$], сравнивается с требуемым значением (задающим воздействием) [$\alpha(t)$] и выявляющееся при этом отклонение [$\Delta(t)$] преобразуется в регулирующее воздействие [$\mu(t)$]. Последнее, влияя на объект регулирования, стремится уменьшить или устранить это отклонение. Измерительный элемент (ИЭ), элемент сравнения (ЭС), управляющее устройство (УУ), исполнительный механизм (ИМ) образуют регулятор.

В отличие от систем автоматического регулирования с принципом по возмущению здесь регулирующее воздействие является функцией не возмущающего или задающего воздействия, а отклонения регулируемой величины, вызванного этим воздействием.

Измерительный элемент, который измеряет регулируемую величину на выходе объекта и подает её на элемент сравнения (вход системы), образует главную обратную связь. Как видно из рис. 3, в системах автоматического регулирования с принципом по отклонению регулируемая величина через главную обратную связь поступает на элемент сравнения (вход системы), т.е. система автоматического регулирования с принципом по отклонению является замкнутой. Замкнутые системы автоматического регулирования реагируют на любые возмущения, приводящие к изменению регулируемой величины, и в этом их достоинство.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибрации в технике: справ. Т. 6: Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В. Фролова. М.: Машиностроение, 1995. 456 с.

2. А.с. 653146 СССР, МПК^5 В 60 N 1/02. Устройство для управления системой виброзащиты сиденья транспортного средства / И.А. Веренич, А.Н. Останин, Р.И. Фурунжиев (СССР). Опубл. 25.05.77.

3. Пановко, Г.Я. Построение динамических моделей тела человека-оператора при вибрационных воздействиях: автореф. дис. … канд. техн. наук / Пановко Г.Я. М., 1973. 28 с.

4. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. М.: Высш. шк., 1980. 406 с.

5. Бесекерский, В.А. Теория систем автоматического управления / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. Изд. 4-е, перераб. и доп. СПб.: Профессия, 2003. 752 с. (Специалист).

ВИБРОАБРАЗИВНАЯ ОБРАБОТКА И ВИБРОУДАРНОЕ УПРОЧНЕНИЕ

УДК 534.1: 621.787

Ю.Р. Копылов

Воронежский государственный технический университет

А.А. Кожевников

Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ)

УПРАВЛЕНИЕ ТРАЕКТОРИЕЙ КОЛЕБАНИЙ В БЛИЗКОРЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМАХ ПРИ ВИБРОУДАРНОМ УПРОЧНЕНИИ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Рассматриваются возможности применения близкорезонансных режимов для управления амплитудой и траекторией колебаний при виброударном упрочнении крупногабаритных деталей за счет независимого регулирования давления воздуха в резинокордных пневмоупругих элементах с нелинейной буферной характеристикой жесткости по координатам управления.

Актуальность проблемы. В практике машиностроительного производства широко применяются виброупрочняющие установки зарезонансного типа. Эти установки имеют устойчивый режим работы, однако управление траекторией колебаний затруднено, а в большегрузных установках типа ВУД-2500 оно невозможно. В настоящей работе рассматривается возможность применения близкорезонансных режимов, обладающих повышенной чувствительностью к управляющим воздействиям, для управления процессом виброударного упрочнения [1]. Решение проблем управления связано с обеспечением устойчивости в близкорезонансной области при воздействии дестабилизирующих факторов. Такими дестабилизирующими факторами являются: монотонное и скачкообразное изменение массы подвижной системы (до 25–30%), виброударное гашение амплитуд колебаний за счет периодических соударений вибрирующей инструментальной среды с контейнером и деталью. В результате этого технологические параметры обработки деталей могут изменяться в сторону ухудшения. Своевременное вмешательство управляющего воздействия на вибросистему может вернуть ее в нужный режим, что не всегда возможно осуществить вручную. Автоматизация оборудования позволяет не только снизить влияние человеческого фактора, но и оптимизировать технологический процесс. Здесь следует также отметить, что актуальным остается во-

прос модернизации давно используемых в производстве моделей вибростанков, в плане снижения энергопотребления и повышения эффективности обработки деталей.

Постановка задачи. Особенностью рассматриваемой технологической виброударной системы является отсутствие жесткой кинематической связи инструмента (рабочей среды) со станком (контейнером) и обрабатываемой деталью. Эти особенности технологической системы сводят задачу управления процессом виброударного упрочнения к оперативному управлению обрабатывающими и динамическими свойствами упрочняющего инструмента независимо от параметров колебаний и к оперативному управлению периодическими соударениями инструмента с обрабатываемой деталью. Анализ аналитических зависимостей технологических показателей [1], таких, как: шероховатость, наклеп, глубина наклепа, средние остаточные напряжения, скорость формирования поверхностного слоя, показал, что их постоянство обеспечивается стабильностью энергии соударений инструмента с деталью, зависящей от динамической устойчивости амплитуды колебаний, массы соударяющейся с деталью группы шариков и фазового угла соударения.

Управление траекторией колебаний и обеспечение динамической устойчивости подвижной системы виброустановки в процессе обработки, при воздействии дестабилизирующих факторов, возможно за счет двух факторов. Первый – вернуть изменившийся параметр к номинальному значению, второй – компенсировать любой из дестабилизирующих воздействий за счет регулирования амплитуды колебаний посредством управления жесткостью упругих элементов в близкорезонансной области. Второй вариант более целесообразен за счет своей универсальности и возможности оперативного управления за счет многих косвенных параметров.

Решение задач контроля и управления параметрами соударения осуществлено по отдельности [1–5] в виде ручных и полуавтоматических систем. Основным фактором модернизации промышленного производства является максимальное исключение из него человеческого звена, что при современном уровне развития микроэлектроники и вычислительной техники возможно при сравнительно небольших вложениях. Так систему контроля и управления параметрами соударения (рис.) можно построить на основе недорогого микроконтроллерного устройства, содержащего аналого-цифровой преобразователь (АЦП), цифровые выходы и интерфейс с персональным компьютером (ПК). В данном случае микроконтроллер осуществляет функции сбора данных и передачи управляющих сигналов на внешние устройства.

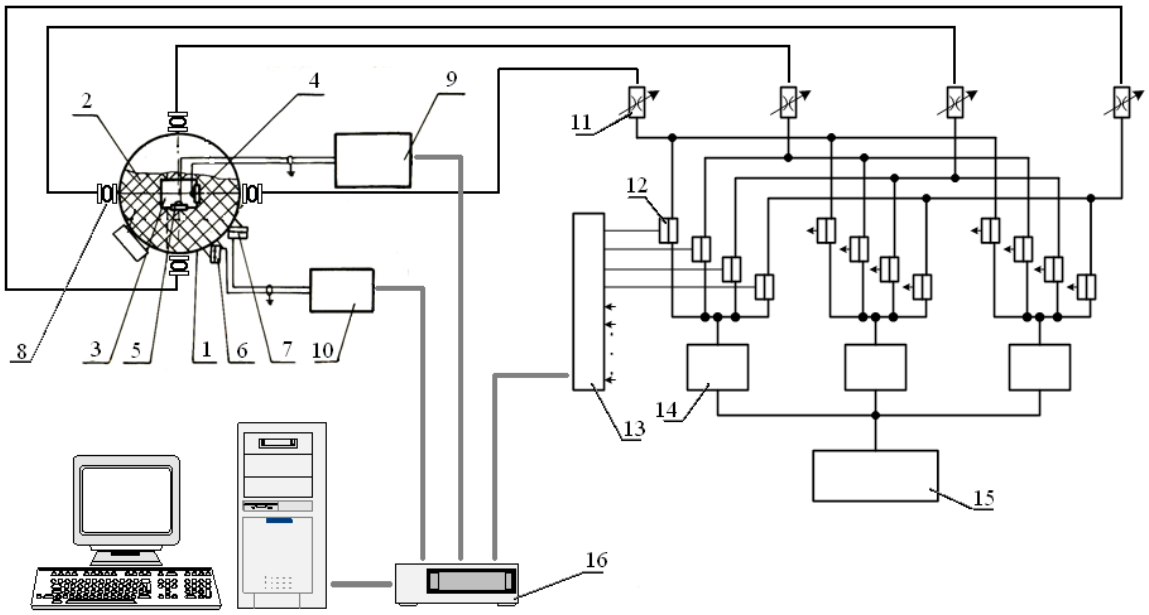


Рис. Схема контроля и управления траекторией колебаний и параметрами соударений инструментальной среды с деталью: 1 – контейнер; 2 – рабочая среда; 3 – обрабатываемая деталь; 4, 5 – датчики соударения; 6, 7 – датчики виброускорений; 8 – пневмоупругий элемент; 9, 10 – аппаратура усиления и согласования сигнала; 11 – регулируемый дроссель; 12 – электроклапан; 13 – блок мощных электрических ключей; 14 – регулятор давления; 15 – компрессор; 16 – микроконтроллерное устройство

Анализ информации и принятие решений возлагается на программное обеспечение ПК. В силу медлительности, по сравнению с возможностями вычислительной техники, происходящих в рассматриваемой вибросистеме процессов (T >5 мс), в качестве управляющего в реальном времени программного обеспечения можно использовать приложения операционной системы MS Windows.

Программное управление виброударной системой «деталь – инструментальная среда – станок» реализуется за счет переключения по алгоритму заранее установленных при настройке параметров обработки – давления воздуха в пневмоупругих элементах по координатам управления. При этом программное обеспечение с ПК через микроконтроллерное устройство 16 подает управляющие сигналы на блок мощных ключей 13, включая таким образом соответствующие электроклапаны 12, что позволяет изменить давление в пневмоупругих элементах 8. Состояние вибросистемы фиксируется датчиками соударения 4 и 5, а также датчиками виброускорений 6 и 7. Через аппаратуру согласования 9 и 10 аналоговый сигнал с датчиков поступает на АЦП микроконтроллера 16, который передает информацию в ПК. Таким образом осуществляется управление и контроль параметрами соударений. Экстремальное управление реализуется за счет пошагового поиска и удержания оптимальных параметров технологиче-

ской системы в зоне экстремальных значений посредством экстремального оптимизатора со встроенной логикой.

Применение системы оперативного управления и контроля процессом виброударного упрочнения позволяет добиться следующих технологических результатов: за счет управления траекторией колебаний, поджатия, стабильность периодических соударений пограничного слоя вибрирующей рабочей среды на всех участках поверхности упрочняемой детали от такта к такту повышается; равномерность распределения импульса силы периодических соударений по всей поверхности детали сложной формы в поперечном и продольном сечениях также повышается; увеличивается массовый съем металла; снижается высотный параметр шероховатости; повышаются величина и глубина остаточных напряжений и наклепа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Копылов, Ю.Р. Виброударное упрочнение / Ю.Р. Копылов. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, 1999. 386 с.

2. А. с. №975351 СССР, МПК^5 В 24 В 31/06. Виброобрабатывающий станок с программным управлением / Копылов Ю.Р. №3227879; заявл. 23.12.80; опубл. 23.11.82, Бюл. №43.

3. Копылов, Ю.Р. Управление обрабатывающими свойствами виброупрочняющей рабочей среды / Ю.Р. Копылов // Изв. вузов СССР. Машиностроение. 1987. №4.

4. Копылов, Ю.Р. Управление процессом виброударного упрочнения деталей сложной формы / Ю.Р. Копылов // Изв. вузов СССР. Машиностроение. 1989. №7.

5. Копылов, Ю.Р. Управление процессом виброударного упрочнения / Ю.Р. Копылов // Совершенствование и развитие отделочно-зачистной, финишной и поверхностно-пластической обработки деталей: тез. докл. конф. Винница, 1992.

УДК 621.658.011.56: 621.787

Ю.Р. Копылов

Воронежский государственный технический университет

Е.П. Гордиенко

Московский государственный университет путей сообщения (Воронежский филиал)

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ВИБРОУДАРНОГО УПРОЧНЕНИЯ МЕТОДОМ АДРЕСАЦИИ НА ОСНОВЕ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОДИРОВАНИЯ

Рассматривается проблема разработки системы автоматизированного проектирования технологий виброударного упрочнения крупногабаритных деталей сложной формы с закреплением методом адресации на основе конструкторско-технологического классификатора и кодирования.

В условиях современного высокотехнологичного производства применение различных методов отделочно-упрочняющей обработки деталей поверхностным пластическим деформирование (ППД) становится все более востребованным. Например, для авиатехники характерно наличие высоконагруженных деталей и узлов, надежность и долговечность которых в значительной мере определяет ресурс работы и надежность всего изделия. Указанные детали в зависимости от типа изделия и его назначения имеют различные конструктивные формы и размеры, изготавливаются из различных материалов – конструкционные легированные стали, алюминиевые, титановые сплавы, жаропрочные и нержавеющие стали.

К качеству поверхности предъявляются высокие требования, обусловленные тяжелыми условиями эксплуатации. Применение технологических процессов отделочно-упрочняющей виброударной обработки обеспечивает равномерное снижение высотных параметров шероховатости, сглаживание формы профиля микронеровностей, формирование в поверхностном слое сжимающих остаточных напряжений, образование наклепа, снятие заусенцев и скругление острых кромок без применения ручного труда на финишных операциях [1].

Общими отличительными особенностями деталей, подвергающихся виброударной обработке, являются: сложная форма, большие размеры (крупногабаритные), большая длина (длинномерные), ограниченная жесткость, недоступное расположение обрабатываемых поверхностей для лезвийного и абразивного инструмента.

В последнее время появляются работы по автоматизированному проектированию технологий виброударного упрочнения: в частности, по автоматизации процесса

конструкторско-технологической классификации деталей с использованием нейронных сетей [2], автоматизации процедуры классификации деталей в интегрированных САПР с использованием нейронных сетей [3], применения САПР «COSMOS Flo Works» для моделирования процессов динамических методов поверхностного пластического деформирования [4] и др.

Несмотря на очевидные преимущества применения методов ППД, широкому внедрению виброударных методик обработки поверхностей препятствует несколько аспектов: не завершена разработка теоретических основ методов ППД; несовершенство оборудования и инструмента; ограниченные возможности по управлению процессом; недостаток технологических рекомендаций и унифицированных решений.

Кроме того, внедрение упрочняющих технологий требует соответствующих подготовительных работ: определения номенклатуры упрочняемых деталей, выбора эффективных методов упрочнения, разработки комплексной технологии упрочнения, опытной отработки технологии, приобретения или разработки и изготовления оборудования, оснастки, инструмента и средств контроля и др. Для виброударной обработки с большим количеством переменных факторов характерной является необходимость экспериментальной проверки конкретных условий её применения для различных операций, а в ряде случаев и для различных типов деталей. В этом случае оптимальный вариант выбирается исходя из соображений экономического характера и возможностей предприятия.

Наибольший эффект от применения виброударных технологий может быть получен при применении автоматизированных методов проектирования технологических процессов, когда параметры виброобработки учитывают действующие нагрузки и условия эксплуатации изделий.

Для формализации проектирования технологического процесса виброударной обработки необходимой является разработка методики классификации и кодирования деталей. На основе анализа конструктивно-технологических особенностей деталей, подвергающихся виброударной обработке, разработана классификационная схема (рис. 1). Классификатор используется в системе автоматизированной подготовки технологического процесса виброударной обработки деталей на основе базы знаний о типовых технологических производственных процессах.

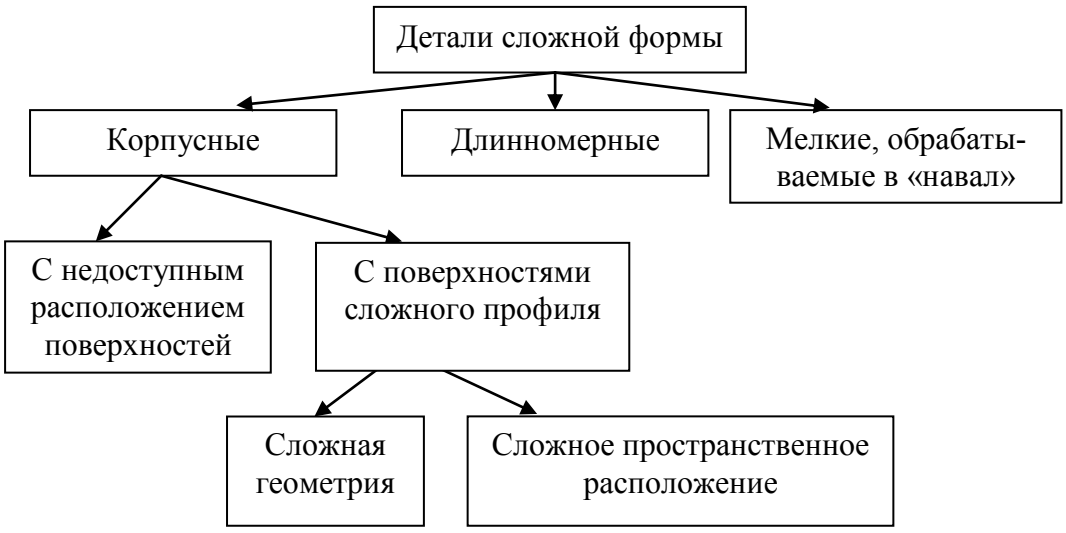


Рис. 1. Классификационная схема деталей сложной формы, подвергающихся виброударной обработке

Вибрационная обработка относится к классу безразмерных видов обработки. Предлагается в шестиразрядном коде по признакам метода финишной обработки виброабразивную зачистку кодировать буквой «Ш», виброударное упрочнение предлагается кодировать буквой «У».

При технологическом кодировании по признакам вибрационной обработки необходимо рассматривать две группы параметров: параметры, связанные с состоянием материала детали (заготовки); геометрические показатели.

Виброударная обработка является отделочно-упрочняющей операцией. Инструментальное воздействие производится только на поверхностный слой материала, поэтому требования к детали по точности размеров, формы, взаимного расположения поверхностей должны быть обеспечены на предыдущих операциях, т.к. уточнения по этим показателям качества при виброобработке не происходит.

В основу формирования технологического кода по признакам виброударной обработки предлагаются следующие параметры:

7 8 9 10 11 12 13 14 ← (номера разрядов в технологическом коде),

X X X X X X X X

где 7 – среднеарифметическое отклонение профиля микронеровностей Ra, вид заготовки перед виброударной обработкой; 8 – сжимающие остаточные напряжения первого рода σ_{-o}; 9 – степень наклепа HU; 10 – глубина их формирования h_σ; 11 – глубина подслойного максимума сжимающих остаточных напряжений; 12 – нормируемый вид

отклонений формы и расположения поверхностей; 13 – степень точности на отклонения формы и расположения поверхностей; 14 – характеристика массы.

Пример 1. Определим конструкторский код силовой законцовки лонжерона крыла (рис. 2, а), которая входит в 730000 класс классификатора ЕСКД – не тело вращения; 733000 подкласс – силовой крепежный кронштейн; в 733100 группу – без цапф с плоскими непараллельными поверхностями; в 733120 подгруппу – без фиксированных конструктивных элементов; в 733121 вид – без Т-образных пазов [5]. Конструкторский код силовой законцовки лонжерона крыла по классификатору ЕСКД 733121.

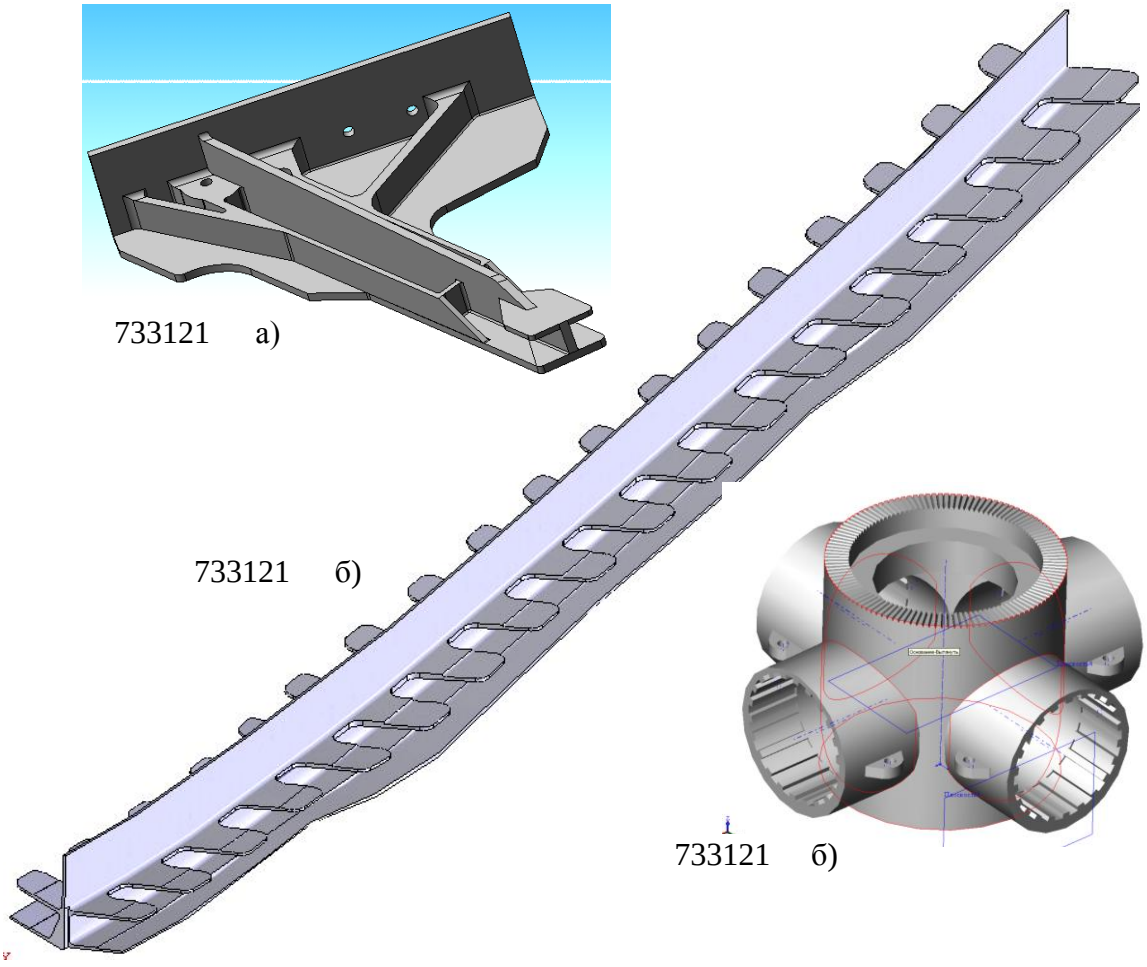


Рис. 2. Общий вид виброупрочняемых деталей: а – силовая законцовка лонжерона крыла Ил-62; б – стыковой пояс нервюры крыла Ил-96; в – втулка винта Ту-114

Определим шестиразрядную часть технологического кода по признакам метода обработки. Размеры: ширина 370 мм – код А; длина 750 мм – код Л; высота 135 мм – код 5. Группа материала: сплав на основе алюминия – код 46. Законцовка изготавливается фрезерованием – код 4. Шестиразрядный технологический код АЛ5464 [6]. Опре-

делим восьмиразрядную часть технологического кода по признакам обработки резанием. Вид исходной заготовки: горячее объемное прессование – код 28. Наружные поверхности имеют 8-й квалитет точности – код 4; внутренний ∅12Н6 JT8-й – код 5. Шероховатость наружной поверхности Ra 1,25 мкм – код 4. Нормируемые отклонения: плоскостность, параллельность и перпендикулярность – код 4 (примем за основной). Плоскостность по V-й степени – код 5. Вид дополнительной обработки: без термообработки, с покрытием – код 1. Масса 17,3 кг – код Е. Восьмиразрядный технологический код 2845451Е. Полный четырнадцатизнаковый технологический код законцовки АЛ5464.2845451Е.

Пример 2. Конструкторский код стыкового пояса нервюры крыла (рис. 2, б) по классификатору ЕСКД 733121. Определим шестиразрядную часть технологического кода. Размеры: ширина 326 мм – код А; длина 5650 мм – код Н; высота 256 мм – код 8. Группа материала: сплав на основе алюминия – код 46. Деталь изготавливается фрезерованием – код 4. Шестиразрядный технологический код АН8464. Определим восьмиразрядную часть технологического кода. Вид исходной заготовки: горячее объемное прессование – код 28. Наружные поверхности имеют 9-й квалитет – код 3; внутренние ∅12Н6 8-й – код 5. Шероховатость наружной поверхности Ra 1,25 мкм – код 4. Нормируемые отклонения: плоскостность и перпендикулярность – код 5 (примем за основной). Плоскостность по V-й степени – код 5. Вид дополнительной обработки: без термообработки, с покрытием – код 1. Масса 176 кг – код М. Восьмиразрядный технологический код стыкового пояса нервюры 2835551М. Полный четырнадцатизнаковый технологический код стыкового пояса нервюры АН8464.2835551М.

Пример 3. Определим конструкторский код втулки винта (рис. 2, в), которая входит в 730000 класс классификатора ЕСКД – не тело вращения; 731000 подкласс – неразъемные корпусные детали; в 731300 группу – с плоской основной базой, с комбинированной наружной поверхностью; в 731340 подгруппу – с плоскими вспомогательными базами, с двумя и более базовыми отверстиями, параллельными основной базе; в 731344 вид – сквозными непараллельными базовыми отверстиями. Конструкторский код силовой втулки винта по классификатору ЕСКД 731344.

Определим шестиразрядную часть технологического кода. Размеры: ширина 560 мм – код В; длина 560 мм – код В; высота 420 мм – код Б. Группа материала: высоколегированная высокопрочная сталь на основе алюминия – код 21. Втулка изго-

тавливается механической обработкой – код 4. Шестиразрядный технологический код ВВБ214.

Определим восьмиразрядную часть технологического кода. Вид исходной заготовки: горячая объемная штамповка калиброванная – код 24. Наружные поверхности имеют 7-й квалитет – код 4; внутренние 6-й – код 4. Минимальный высотный параметр – шероховатость поверхности Ra 0,32 мкм – код 5. Нормируемые отклонения: плоскостность, перпендикулярность, соосность, круглость и цилиндричность – код Е (примем за основной). Отклонения формы и расположения поверхностей по V-й степени – код 5. Вид дополнительной обработки: термообработка с упрочнением после механической обработки без покрытия – код 8. Масса 48 кг – код И. Восьмиразрядный технологический код втулки винта 2444Е58И. Полный четырнадцатизнаковый технологический код втулки винта ВВБ214.2444Е58И.

Шестиразрядные коды виброабразивной обработки будут иметь значения: законцовки лонжерона АЛ546Ш; стыкового пояса нервюры АН846Ш; втулки винта ВВБ21Ш. Восьмиразрядные технологические коды виброударного упрочнения будут иметь значения: законцовки лонжерона АЛ546У; стыкового пояса нервюры АН846У; втулки винта ВВБ21У.

Метод адресации является развитием метода аналога, предусматривает использование компьютеров и основывается на автоматизированном поиске ранее разработанной технологии виброударного упрочнения из баз данных компьютера. Упрочняемую деталь относят к определенной классификационной группе, ей присваиваются конструкторский и технологический коды. Эти коды являются адресом для автоматизированного поиска в базе данных компьютера или базе национального и международного банка технологий. Возможны несколько вариантов: полное совпадение найденных технологий с требованиями к разрабатываемой технологии и частичное совпадение. В последнем случае найденные технологии корректируются по составу переходов и по режимам обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Копылов, Ю.Р. Виброударное упрочнение / Ю.Р. Копылов. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, 1999. 386 с.

2. Жога, В.Л. Автоматизация процесса конструкторско-технологической классификации деталей с использованием нейронных сетей / В.И. Аверченков, В.Л. Жога //

Практика и перспектива применения ИПИ-технологий в производстве: тр. науч. конф. Ульяновск, 2004. С. 83–87.

3. Жога, В.Л. Автоматизация процедуры классификации деталей в интегрированных САПР с использованием нейронных сетей: дис. … канд. техн. наук: 05.13.12 / Жога В.Л. Брянск, 2005. 177 с.

4. Гепта, Д.П. Применение САПР «COSMOS Flo Works» для моделирования процессов динамических методов поверхностного пластического деформирования // Вопросы виброобработки. 2009. Ч. 1. С. 45–48.

5. Классификатор ЕСКД. Класс 73. М.: Изд-во стандартов, 1986. 51 с.

6. Технологический классификатор деталей машиностроения и приборостроения. М.: Изд-во стандартов, 1988. 267 с.

УДК 534.1: 621.787: 621:658.011.56

Ю.Р. Копылов

Воронежский государственный технический университет

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ВИБРОУДАРНОГО УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Обсуждается проблема разработки системы автоматизированного проектирования технологий виброударного упрочнения деталей методом адресации и синтеза на основе компьютерного моделирования процесса.

Актуальность проблемы. В авиационном производстве детали типа стоек и балок шасси, лонжеронов детали ракетной техники типа корпусов, крыльчаток осевых и центробежных компрессоров и турбин и другие детали турбонасосных агрегатов проектируются с ограничением по массе эксплуатируются при больших нагрузках, поэтому нуждаются в упрочнении. Из-за сложной формы деталей, а в ряде случаев и недоступного расположения поверхностей для закрепленных лезвийных и абразивных инструментов, их упрочнение осуществляется струйными или вибрирующими инструментальными средами, состоящими из абразивных или стальных частиц. Отсутствие кинематических связей частиц инструментальных сред с поверхностями детали обусловливает уникальные возможности упрочнения деталей любой сложной формы, однако вызывает проблемы равномерного формирования поверхностного слоя или формирования поверхностного слоя с требуемой закономерностью в соответствии с распределением эксплуатационных нагрузок на различных участках. Невыполнение этих

условий снижает усталостную прочность изделий. В условиях отсутствия системных баз знаний и баз данных о типовых технологиях-аналогах проектирование технологических процессов виброабразивной обработки и виброударного упрочнения деталей затруднено. В этой связи создание системы автоматизированного проектирования технологий виброударного упрочнения деталей методом адресации и методом синтеза является актуальной задачей.

Постановка задачи. Для автоматизированного проектирования технологий виброударной обработки методом адресации необходимо разработать и внедрить систему классификации и конструкторско-технологического кодирования деталей; создать на предприятиях базы данных типовых технологий виброударной обработки деталей сложной формы, а в отрасли создать банк типовых технологий; разработать электронные поисковики типовых технологий-аналогов и электронный документооборот.

Для автоматизированного проектирования технологий виброударной обработки методом синтеза необходимо разработать достоверный метод компьютерного моделирования процесса на различных участках детали; помимо банка типовых технологий необходимо разработать банк знаний, который должен содержать необходимые расчетные методы для численного обоснования принятия технологических решений при проектировании технологических процессов и конструкторских решений при проектировании вибростанков.

Интерфейсы должны быть адаптированы к уровню знаний инженеров-технологов и конструкторов, не содержать процедур составления и выбора метода решений уравнений, все построения геометрических моделей, динамических и расчетных схем технологических систем должны выполняться в масштабе; при моделировании должны учитываться форма и расположение поверхностей детали, контейнера и оснастки, физико-механические свойства материала и параметры качества поверхности деталей.

Для оценки процесса виброударной обработки, помимо осредненных показателей параметров качества, должно использоваться посплайновое распределение параметров качества с определением координат расположения недостаточно упрочненных участков деталей. Осредненная оценка не дает правдоподобной информации о распределении параметров качества поверхностного слоя, а значит, не гарантирует несущую способность интенсивно нагруженных деталей. Для обеспечения равнопрочности и максимальной несущей способности указанного типа деталей необходимо, чтобы формирование параметров качества поверхностного слоя соответствовало закономерности

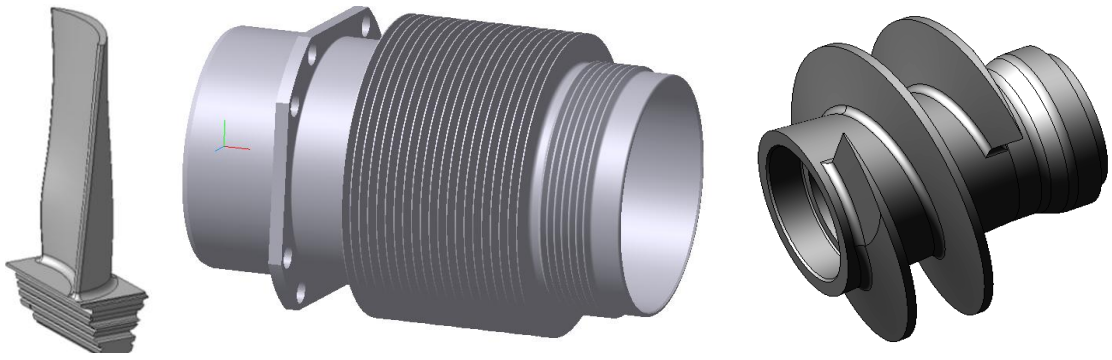
распределения эксплуатационных нагрузок. Например, если на нижнем поясе лонжерона действуют растягивающие эксплуатационные напряжения и сформированы растягивающие технологические остаточные напряжения, то они суммируются и повышают действующие эквивалентные напряжения, что приводит к преждевременному усталостному разрушению детали. Необходимо либо увеличить площадь сечения нижнего пояса лонжерона, либо надежно сформировать с внешней стороны поверхностного слоя нижнего пояса стабильные сжимающие остаточные напряжения, с подслойным максимумом. В этом случае часть действующих растягивающих эксплуатационных напряжений будет компенсироваться сжимающими технологическими остаточными напряжениями, созданными при упрочнении детали, в результате действующая эквивалентная нагрузка уменьшится. В результате этого можно либо не увеличивать площадь сечения детали, при сохранении прежнего ресурса и надежности изделия, либо повысить допустимый ресурс его работы.

Метод адресации предусматривает использование для автоматизированного нахождения технологических процессов-аналогов конструкторского и технологического кодов деталей. Деталь, на которую разрабатывается технология, по конструктивным и технологическим признакам относят к определенной классификационной группе с присвоением кодов. По ним из базы данных или банков технологий выбирается типовая технология-аналог, которая оперативно адаптируется для соответствующих условий производства. При автоматизированном проектировании технолог пользуется обширной компьютерной базой данных, для пользования которой требуется кодирование деталей. Это сокращает время поиска технологий. Рассмотрим примеры кодирования деталей.

Лопатка турбины (рис., а) входит в 740000 класс и 744000 подкласс, т.к. эта деталь – не тело вращения аэрогидродинамического типа; 744300 группу – лопатка с рабочей частью переменного профиля; 744340 подгруппу – с зубчиковым хвостовиком; 744341 вид – без бандажной полки. Конструкторский код лопатки турбины 744341 [1]. Определим технологический код [2]. Размерные параметры лопатки: ширина 32 мм – код 2; длина 60 мм – код 3; высота 140 мм – 5. Материал: жаропрочная высоколегированная сталь ХН35ВТ – код 21. Лопатка изготавливается резанием – код 4. Шестизначковый технологический код по признакам обработки 235214. Определим восьмизначковую часть технологического кода по признакам обработки резанием [2]. Вид исходной заготовки: горячая объемная штамповка калиброванная – код 25. Квалитет точности

наружной поверхности IT8 – код 4, внутренних поверхностей нет – код 0. Шероховатость Ra 0,32 мкм – код 5. Нормируется параллельность зубчиковых поверхностей – код 4 (примем за основной). Допуску параллельности поверхностей 0,020 мм соответствует VIII степень точности – код 4. Вид дополнительной обработки: термообработка и покрытие – код 2. Масса лопатки 0,6 кг – код 9. Восьмизнаковый технологический код лопатки по признакам обработки резанием 25404429. Полный технологический код 235214.25404429. Конструкторско-технологический код лопатки турбины 744341.235214.25404429.

Гильза цилиндра (рис., б) – корпусная деталь – 730000 класс; без поверхности разъема – 731000 подкласс; с плоской основной базой, с наружной поверхностью комбинированной – 731300 группа; с плоской вспомогательной базой – 731320 подгруппа; со сквозным базовым отверстием, с ребрами охлаждения на наружной поверхности – 731324 вид. Конструкторский код 731324 [1].



а) б) в)

Рис. Лопатка (а) газотурбинного авиационного двигателя; гильза цилиндра (б) поршневого авиационного двигателя; шнек (в) осевой подачи топливного компонента турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя

Определим шестизнаковый код основных технологических признаков [2]. Размеры: наружный диаметр 139 мм – код В; ширина 200 мм – код Е; внутренний диаметр 96 мм – код Б. Материал: сталь жаропрочная, износостойкая 38Х2МЮА – код 21. По методу изготовления резанием – код 4. Код основных технологических признаков ВЕБ214. Определим технологический код по признакам обработки резанием [2]. Заготовка изготовлена объемной штамповкой – код 24 . Квалитет наружной поверхности 10-й – код 3, внутренней 6-й – код 4. Нормирование круглости и цилиндричности – код 2. Допуск круглости 0,005 мм на ∅105 мм соответствует V степени – код 5. Термообработка HRCэ с азотированием – код 7. Масса 2,36 кг – код Б. Технологический код по

признакам обработки резанием 2434257Б. Полный технологический код ВЕБ214.2434257Б. Конструкторско-технологический код гильзы цилиндра ВЕБ214.2434257Б.

Винт шнековый (рис., в) относится к 750000 классу, который включает тела вращения и не тела вращения; 751000 подклассу, включающему в себя винты шнековые и др.; 751700 группе – винты шнековые однозаходные; 751710 подгруппе – винты шнековые постоянного диаметра; 751713 виду – винты шнековые с постоянным шагом [1]. Конструкторский код винта 751713. Определим технологический код [2]. Габаритные размеры винта шнекового: наружный диаметр ∅68h9 мм – код 9; длина 63h10 мм – код Б; внутренний диаметр ∅26Н6 мм – 6. Материал: сталь легированная коррозионно-стойкая 07Х18Н10Т – код 21. Шнек изготавливается механической обработкой резанием – код 4. Шестизнаковый технологический код шнека 9Б6214. Определим восьмизнаковую часть технологического кода. Исходная заготовка: горячая объемная штамповка калиброванная – код 25. Квалитет точности наружной поверхности IT9 – код 3, внутренней IT6 – код 4. Шероховатость Ra 0,63 мкм – код 4. Нормируется радиальное биение ∅68h9 мм – код 8 (принят за основной). Допуску радиального биения 0,016 мкм соответствует V степень точности – код 5. Вид дополнительной обработки: закалка ТВЧ HRCэ 50-55 – код 6. Масса 2,67 кг – код В. Восьмизнаковый технологический код по признакам обработки резанием 2524А569. Полный технологический код 9Б6214.2534856В. Конструкторско-технологический код винта шнекового 751713.9Б6214.2534856В.

Метод синтеза применяется при отсутствии требуемой типовой или унифицированной технологии-аналога в двух вариантах: с использованием прототипов и без прототипов в связи с новизной решаемой задачи. При частичном использовании прототипов проектирование технологических процессов методом синтеза выполняется с использованием базы данных о процессах, близких к аналогам, а также с использованием расчетных методов и опыта производства. Отличие от метода адресации состоит в том, что у прототипа отсутствует полный состав операций. В этой связи необходимо синтезировать маршрут и структуру операций, состав переходов и др. При отсутствии прототипов проектирование технологических процессов методом синтеза выполняется с численным обоснованием принимаемых технологических и технических решений, оптимизация этих решений осуществляется посредством математического моделирования.

В практике автоматизированного проектирования технологических процессов изготовления деталей существует несколько разновидностей метода синтеза [3]. Для каждого конструктивного элемента детали разрабатывается несколько вариантов рациональных унифицированных маршрутов обработки. Исходной информацией для проектирования являются общие сведения о детали, конструктивно-технологический код детали, а также коды ее элементарных поверхностей и сочетаний поверхностей, информация об их размерных связях. Первой проектной процедурой является выбор для каждой элементарной поверхности детали одного или нескольких вариантов унифицированного маршрута ее обработки, близких по предварительным оценкам к оптимальным, для заданных условий производства. В результате формируется состав переходов размерной обработки поверхностей детали, путем преобразования и оптимизации которого производится автоматизированное проектирование процесса, содержащее следующие этапы. На первом этапе проектируется принципиальная схема технологического процесса, которая характеризуется методами и последовательностью обработки поверхностей детали. На втором этапе формируется технологический маршрут обработки (изготовления) детали. Здесь определяются состав и последовательность операций, назначаются технологические базы, устанавливается тип оборудования. На третьем этапе проектируется операционная технология: уточняется состав переходов и структура операций, рассчитываются припуски, режимы обработки каждого перехода всех операций, назначается оборудование, приспособления, режущий и измерительный инструмент, выполняется нормирование операций, оформляется технологическая документация. Для определения режимов виброударного упрочнения применяется квазитрехмерное компьютерное моделирования с определением посплайновым распределением параметров упрочнения на различных участках деталей для каждого перехода всех операций [4]. На четвертом этапе определяются параметры вибростанка и оснастки, которые способны обеспечить реализацию расчетных режимов упрочнения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Классификатор ЕСКД. Класс 73. М.: Изд-во стандартов, 1986. 51 с.

2. Технологический классификатор деталей машиностроения и приборостроения. М.: Изд-во стандартов, 1988. 267 с.

3. Копылов, Ю.Р. Виброударное упрочнение / Ю.Р. Копылов. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, 1999. 386 с.

4. Копылов, Ю.Р. Математическое моделирование процесса виброударного упрочнения деталей сложной формы // Ю.Р. Копылов // Упрочняющие технологии и покрытия. 2005. № 11. С. 3–8.

УДК 534.1. УДК 621.001.57; УДК 621.787

Ю.Р. Копылов, А.Ю. Копылов

Воронежский государственный технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ И ТЕХНОЛОГИИ ВИБРОУДАРНОГО УПРОЧНЕНИЯ С УЧЕТОМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК

Рассматривается способ посплайнового моделирования динамики процесса виброударного упрочнения и формирования качества поверхностного слоя при поверхностном упругопластическом упрочнении деталей, спроектированных с ограничением по массе, в соответствии с закономерностью распределения эксплуатационных нагрузок. Способ позволяет прогнозировать координаты расположения недостаточно упрочненных участков детали, оценивать эффективность технологических средств повышения равнопрочности упрочнения различных участков деталей.

Актуальность проблемы. В авиационном производстве и производстве космической техники детали типа стоек и балок шасси, шпангоутов, корпусов, осевых и центробежных крыльчаток турбонасосных агрегатов проектируются с ограничением по массе и эксплуатируются при больших нагрузках, поэтому нуждаются в упрочнении. В ряде случаев из-за сложной формы деталей и недоступного расположения поверхностей для закрепленных инструментов их упрочнение осуществляется струйными или вибрирующими инструментальными средами, состоящими из абразивных или стальных частиц. При упрочнении деталь закрепляется в контейнере. Отсутствие кинематических связей частиц инструментальных сред с поверхностями детали обусловливает уникальные возможности упрочнения деталей любой сложной формы, однако вызывает проблемы равномерного формирования поверхностного слоя или формирования поверхностного слоя с требуемой закономерностью в соответствии с распределением эксплуатационных нагрузок на различных участках. Невыполнение этих условий снижает усталостную прочность и долговечность изделий.

Для контроля и измерений параметров качества поверхностного слоя при виброударном упрочнении деталей сложной формы в настоящее время используются осредненные показатели параметров качества по образцам-свидетелям, которые закрепляются

на оснастке. Осредненная оценка не дает правдоподобной информации о распределении параметров качества поверхностного слоя, а значит, не гарантирует несущую способность интенсивно нагруженных деталей. Конструкторам для обеспечения надежности приходится увеличивать предельные отклонения размеров, затрачивать дополнительное время и средства на экспериментальную проверку принятых решений. Это не гарантирует повышения усталостной прочности, приводит к увеличению массы деталей, увеличению сроков и трудоемкости экспериментальной отработки технологий.

Постановка задачи. Для обеспечения равнопрочности и (или) максимальной несущей способности указанного типа деталей необходимо, чтобы формирование параметров качества поверхностного слоя соответствовало закономерности распределения эксплуатационных нагрузок на произвольно выбранном участке детали. Помимо этого необходимо знать посплайновое распределение энергосиловых параметров периодических соударений вибрирующей инструментальной среды с произвольным участком упрочняемой детали. Исходной информацией для проектирования технологии и расчета закономерности распределения параметров качества являются эпюры действующих на деталь эксплуатационных нагрузок. Если на нижнем поясе консольной балки действуют растягивающие эксплуатационные напряжения и сформированы растягивающие технологические остаточные напряжения, то они суммируются и повышают действующие эквивалентные напряжения, что приводит к преждевременному усталостному разрушению балки. Необходимо сформировать с внешней стороны поверхностного слоя нижнего пояса стабильные сжимающие остаточные напряжения. В этом случае часть действующих растягивающих эксплуатационных напряжений будет компенсироваться сжимающими технологическими остаточными напряжениями, созданными при упрочнении детали, в результате действующая эквивалентная нагрузка уменьшится. В результате этого можно снизить площадь сечения детали (снизить массу), при сохранении прежнего ресурса и надежности изделия.

Методика моделирования динамики процесса состоит в следующем. Строится 3D-геометрическая модель технологической системы и необходимые сечения. Контуры детали и контейнера разбиваются на сплайны, площади сечений – на ячейки (рис. 1). Сечение на 70–80% заполняется частицами инструментальной среды. Все геометрические построения выполняются в масштабе. Различные участки детали и контейнера совершают разные амплитуды и траектории колебаний. Поэтому сплайнам детали и контейнера, объединенным в группы, задаются соответствующие амплитуды колеба-

ний по двум координатам, а также частота колебаний. Формируются начальные условия проектирования: физико-механические свойства материала детали, исходные значения шероховатости, наклепа и остаточных напряжений. Размеры, форма и расположение поверхностей задаются при построении сечений детали и контейнера с погрешностью одного сплайна (длина сплайна 1,5–2,0 мм) и ограничиваются только вычислительными возможностями ПЭВМ.

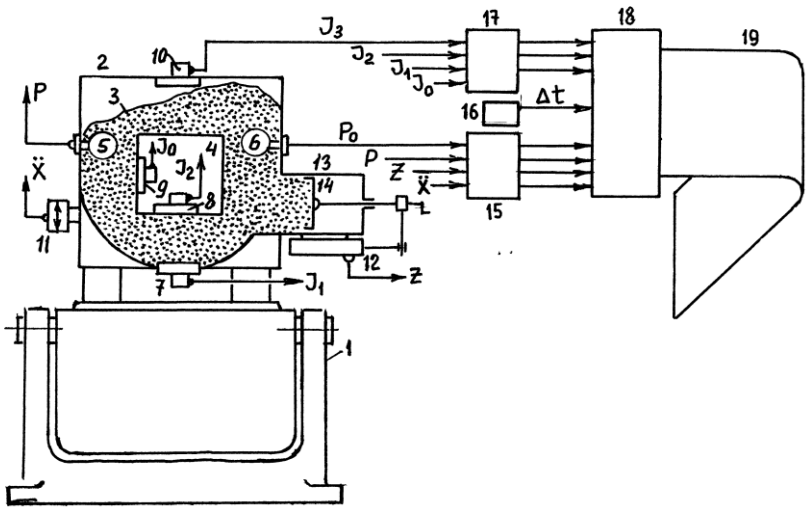


Рис. 1. Схема исследования точности моделирования: 1– вибростенд; 2 – контейнер; 3 – инструментальная среда; 4 – макет детали; 5,6 – датчики давления; 7–10 – датчики импульсов сил соударений; 11 – датчик виброускорений; 12 – датчик поджатия; 13,14 – цилиндр и поршень; 15 – виброизмерительный прибор; 16 – отметчик времени; 17 – тензоусилитель; 18 – осциллограф; 19 – носитель информации

Для всех сплайнов, ячеек и частиц в каждом сечении вычисляются:

– перемещения в конечно малые интервалы времени (t <0,001T);

– импульс силы и энергия периодических соударений j-го сплайна детали с i-ми частицами:

$$J_{\tau_{ij}} = \frac{2m_{\text{ч}_{ij}}((A_{\text{д}_j} + A_{\text{ч}_{ij}})\omega\cos\varepsilon_{\tau ij})}{0,5 - \dot{\psi}(T) - \dot{\psi}(0,5T) - 2/(1-R)}; \; \Theta_{\tau_{ij}} = \frac{2m_{\text{ч}_{ij}}((A_{\text{д}_j} + A_{\text{ч}_{ij}})\omega\cos\varepsilon_{\tau ij})^2}{0,5 - \dot{\psi}(T) - \dot{\psi}(0,5T) - 2/(1-R_\gamma^2)}; \quad (1, 2)$$

– фазовый угол соударения j-го сплайна детали с i-ми частицами

$$\varepsilon_{12} \cong \arcsin\frac{\delta_{12}(\gamma, r)}{2A\sqrt{1-\Phi\omega}} - \operatorname{arctg}\Phi\omega + \pi, \quad (3)$$

где Ф – функция относительных колебаний группы шариков;

$$\Phi(T) = \frac{\psi(T) + \psi(0,5T) - \psi(0,25T)}{0,5 - \dot{\psi}(T) - \dot{\psi}(0,5T) - 2/(R+1)}; \quad (4)$$

$\psi(t)$ – функция собственных колебаний соударяющейся группы шариков;

$$\psi(t)=\frac{e^{-ht}\sin\omega_o(\gamma,\mathrm{r})t+e^{-h(T-t)}\sin\omega_o(\gamma,\mathrm{r})(T-t)}{\omega_o(\gamma,r)\cdot\left(1-2e^{-hT}\cos\omega_o(\gamma,r)t+e^{-2hT}\right)}. \qquad (5)$$

Масса соударяющейся группы частиц с поверхностью детали

$$m_2=m_{\text{ш}}+\frac{\rho_{\text{ж}}D_{\text{ш}}^2V_\tau(\gamma,r)\tau}{g\left(K_s(\gamma,r)-1\right)}+\frac{4V_\tau(\gamma,r)\tau^2\left(G(\gamma,r)\tau+\alpha(\gamma,r)\right)}{RD\left(K_s(\gamma,r)-1\right)}, \qquad (6)$$

где $m_{\text{ш}}$, $D_{\text{ш}}$ – масса и диаметр шарика; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости; V_τ – скорость и угол соударения; r – радиус детали.

Теоретические зависимости ε_2 и J_2 от вертикальной составляющей амплитуды виброускорений $\ddot{X}$, представлены на рис. 2, а и 3, а; экспериментальные значения ε_2 и J_2, полученные на электродинамическом вибростенде ВЭДС-100 (рис. 1), представлены на рис. 2, б и 3, б.

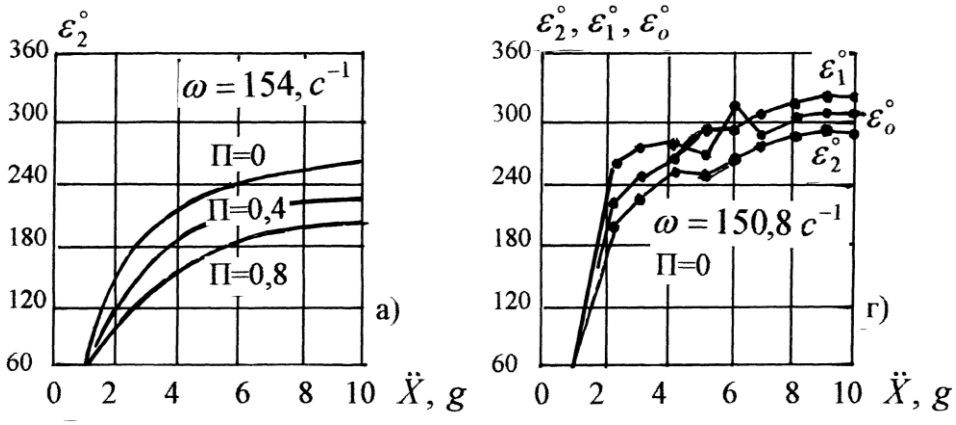


Рис. 2. Теоретические (а) и экспериментальные (б) зависимости ε_2 от амплитуды виброускорений $\ddot{X}$, при фиксированных частотах колебаний ω

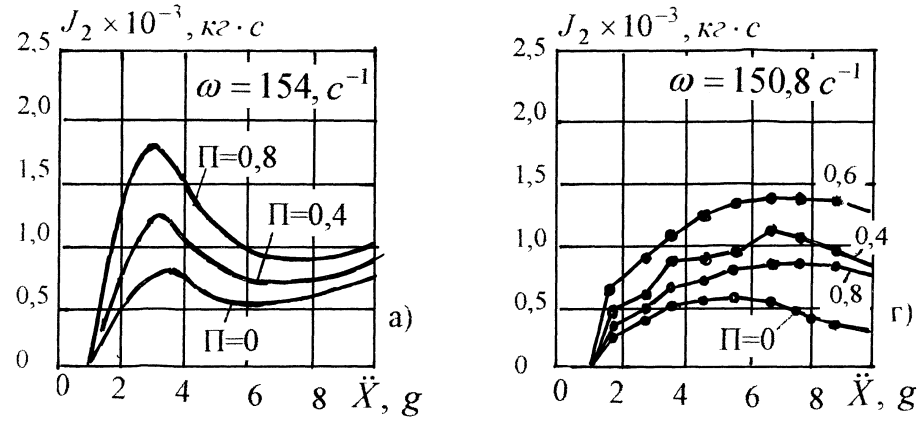


Рис. 3. Теоретические (а) и экспериментальные (б) зависимости импульса силы соударений инструмента с деталью J_2 от виброускорений $\ddot{X}$ при ω=const

Фазовый угол ε_o, измеренный по горизонтальной координате Y, занимает промежуточные значения между ε_1 и ε_2. Разница между ε_1 и ε_2 с увеличением $\ddot{X} = 8-10\text{g}$ достигает $\Delta\varepsilon_{12} = 40-100^{\text{o}}$. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов $\varepsilon_2(\ddot{x})$ показывает их удовлетворительное совпадение. Теоретические значения ε_2 зависимости $\varepsilon_2(\ddot{X})$ ниже экспериментальных на 40–70%. Несовпадение теоретических и экспериментальных значений $J_2(\omega)$ достигает $\Delta J_2(\omega) = 30-60\%$.

Посплайновое формирование поверхностного слоя. Для каждого j-го сплайна детали вычисляются:

– среднеарифметическая высота микронеровностей, мкм:

$$Rz_j = Rz_{\text{исх}} - k_{\text{фд}} k_{\text{фт}} \sqrt{\frac{2\Theta_{\tau_{ij}}}{\pi \cdot HM_{\text{д}} D_{\text{ш}}}} \times Rz(N_\tau); \tag{7}$$

– величина формирования сжимающих остаточных напряжений первого рода, МПа:

$$\sigma_{-oj} = \text{k}_\sigma \left(\frac{\sqrt{\Theta_{\tau j} \cos \varepsilon_{\tau_{ij}})^2}}{(k_{rj}^*)^3 \text{НМ}\ \ \Phi_{\text{j}}(T)} \right)^{0,2} \cdot \left[k_{\nu E}\right]^{-\frac{4}{5}} \times \sigma_{-o}(N_\tau); \tag{8}$$

– глубина их формирования, мм:

$$h_{\sigma j} = 1,5 \sqrt[4]{\frac{32(\Theta_{\tau_{jk}} \cos\ \varepsilon_{\tau_{ij}}) D_{\text{ш}}}{\pi \cdot \text{НМ}}} \times h_\sigma(N_\tau); \tag{9}$$

– степень наклепа

$$\text{HU}_{\text{ij}} = k_{\text{HU}} k_r^{-1} \left(\frac{h_{y_{ij}}}{h_{o_{ij}}} \right) \sqrt[4]{\frac{32\ \ \Theta_{\tau_{ij}} \cos \varepsilon_{\tau_{ij}}}{\pi\ \cdot \text{НМ}_{\text{д}}\ \ D_{\text{ш}}^3}} \times \text{HU}(N\tau) \cdot 100\%, \tag{10}$$

где k_σ, k_{HU} – коэффициент, учитывающий склонность материала детали к упрочнению и наклепу; $\text{НМ}_{\text{д}}$ – динамическая твердость по Майеру; k_{rj} – приведенный радиус кривизны частицы и поверхности детали; $k_{\nu E}$ – приведенный коэффициент упругости материалов детали и частицы; h_y, h_{o} – глубина упругой и пластической составляющей отпечатка.

Результаты технологических исследований, полученные при численном решении уравнений (7)–(10), получили экспериментальную проверку, которая показала, что

относительная погрешность не превышает 37–43%. Погрешность при имитационном моделировании составляет 150–200% и более. Один из вариантов посплайнового распределения среднеарифметической высоты микронеровностей *Rz* в поперечном сечении детали представлен на рис. 4. При круговой траектории колебаний с амплитудой $A_x = A_y = 0,5$ см диапазон изменения Rz_{ij} составляет от 12,6 до 10,4 мкм, относительная погрешность сечения 19–23 %.

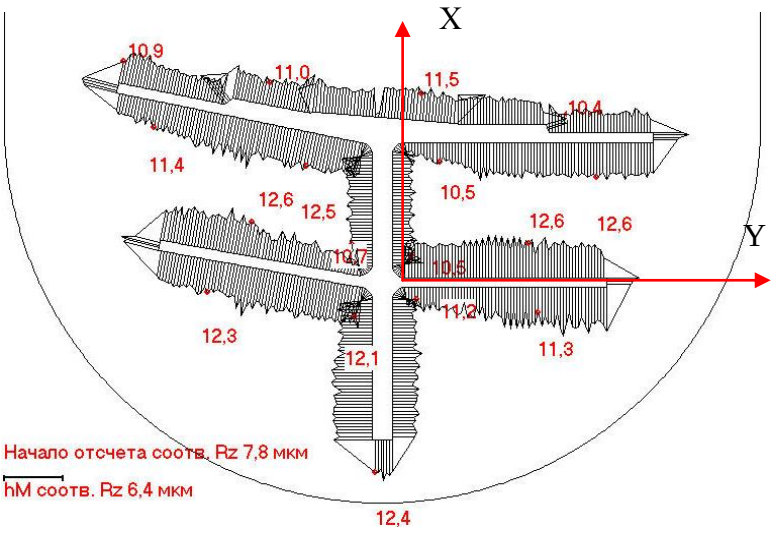


Рис. 4. Посплайновое распределение среднеарифметической высоты микронеровностей *Rz* в сечении X0Y стыкового пояса нервюры (A_x=A_y=0,5 см)

Интерфейс, адаптированный к квалификации инженеров – конструкторов и технологов, предусматривает графическое, цветовое и табличное отображение скоростных, энергетических и технологических параметров обработки для конечного множества сплайнов детали.

---

1. Копылов, Ю.Р. Виброударное упрочнение / Ю.Р. Копылов. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, 1999. 386 с.

2. Копылов, Ю.Р. Математическое моделирование процесса виброударного упрочнения деталей сложной формы / Ю.Р. Копылов // Упрочняющие технологии и покрытия. 2005. №11. С. 3–8.

УДК 621:658.011.56; 621.787

Ю.Р. Копылов, А.А. Лосев

Воронежский государственный технический университет

О НЕОБХОДИМОСТИ СОЗДАНИЯ БАНКА ЗНАНИЙ ДЛЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЙ ВИБРОУДАРНОГО УПРОЧНЕНИЯ

В настоящей статье обсуждается проблема формирования банка знаний, необходимых для проектирования технологических процессов механической обработки деталей методом синтеза на основе компьютерного моделирования.

Актуальность проблемы формирования банка знаний обусловливается тем, что при проектировании методом синтеза, из-за отсутствия технологий-аналогов, необходима разноплановая нормативная, справочная, расчетная и другая информация. Проектировщику-технологу приходится в поисках этой информации затрачивать значительное время. В настоящей работе рассматривается проблема формирования банка знаний, которые необходимы для проектирования технологических процессов механической обработки деталей методом синтеза на основе компьютерного моделирования.

Специфика процессов виброударного упрочнения, обусловленная недоступным расположением поверхностей деталей сложной формы для закрепленных инструментов, отсутствием кинематических связей частиц инструментальных сред с поверхностями детали, требует индивидуального подхода к проектированию технологий. В этой связи проектирование технологии виброударного упрочнения выполняется методом синтеза без технологии-аналога на основе компьютерного моделирования процесса.

Учитывая необходимость знаний по теории колебаний и виброударных систем, технологии машиностроения, компьютерного моделирования, для качественного проектирования технологии целесообразно пользоваться базой и (или) банком знаний, который включает в себя нормативную, справочную и технологическую информацию по всем этапам численного проектирования методом синтеза.

Характеристика структуры банка знаний. Учитывая узкоспециализированное назначение процессов виброабразивной обработки и виброударного упрочнения крупногабаритных деталей авиационного производства, банк знаний формируется из той информации, которая необходима для производства именно этих изделий. Условно разделим объем информации на уровни: технологические процессы изготовления изделий; технологические методы обработки различных поверхностей; физические явления и эффекты при обработке материалов; расчетные методы обоснования принятия технологи-

ческих решений по основным этапам проектирования технологических процессов (отработка на технологичность, численное обоснование методов обработки и др.).

Процедура получения информации из банка знаний. Принципиальное отличие банка технологических знаний от привычных источников информации (библиотеки, интернет, известные САПР ТП и т. д.) – способность выдавать технологу решения, которые хранятся в готовом виде и могут быть синтезированы проектировщиком результатов компьютерного моделирования динамики процесса. Процессор банка должен проводить согласованную обработку данных, имеющихся в программной среде и полученных в процессе диалога с пользователем. Для представления технологических знаний могут быть использованы обыкновенные и логические таблицы принятия решений, которые формируются в процессе работы с банком.

Требования, предъявляемые к функционированию банка знаний. Банк технологических знаний должен выдавать данные о современных материалах, используемых в отрасли машиностроения, о современном оборудовании, об инструменте и обрабатываемом им материале, о режимах виброударной обработки, о наличии всех ресурсов предприятия на текущий момент, о планах закупки оборудования, о ценах на инструмент, оборудование и материалы. Кроме того, банк должен быть интегрирован с PDM-системой предприятия и все спроектированные ТП должны храниться в единой базе технологических процессов, классифицируемой по конструкторско-технологическому коду. Когда на предприятии соберется большая база технологических процессов виброударной обработки, станет возможным проектирование более простым методом адресации. Это позволит создать еще более эффективную технологическую подготовку производства. Банки технологических знаний должны обеспечивать упорядоченную связь между базами данных предприятия (конструкторские, инструментальные, технологические, программные и т. д.). Банк знаний должен выдавать специализированные программные продукты для выполнения различных технологических расчетов (например, расчет режимов обработки).

Формулирование и форма запроса (банк, сеть, сотрудники, Интернет). Взаимодействие с банком может осуществляться в различных режимах: диалоговый режим (технолог сам выбирает технологическое решение из предлагаемых банком), автоматический режим (банк самостоятельно выбирает решение на основе указанных пользователем промежуточных параметров), автоматизированный режим (банк самостоятельно принимает логически обоснованные решения, опираясь только на требуемый пользователем результат), комбинированный режим (отдельные части технологического про-

цесса проектируются на разных режимах). При этом запрос информации, на основе которой банк будет выдавать решения, может осуществляться не только в пределах одного компьютера, но и в локальной сети предприятия. В Интернете можно запрашивать информацию о технологических решениях других предприятий. Главное, чтобы форма хранения и представления информации соответствовала определенным стандартам.

Электронный поисковик. Банк знаний должен обладать электронным поисковиком, который позволит технологу в упрощенном режиме находить любую информацию, необходимую для проектирования. т. е. технологу больше не придется тратить время (около 30% от общего времени проектирования ТП) на поиск справочной, нормативной, расчетной и другой информации в библиотеках, а за считанные минуты получить весь спектр только требуемых данных, исключая, таким образом, необходимость пересмотра лишней документации.

Электронный документооборот. Банк технологических знаний (БТЗ) должен взаимодействовать с CALS-системой предприятия, которая предполагает полностью электронный документооборот. Преимущества и технико-экономические показатели такого документооборота очевидны.

Сотрудники предприятия имеют разный доступ к документации. Все вопросы, связанные с формами допуска к документации в компьютерных сетях, должны относиться к CALS-системам. CALS-система предприятия позволяет устанавливать определенные права доступа всем пользователям сети. Технолог сможет разрабатывать и вносить изменения в технологические процессы, а с конструкторской документацией работать только в режиме просмотра. Конструктор, наоборот, будет иметь возможность создавать и вносить изменения в конструкторскую документацию, а технологическую документацию только просматривать и т. д.

Единое информационное пространство предприятия. Для более эффективного применения БТЗ на предприятии необходимо создать единое информационное пространство, в которое, кроме самого БТЗ, должны интегрироваться и другие компьютерные программы конструкторско-технологической подготовки производства (САПР), программы управления данными об изделиях (PDM), программы планирования потребностей предприятия (MRP), программы управления производственными ресурсами предприятия (MRP II), средства взаимодействия с клиентами (CRM) и др.

Визуализация. Банк технологических знаний – это компьютерная программа. И как любая компьютерная программа, банк знаний должен обладать интерфейсом, ко-

торый (учитывая огромный масштаб специализации такого предприятия) позволит технологу без труда пользоваться ресурсами банка.

Характеристика одного из вариантов банка знаний. Существуют различные способы организации банков знаний. Наиболее приемлемая из них уровневая, которая является обобщенной и применима во всех отраслях машиностроения. Если речь идет о проектировании технологий механической обработки, то можно структуру банка знаний организовать на основе алгоритма проектирования технологических процессов методом синтеза. Как правило, алгоритм содержит два основных этапа: 1) проектирование маршрутной технологии; 2) проектирование операционной технологии.

Структура модуля банка знаний проектирования маршрутной технологии:

– модуль анализа исходных данных, включающий в себя систему анализа конструкторской документации, сбора и анализа нормативной документации;

– модуль отработки изделия на технологичность, состоящий из системы качественной и количественной оценки технологичности;

– модуль оценки состояния заготовки перед виброабразивной обработкой и виброударным упрочнением;

– модуль формирования маршрута операций, состоящий из систем: выбора технологических баз, методов и определения последовательности обработки поверхностей; разработки вариантов маршрутной технологии; выбора маршрута обработки и оформления документации.

Структура модуля банка знаний проектирования операционной технологии:

– модуль выбора технического оснащения, который включает в себя систему выбора оборудования, упрочняющего инструмента, приспособлений, средств контроля и измерений;

– модуль формирования переходов и операций, содержащий систему определения структуры операций; систему расчета режимов виброабразивной обработки и виброударного упрочнения на основе компьютерного моделирования процессов;

– модуль расчета экономической эффективности, технического нормирования, формирования технологической документации.

---

1. Копылов, Ю.Р. Виброударное упрочнение / Ю.Р. Копылов. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, 1999. 386 с.

2. Жога, В.Л. Автоматизация процедуры классификации деталей в интегрированных САПР с использованием нейронных сетей: дис. … канд. техн. наук: 05.13.12 / Жога В.Л. Брянск, 2005. 177 с.

УДК 621:658.011.56:621.787

Ю.Р. Копылов, С.Ю. Копылов

Воронежский государственный технический университет

КОМПЬЮТЕРНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ВИБРОУДАРНОГО УПРОЧНЕНИЯ НА ОСНОВЕ КОДИРОВАНИЯ

Обсуждается проблема автоматизированного компьютерного проектирования технологий виброударного упрочнения крупногабаритных деталей с закреплением на основе кодирования деталей и технологий.

Актуальность компьютерного проектирования технологий виброударного упрочнения обусловливается высокой технико-экономической эффективностью автоматизированного проектирования; повышением вычислительных возможностей современной компьютерной техники; возможностью сокращения сроков проектирования и опытной отработки технологий. Сложная форма поверхностей крупногабаритных деталей авиационного производства, отсутствие кинематических связей между частицами инструментальной среды и поверхностью детали требует индивидуального подхода к проектированию технологий [1]. Проектирование основано на использовании метода групповой обработки деталей и организации группового производства. Для этого метода характерна высокая типизация технологических решений. Для реализации этого метода необходимо наличие базы данных унифицированных ТП, системы кодирования и поиска ТП. Схема проектирования показана на рисунке.

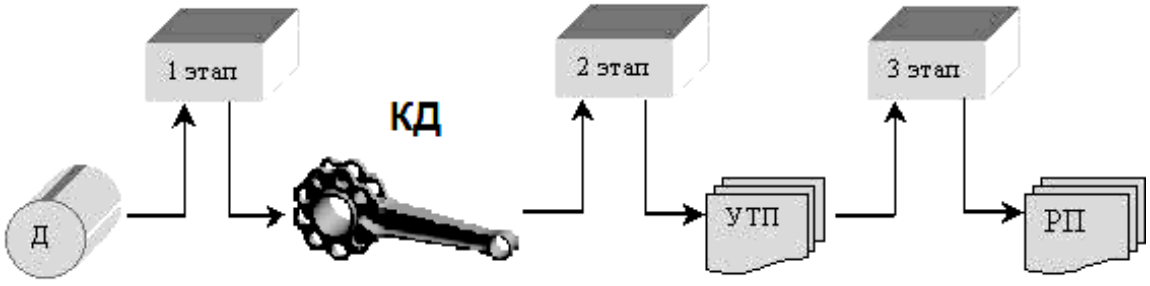


Рис. Схема компьютерного проектирования технологий виброударного упрочнения крупногабаритных деталей с закреплением на основе кодирования деталей и технологий:
Д – геометрическая 3D-модель детали; КД – комплексная виртуальная модель детали;
УТП – унифицированный технологический процесс;
РП – рабочий технологический процесс виброударного упрочнения

Модель *k*-й комплексной детали – это описание множества деталей, которые можно обработать по *k*-му унифицированному технологическому процессу. *Первый этап* проектирования состоит в разработке компьютерной 3D-модели упрочняемой детали и определении конструкторского шестиразрядного кода упрочняемой детали [2]. Далее по конструкторскому коду посредством автоматизированного электронного поисковика выполняется поиск комплексной детали, разработанной для соответствующего класса, подкласса, группы, подгруппы и вида, в соответствии с признаками этих разделов. Чем больше признаков соответствует геометрической 3D-модели упрочняемой детали с признаками комплексной детали, тем больше их совпадений. В основе системы поиска детали предлагается использовать конструкторское кодирование. Результатом выполнения этого этапа является выбранная комплексная виртуальная деталь.

Второй этап проектирования предназначен для выборки из базы данных типовых технологий унифицированного технологического процесса для найденной комплексной детали. Для эффективного проектирования технологий виброударного упрочнения методом кодирования необходима достаточно полная база типовых технологий упрочнения. Если такой базы технологий на предприятии не существует, проектирование методом кодирования применять нецелесообразно. Учитывая отраслевую направленность рассматриваемых технологий виброударного упрочнения, необходимо создать отраслевой банк типовых технологий виброупрочняемых деталей [3].

Третий этап проектирования предусматривает корректировку унифицированного технологического процесса на упрочнение детали с учетом типа и программы производства; моделей виброупрочняемого оборудования; средств технологического оснащения и инструментальных сред; технического уровня проектирования и применения технологий [4]. На этом этапе унифицированный технологический процесс перерабатывается в рабочий технологический процесс, по которому будет упрочняться деталь.

Доработка и (или) оптимизация унифицированного технологического процесса виброударного упрочнения может быть структурная и параметрическая. Структурная доработка процесса заключается в корректировке (добавлении или удалении операций, которые не нужны для обработки заданной детали). Параметрическая доработка и (или) оптимизация состоит в уточнении применяемой инструментальной среды, режимов упрочнения, прогнозной оценке погрешностей параметров качества поверхностно-

го слоя и возможном короблении детали. После выполнения доработок будет получен рабочий технологический процесс, который должен быть экспериментально проверен и отработан в реальном производстве.

Достоинством проектирования методом кодирования является повышение качества проектирования технологий упрочнения, т.к. технолог имеет возможность оперативно оценить варианты различных структур маршрута упрочнения, при этом работает с технологической информацией высокого уровня достоверности. Сокращаются сроки и затраты на проектирование и опытную отработку технологий, т.к. используются в определенной мере проверенные практикой технологические решения. При этом используются достоинства организации группового производства, такие, как: использование высокопроизводительного оборудования при малых партиях деталей, специализация рабочих мест, эффективная организация и планирование производства и др.

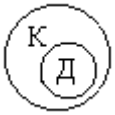
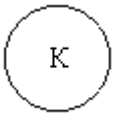
Условия реализации и возможные ограничения применения метода компьютерного проектирования методом кодирования состоят в следующем: использование этого метода возможно лишь в условиях, когда на предприятии имеется развитая групповая технология и созданы базы данных типовых технологий виброударного упрочнения деталей. Также САПР, реализующая проектирование ТП этим методом, должна иметь обширную базу данных по технологическому оснащению, средствам контроля и др. Должна быть выстроена система классификации и кодирования виброупрочняемых деталей; разработана компьютерная система автоматизированного поиска кодированных деталей и технологий; разработана система электронного документооборота.

Поиск комплексной детали основан на рассмотрении детали по некоторым признакам: деталь может быть охарактеризована своими общими характеристиками, составом элементов, из которых она состоит, и структурой, т.е. связями между элементами. Исходя из сказанного, параметрическая модель детали содержит код формы детали по ЕСКД, а также технологические признаки: габаритные размеры детали, марка материала, наличие термообработки и покрытия и др. В модели комплексной детали значения параметров записываются в некотором интервале в соответствии с минимальным и максимальным значением параметра у деталей группы, для которой создается комплексная деталь.

Для оценки результатов сравнения по составу элементов используется коэффициент совпадения классификационных признаков, равный отношению совпадающих признаков $k_{\text{с}}$ к общему их количеству $k\sum: k_{\text{пр}} = n_{\text{с}} / n\sum.$

Графическая иллюстрация численной оценки совпадения признаков упрочняемой детали и классификационных признаков комплексной виртуальной детали, а также ситуации, возникающие при вычислении коэффициента совпадения классификационных признаков, показаны в таблице.

Графическая иллюстрация совпадения признаков упрочняемой детали и признаков комплексной детали

Графическая иллюстрация	Значение коэффициента	Примечание
	$k_{пр}= 1$	Полное совпадение состава элементов $n_д = n_к$; $n_п = 0$
	$0 < k_{пр} < 1$	У детали элементов меньше, чем у комплексной детали; $n_д < n_к$; $n_п = 0$
	$k_{пр} =0$	Комплексная деталь отсутствует
	$– 1 < k_{пр} < 0$	Частичное совпадение состава элементов $n_п > 0$; $n_с > 0$
	$k_{пр} = –1$	Полное несовпадение состава элементов $n_п > 0$; $n_с = 0$

Если коэффициент совпадения классификационных признаков $k_{пр}$ положителен, то все элементы адресуемой детали совпадают с соответствующими элементами комплексной детали. Полное совпадение всех элементов комплексной детали с элементами адресуемой детали ($k_{пр} =1$) характерно при использовании в типовом технологическом процессе. Если $k_{пр} < 0$, то это означает наличие у детали элементов, отсутствующих у комплексной. Следовательно, обработка этих элементов в унифицированном процессе не предусмотрена, и деталь нельзя брать в качестве типовой. При $k_{пр} > 0$ результаты кодирования по составу элементов считаются положительными. Обработка простых деталей по сложным унифицированным процессам невыгодна, т.к. большинство операций не будет использовано. Поэтому при оценке результатов кодирования предпочтение нужно отдать тем унифицированным технологическим процессам, для которых коэффициент адресации наибольший.

Сравнение элементов детали и комплексной детали производится следующим образом: для каждого элемента комплексной детали определяются его характеристики в виде предельных значений размеров, их точностей, а также шероховатостей поверхностей элемента. При кодировании по элементам он считается совпадающим с элементом комплексной, если все его характеристики оказались в заданных пределах. Кодирование по элементам проводится для каждой найденной комплексной детали. Номера отобранных комплексных деталей хранятся в архиве. В результате кодирования по элементам из этого множества будут удалены те номера комплексных деталей, для которых коэффициент адресации оказался наименьшим или отрицательным.

На следующем этапе анализируются найденные комплексные детали в следующем порядке: из множества комплексных деталей последовательно отбираются те номера, у которых значения $k_{пр}$ наибольшие; для них из базы данных выбираются эскизы комплексных деталей и просматриваются на экране дисплея. Технолог определяет, какая комплексная деталь в наибольшей степени подходит для заданной детали. Номер отобранной комплексной детали запоминается. На этом поиск комплексной детали заканчивается.

На следующем шаге происходит выборка из базы данных модели унифицированного технологического процесса для найденной комплексной детали. В модели комплексной детали обычно фиксируется идентификатор того унифицированного технологического процесса, с помощью которого можно упрочнить данную деталь. По этому номеру выполняется обращение к базе данных и параметрическая модель записывается в оперативную базу данных.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Копылов, Ю.Р. Виброударное упрочнение / Ю.Р. Копылов. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, 1999. 386 с.

2. Жога, В.Л. Автоматизация процедуры классификации деталей в интегрированных САПР с использованием нейронных сетей: дис. … канд. техн. наук: 05.13.12 / Жога В.Л. Брянск, 2005. 177 с.

3. Классификатор ЕСКД. Класс 73. М.: Изд-во стандартов, 1986. 51 с.

4. Технологический классификатор деталей машиностроения и приборостроения. М.: Изд-во стандартов, 1988. 267 с.

УДК 534.1: 621.787

Ю.Р. Копылов, А.С. Мерчалов

Воронежский государственный технический университет

О ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БЛИЗКОРЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМОВ ПРИ ВИБРОУДАРНОМ УПРОЧНЕНИИ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Рассматриваются возможности применения близкорезонансных режимов при модернизации или создании большегрузных виброупрочняющих установок типа ВУД-2500. Снижение вибрационного воздействия на основание обеспечивается за счет упругого крепления детали в контейнере, повышение стабильности режима обработки при переменной массе подвижной системы обеспечивается за счет применения пневмоупругих элементов с нелинейной буферной характеристикой жесткости.

Актуальность проблемы. Необходимость модернизации виброупрочняющих установок типа ВУД 2500 обусловливается значительной мощностью привода вибратора, большой массой подвижной системы по отношению к массе детали при зарезонансном режиме работы. Виброупрочняющие установки ВУД 2500 в 1970–80-е гг. позволили внедрить новые технологические процессы виброударного упрочнения, повысить ресурс и надежность изделий авиационного производства. Эти установки имеют высокую грузоподъемность до 2500 кг; позволяют упрочнять детали до 3 м длиной, формировать в поверхностном слое деталей сжимающие остаточные напряжения до 650–750 МПа, снижать высотные параметры шероховатости с Ra 5 мкм до 1,5–2,5 мкм, создавать наклеп 8–15%; производить операции виброабразивной зачистки. Эти установки достаточно стабильны в работе, оказывают небольшое вибрационное воздействие на фундамент. Они имеют недостатки, основными из которых являются: большая масса подвижных, интенсивно вибрирующих частей; большие мощности привода (до 50–75 Вт при частоте 21–24 Гц). На 100 кг детали приходится 1500–2000 кг массы подвижной системы контейнера, оснастки и инструментальной среды.

Постановка задачи. Близкорезонансные режимы обладают меньшими затратами мощности при равных амплитудах колебаний, но оказывают большие вибрационные воздействия на основание и обладают низкой устойчивостью режима колебаний. Рассматривается динамическая схема с упругим креплением упрочняемой детали, которая является частично динамически уравновешенной, поэтому оказывает меньшее вибрационное воздействие на основание. Однако она требует более точной настройки параметров, при проектировании необходимы дополнительные конструктивные реше-

ния. Интенсивные колебания с виброускорением 6–8*g* совершает лишь деталь с оснасткой, имеющая небольшую массу, а более значительная по массе подвижная система контейнера с инструментальной средой совершает менее интенсивные колебания с виброускорением 3–4*g* под действием реакций упругих связей [1]. При таких режимах колебаний необходимо оптимизировать одновременно динамические параметры соударения детали с инструментальной средой, ее динамические и обрабатывающие свойства. Прежде чем конструировать экспериментальную установку, выполняется ее аналитическое проектирование.

Расчетная схема представлена на рис. 1, в которой инерционный вибратор с круговой возмущающей силой *F*(*t*) установлен в центре масс подвижной системы $\tilde{M}(t)$, а нелинейные упругие элементы с продольной жесткостью $\tilde{G}_X$ (PX;AX) и $\tilde{G}_Y$ (PY;AY) смонтированы симметрично с двух сторон относительно подвижной системы.

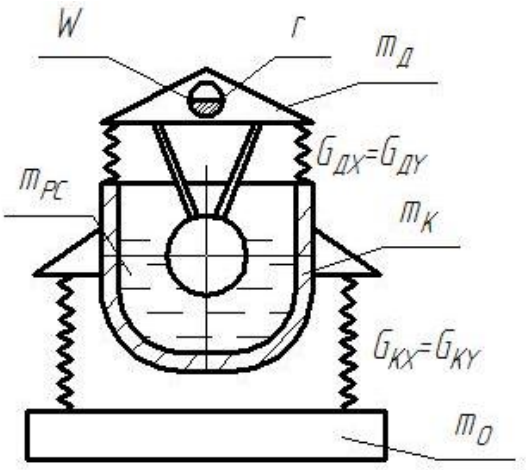


Рис. 1. Расчетная схема экспериментальной установки ВУРТ-4М

Амплитуды линейных колебаний детали, контейнера и основания по координатам *X*, *Y* характеризуются выражениями

$$A_{\text{Д}X} = A_{\text{Д}Y} = \frac{m_{\text{Э}} r\omega^2}{\left(m_{\text{Д}} + m_{\text{Э}}\right)\sqrt{\left(\omega_{\text{Д}\delta}^2 - \omega^2\right)^2 + 4h_{\text{Д}\delta}^2\omega^2}}; \quad (1)$$

$$A_{\text{К}X} = A_{\text{К}Y} = \frac{A_{\text{Д}\delta} G_{\text{Д}\delta}}{\left(m_{\text{К}} + m_{\text{ЕЛ}} \cdot 0{,}6\right)\sqrt{\left(w_{\text{Е}\delta}^2 - \omega^2\right)^2 + 4h_{\text{Е}\delta}^2\omega^2}}; \quad (2)$$

$$A_{\text{О}X} = A_{\text{О}Y} = \frac{A_{\text{К}\delta} G_{\text{К}\delta}}{\left(m_{\text{О}} + m_{\text{К}}\right)\sqrt{\left(\omega_{\text{О}\delta}^2 - \omega^2\right)^2 + 4h_{\text{О}\delta}^2\omega^2}}; \quad (3)$$

$$G_{\text{Д}\tilde{\text{O}}} = w^2_{\text{Д}\tilde{\text{O}}}\left(m_{\text{Д}} + m_{\text{К}} + m_{\text{Э}}\right); \quad (4)$$

$$G_{\text{К}\tilde{\text{O}}} = w^2_{\text{К}\tilde{\text{O}}}\left(m_K + m_0\right), \quad (5)$$

где $m_Э$ – масса дебаланса; r – эксцентриситет массы дебаланса; $m_Д$, $m_К$, $m_{ИС}$ – соответственно масса детали вместе с ее подвижной системой, контейнера и инструментальной среды; ω – вынужденная частота колебаний; $h_{ДX}$, $h_{КX}$ и h_{OX} – соответственно коэффициент демпфирования детали вместе с подвижной системой, контейнера и основания;

$$h_{\text{Д}\tilde{\text{O}}} = h_{\text{Д}Y} = \frac{b \cdot 459}{m_{\text{O}} + m_{\text{Д}}};$$

$$h_{\hat{\text{E}}\tilde{\text{O}}} = h_{\hat{\text{E}}Y} = \frac{b \cdot 459}{m_{\text{K}} + m_{\text{È}\tilde{\text{N}}} \cdot 0{,}6};$$

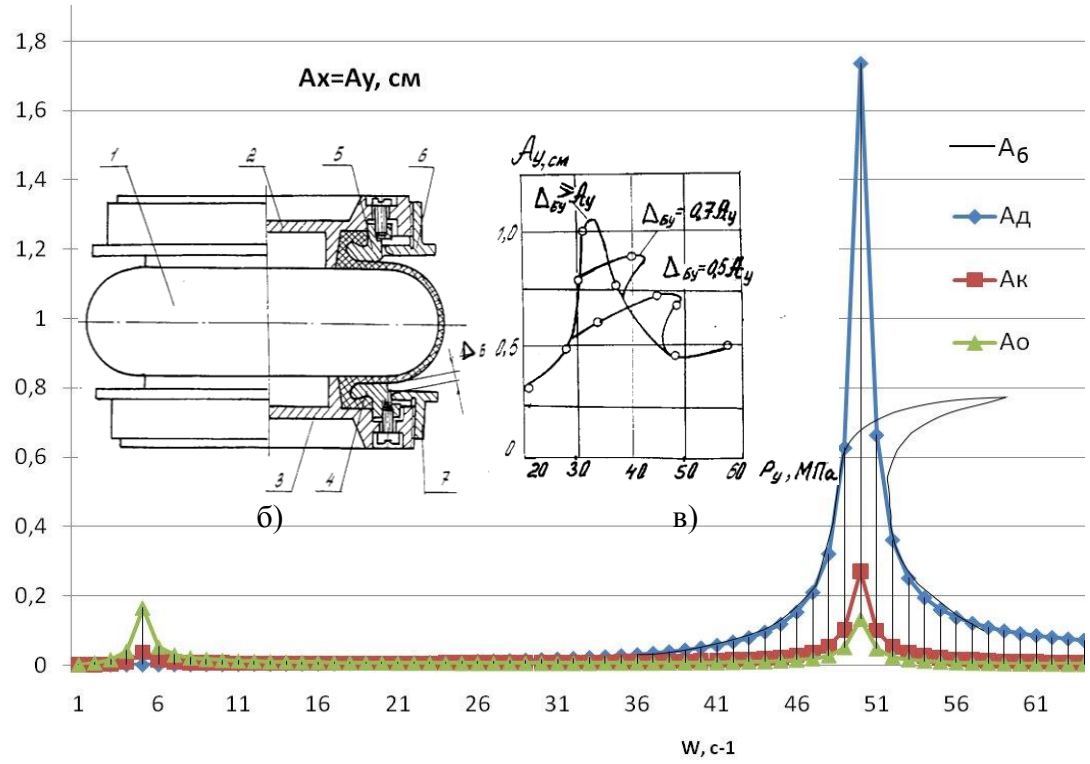
$$h_{\hat{\text{I}}\,\tilde{\text{O}}} = h_{\hat{\text{I}}\,Y} = \frac{b \cdot 459}{m_{\text{O}} + m_{\text{K}}};$$

b – коэффициент диссипации; $G_{ДX}$, $G_{КX}$ – жесткость детали и контейнера; $\omega_{ДX}$, $\omega_{КX}$, ω_{OX} – собственная частота колебаний по оси X детали, контейнера и основания соответственно.

Результаты компьютерного моделирования уравнений (1)–(5) при $m_Э$ = 1 кг; $m_Д$ = 35 кг; $m_К$ = 48; r = 10 мм; $0<\omega<80$ показали, что можно получить требуемую амплитуду с меньшими затратами мощности вибратора и с меньшим вибрационным воздействием на основание (рис. 2). Выяснение возможности повышения динамической устойчивости близкорезонансных колебаний при переменной массе подвижной системы и технологической стабильности процесса будет решаться экспериментальным методом, для чего проектируется и изготавливается специальная установка (рис. 3).

Обеспечение устойчивости колебаний является сложной задачей. Высокая крутизна амплитуды от вынужденной частоты в области резонанса дает малый диапазон для регулирования собственной частоты. Переменная масса инструментальной среды, отсоединение и присоединение ее с периодическими соударениями, неточность загрузки контейнера – все это влияет на собственную частоту установок. Для решения проблемы устойчивости используются пневмоупругие элементы с нелинейной характеристикой жесткости за счет установки с зазором $\Delta_б = (0{,}5 - 0{,}6)A$ упорного буферного кольца [2]. Это дает уменьшение крутизны амплитудной кривой на участке действия буферной жесткости и расширяет область устойчивой резонансной работы (см. рис. 2, а). Использование буферных резиновых втулок для двух- или трехкоординатных коле-

баний не представляется возможным из-за поверхностного разрушения резины при косых соударениях. Положительные результаты получены при использовании чек, снабженных буферным кольцом. На рис. 2, а линией $A_б$ показан вероятный вид амплитудной кривой, которая может возникнуть при применении пневмоупругих элементов с нелинейной буферной характеристикой жесткости.



б) в)

а)

Рис. 2. Зависимость амплитуды колебаний центра масс детали, контейнера, основания (а); устройство (б) пневмоупругого элемента: 1 – резинокордная оболочка; 2, 3 – фланцы; 4, 5 – крепежные кольца; 6, 7 – буферные кольца; $\Delta_á$ – зазор; влияние буферного кольца на амплитуду колебаний (в)

Установка ВУРТ–4М представляет собой систему дискретных масс, соединенных упругими связями и диссипативными элементами (демпферами). Количество масс (четыре) выбрано по количеству основных движущихся масс реальной системы (рис. 3, 4). Контейнер 2 соединяется с опорной станиной 1 при помощи упругих элементов 3. Вибратор 4 и деталь 5, соединённые неподвижно, крепятся при помощи виброрамы 6 через амортизаторы 5 к контейнеру 1. Вращательный момент от двигателя 10 к вибратору 4 передается при помощи ременной передачи 9, исполненной в виде зубчатых шкивов и ремня, через подшипниковый узел 8. В контейнере находится заготовка с образцами-свидетелями, рабочая среда в виде абразивных шариков, а также датчики движения, ускорения среды, с помощью которых осуществляется съем параметров обработки и пове-

дения системы. Информация с датчиков виброускорений детали, контейнера и основания, пульсации давлений в пневмоупругих элементах поступает через контроллер, аналогово-цифровой преобразователь через промежуточные шины и процессор непосредственно на переносной ПЭВМ.

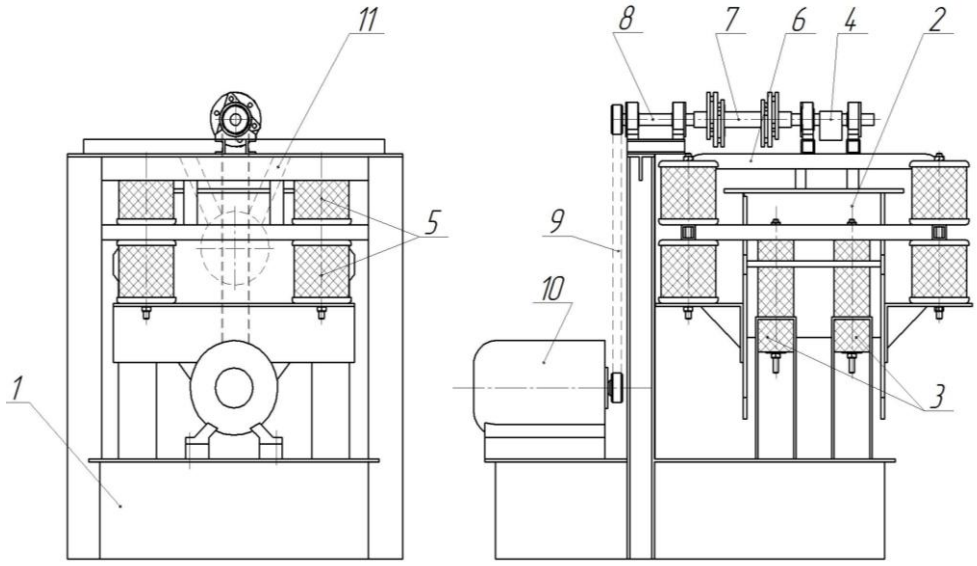


Рис. 3. Схема экспериментальной установки ВУРТ3М: 1 – опорная станина; 2 – рабочий контейнер; 3 – амортизаторы контейнера; 4 – вибратор с эксцентриком; 5 – амортизаторы виброрамы; 6 – виброрама; 7 – муфта; 8 – подшипник; 9 – ременная передача; 10 – двигатель; 11 – обрабатываемая деталь с оснасткой

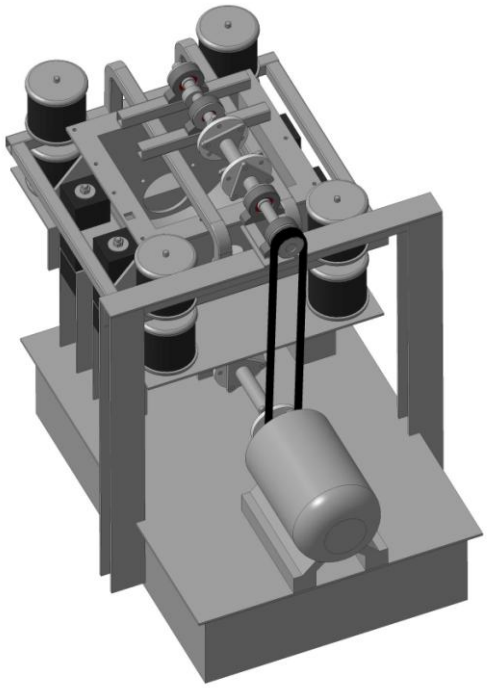


Рис. 4. Трехмерная модель виброупрочняющей установки ВУРТ-4М

Предполагается, что виброударное упрочнение с упругим креплением крупногабаритной детали позволит использовать близкорезонансные режимы, что снизит энергозатраты, уменьшит вибрационное воздействие на основание и оборудование в цехе, качественно повысит технологические параметры упрочняемых поверхностей за счет возможности управления параметрами колебаний.

По результатам экспериментальных исследований планируется разработка проекта модернизации виброупрочняющей установки ВУД2500, основанного на схеме упругого крепления детали относительно подвижной системы станка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Копылов, Ю.Р. Виброударное упрочнение / Ю.Р. Копылов. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, 1999. 386 с.

2. А. с. №352748 СССР, МКИ ^{3} В 24 31/06. Виброобрабатывающее устройство резонансного типа / Ю.Р. Копылов, Б.Н. Картышев (СССР) // Бюл. изобретений. 1972. №29.

3. А. с. №590529 СССР, МКИ ^{3} F 16 F 9/02. Упругий элемент / Ю.Р. Копылов, В.И. Воробьев (СССР) // Бюл. изобретений. 1978. №4.

УДК 621

M. Ceccarelli, G. Carbone

Laboratory of Robotics and Mechatronics University of Cassino (Italy)

DESIGN AND OPERATION OF FINGERED HANDS AND TWO-FINGER GRIPPERS FOR SPACE APPLICATIONS AS FROM EXPERINCES AT LARM

In this paper experiences with grasping devices that have been designed and developed at LARM in Cassino, are reported to discuss problems and requirements for grasping tasks, as specifically addressed for space applications. Two-finger grippers and fingered hands are illustrated with characteristics and problems as identified with experimental experiences.

Introduction

In the execution of tasks for space applications, robotic arms can be very useful both in indoor and outdoor missions [1]. Space manipulators are equipped in general with grippers with two rigid fingers with limited and/or simple grasp and manipulation capabilities as outlined in [2–4]. In the last decade, research for advanced applications in space has addressed the attention to the development of dexterous hands with anthropomorphic structure and very high complexity [5–7], although a feasible use of such devices in a space mission seems to be still far away. The space environment imposes severe constraints concerning safety and reliability as well as strong limitations in terms of computational resources, power, material selection, space environments, as outlined in [8]. For these reasons, intermediate solutions between limited functional capabilities of a two-finger gripper and operation complexity of a human-like robot hand can be of interest.

Aim of this paper is to explain how issues that have been experienced at LARM: Laboratory of Robotics and Mechatronics in Cassino, can be exploited in designing and applying suitable solutions of those grasping devices for space applications too. Several prototypes have been designed and developed such as LARM Hands and two-finger gripper mechanisms, Fig.1, with different features and different goals, but by sharing a common design philosophy in terms of developing low-cost easy-operation grasping devices, as reported in [9–15]. More reference and details can be found in the LARM webpage http://webuser.unicas.it/weblarm/larmindex.htm. In particular, the designs of LARM Hands with 3 degrees-of-freedom (DOFs) fingers are characterized by a driving mechanism design

with only one actuator per finger that can be embedded into the finger body with a human-like design and operation. Similarly, a pneumatic two-finger gripper with 1-DOF driving mechanism has been developed to operate two rigid fingers with suitable position-force control. Specific control-loop algorithms have been designed and developed in order to grasp different objects during static and dynamic tasks. In addition, in order to manipulate object successfully, contacts and impacts between object and fingers must be too limited to avoid damages of the object surfaces. Thus, a properly characterization of impacts and a specific control-loop algorithms have been designed and developed in order to grasp different objects during static and dynamic tasks. Attention has been also focused to selection, location, and use of proper force sensors together with easy operation in force control architecture. Results and validations of experimental tests as in [9–15], can demonstrate the engineering feasibility of further improvements and adjustments of the proposed prototypes even for space applications.

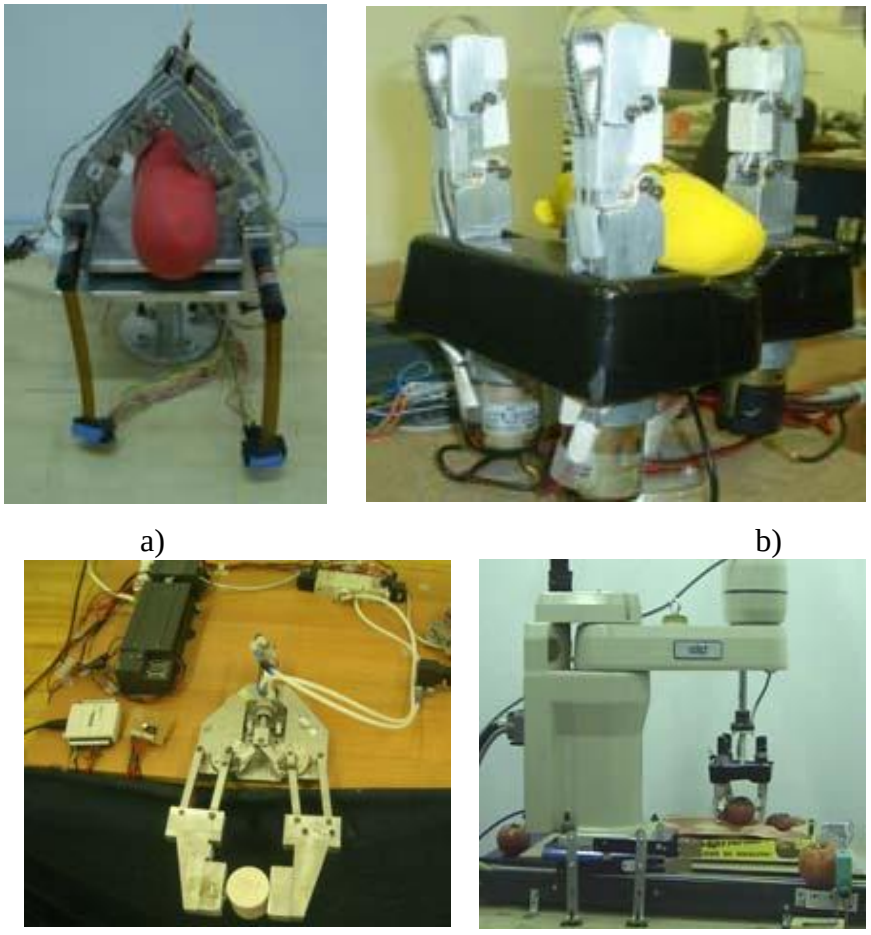


Fig. 1. Prototypes designed at LARM in Cassino [9–15]: a – LARM Hand III; b – LARM Hand IV; c – two-finger gripper; d – LARM Hand IV installed in a Scara Adept Cobra Robot

Grasping applications and requirements

There are a large variety of tasks in which robot arms can be used in space applications such as space manipulation (servicing and moving equipment in space), planetary exploration, and establishing/maintaining robotic colonies (outposts that are either self-sustaining or preparatory for human colonies) [8]. In addition, robot arms may perform scientific experiments that include collection and return of planetary atmosphere or terrain samples, manipulating the environment (moving rocks, drilling, etc) testing the composition of the atmosphere and other tests using suitable scientific equipment [8].

There are three main characteristics for grasping devices that are necessary in many space missions: compactness and lightness since the cost of sending equipment into space is directly correlated to its size and weight; robustness since missions often have only one attempt to succeed at very high cost; versatility and adaptability since the space environments are inherently unknown and adaptability increases the chance of success.

In addition, to manipulate objects successfully, contacts and impacts between objects and fingers must be limited to avoid an undesirable damage of the object surfaces. An interesting example is a fast manipulation by means of a robotic manipulator, which may produce high inertia forces on the object in grasp. Consequently a grasp force can be inefficient, and the object can be lost by the gripper and be launched away in the space. Thus, a proper characterization of an impact and a suitable grasping force control are needed to perform a proper grasping of objects successfully.

The problem of analyzing the contact and impact at the beginning of a finger grasp is still an open problem especially for space tasks with high velocity objects and no gravity environment. Thus, the regulation of a suitable control system is fundamental together with a proper mechanical design and operation.

Experiences at larm

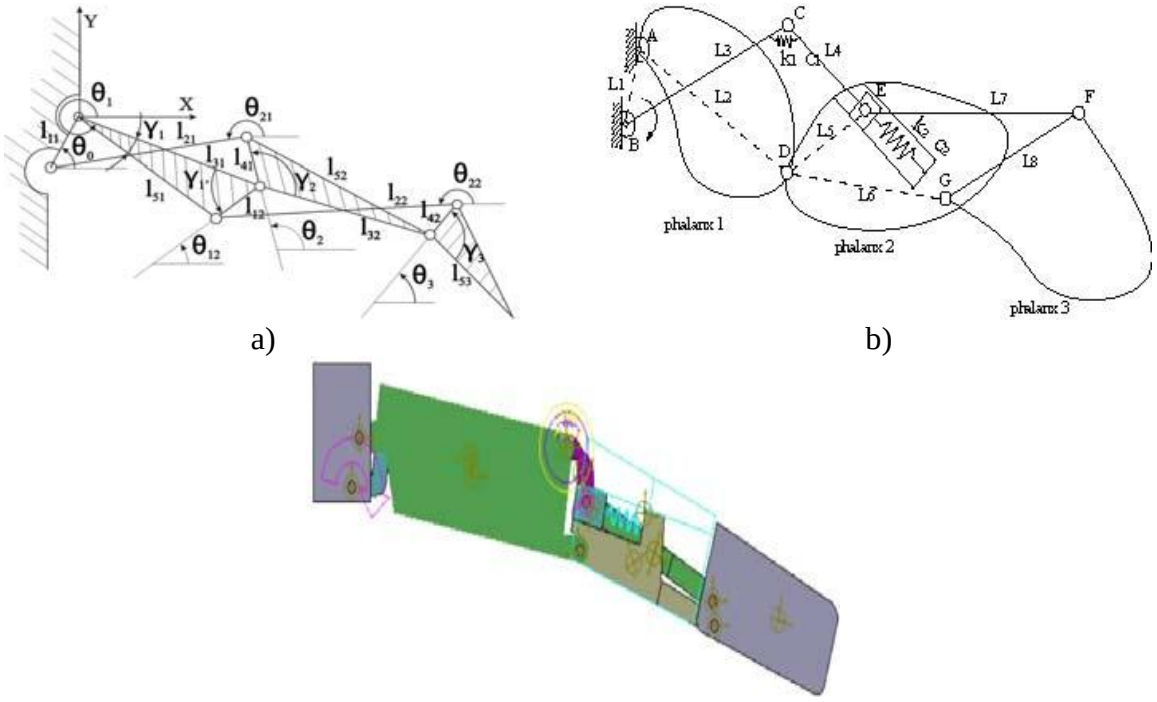
In order to design proper finger mechanisms for space applications characteristics must fulfil basic requirements such as motion and grasp; compact size; actuation lightweight and efficiency; position and force control. Dimensions of fingers, grasping forces and contact points among fingers and objects have been investigated in human grasping for designing LARM Hand prototypes.

Several videos of the human hand grasping have been processed to analyze and identify useful aspects for mechanism design in anthropomorphic robotic hands. In particular, it

has been decided to measure only index, medium and thumb since they are the most used in human grasping as reported for example in [5–7]. The human cylindrical grasping of a given object has been observed as characterized by constant ratios between the motions of each phalanx in the approaching motion to the object. Therefore, this motion has been reproduced with a suitable 1 DOF finger mechanism with only one motor in order to actuate all the phalanxes of a robotic finger with a considerable reduction of costs and control complexity. However, it has been necessary to design a driving mechanism with suitable link lengths and transmission ratios between phalanxes to mimic a human-like cylindrical grasping. Figure 2a) shows a kinematic model of a finger of LARM Hand. Each finger is composed of two four-bar linkage mechanisms. The phalanx1 is the input bar of the first four-bar linkage mechanism which is also the base frame of the second four-bar linkage mechanism. The phalanx2 is the input bar of the second four–bar linkage mechanism and it is also the coupler of the first four-bar linkage mechanism. Then, the phalanx3 is the coupler of the second four-linkage mechanism. Further developments have been conceived even with underactuated mechanisms like in Fig. 2 b).

Underactuated mechanisms usually have a very large size. Thus, it is difficult to keep them within the finger body. Flexible links can be used to give a certain extra mobility to mechanism configuration. They can be obtained by suitable design and choice of flexible materials in some link elements of a finger mechanism. The deformation of links can be achieved by an actuator input, while links will be stressed by reaction forces. But, the extra motion of flexible elements is very limited. Passive elements can be used to constrain the kinematics of the finger, such as torsional springs and linear springs. A new type of underactuated finger that is based on linkage mechanism with passive elements has been designed at LARM as in Fig.2b). Those kinematic designs for a new underactuated finger are based on four-bar mechanisms with torsional springs and linear springs in different phalanxes. They can perform self-adaptation to objects shape and size. Moreover, such underactuated mechanism can remain fully embedded in the finger body. The driving mechanism in the scheme of Fig.2b) has 3-DOFs but two DOFs are passive. Thus, the overall mechanism has only one active DOF. The 3D CAD model in Fig.2c) shows how this mechanism can still remain completely embedded in the finger body.

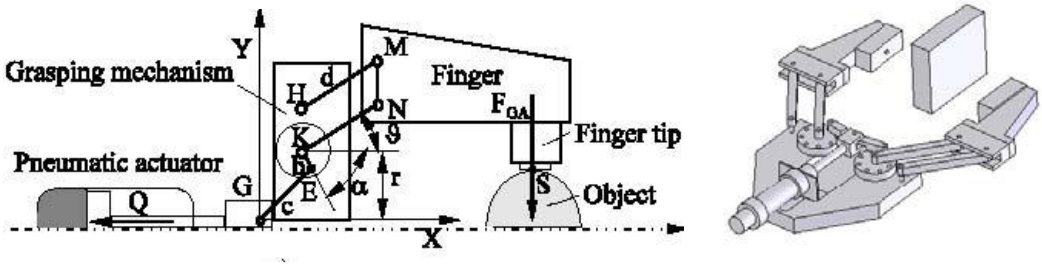
The test-bed two-finger gripper mechanism has been designed at LARM in Cassino as composed by an articulated parallelogram HKMN and a crank-slider mechanism GEK, as shown in Fig. 3a). Figure 3b) shows a 3D CAD model of the gripper during a grasp of cylindrical object as in the text in Fig. 1b).



a) b)

c)

Fig. 2. A 1-DOF LARM finger mechanism for underacturated grasping operation:
a – kinematic scheme; b – driving mechanism; c – a 3D CAD model



a) b)

Fig. 3. A two-fingered gripper with pneumatic actuation:
a – a kinematics scheme; b – a 3D CAD model

Experimental tests have been carried out in order to validate the operation of LARM Hands and two-finger gripper for grasping objects of different sizes, weights and shapes by means of test-beds designed and built at LARM, Fig. 1. In particular, a scheme of the wiring and operation logic of LARM Hand III is shown in Fig. 4a). This test-bed is composed of a PC with a National Instruments PCI 7344 motion controller, three servo-amplifiers, a National Instruments UMI7644 card, a DC power supply for motors at 12V, and a DC power supply for sensors and NI PCI 7344 at 5V. Two proposed control algorithms have been implemented by means of virtual instruments within LabVIEW environment. This software has been used because of the easiness of its programming. The first virtual instrument is the implementation

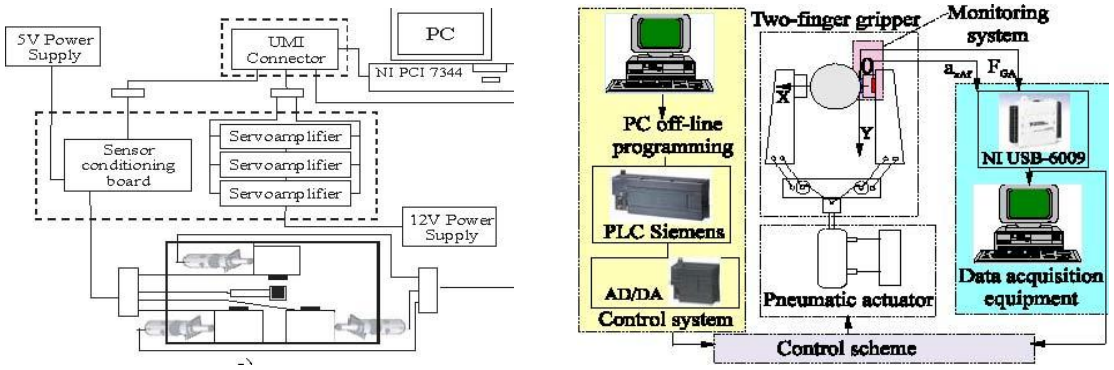
of the position control with force threshold algorithm. The second virtual instrument implements the force control with inner position loop. Both control algorithms are applied to each finger of LARM Hand III to give three independent close-loop controls. The control algorithm uses a standard PID position control to reach the desired value of the angular position. The value of K_p, K_i, and K_d proportional, integral, and derivative gains, respectively can be automatically identified by means of standard PID tuning software such as the one that is usually provided with the hardware controller by using specific experimental tests.

A scheme of the wiring and operation logics of the two-finger gripper is shown in Fig.4b). The two-finger gripper is actuated through an on-off solenoid valve for opening and closing the two fingers, and an adjustable choke-valve allows a manual regulation of velocity of fingers during the grasping. A PLC has been used as controller of the gripper. A force sensor has been used for measuring the acquired grasping forces F_{GA} and one accelerometer has been installed to measure the acceleration a_{XAf} along X-axis reference frame as shown in Fig.4b). One PC is used for an off-line program and another one is connected with an acquisition card for monitoring results. A program for PLC has been designed to reproduce a proper grasping force regarding to a specific grasped object. The values of loop gains have been regulated and amplified through experimental calibration in order to characterize and measure the impact during the contact. The test-beds of Fig.4 shows how the signals from the force sensor and accelerometer are used both for control system though PLC and monitoring of the grasp though LabVIEW on a PC.

Figure 1a) shows a prototype of LARM Hand III while grasping a balloon filled with flower by using a position control algorithm with force feedback. This control algorithm can be very useful for grasping delicate objects or for quickly react to external disturbing forces. For example, Fig.5 shows the plots of the grasping force while a random external force is applied to one finger, Fig.1a). The control algorithm quickly brings the grasping force back to the desired value of 3N. At each movement of the robot corresponds a fluctuation of the force exerted by the fingers as reported in Fig.6. However the control system reacts during the movements so that the desired forced value is restored. The results in Fig.5 show that LARM Hand III is capable to steadily hold an object also during fast dynamic movements in the presence of external unpredictable disturbances. Figure 1d) shows a solution for automated packaging of tomatoes by using LARM Hand IV. The force control becomes very useful because tomatoes are very delicate.

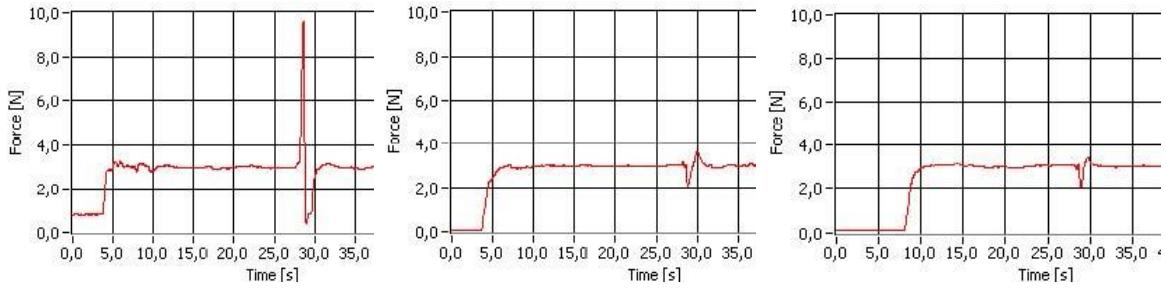
Figure 7 shows results of finger acceleration and grasping force obtained experimentally during a grasp of a cylindrical object, when the two-finger gripper has been fixed on the

wrist flange of the Scara Adept Cobra Robot. It has been tested with the PID control loop without any external disturbance. In particular, during the grasping action, acceleration shows peak values in correspondence of points 1 and 2, Fig.7a [14]. Point 1 refers to the instant in which finger impacts with object during the closing phase whereas point 2 refers to the instant in which finger release the object when starts the opening phase. In the plot of Fig.7b the value of the grasping force increases rapidly until to maximum value, corresponding to point 1, in order to reach the grasping force imposed though a PLC program for a firm grasp.



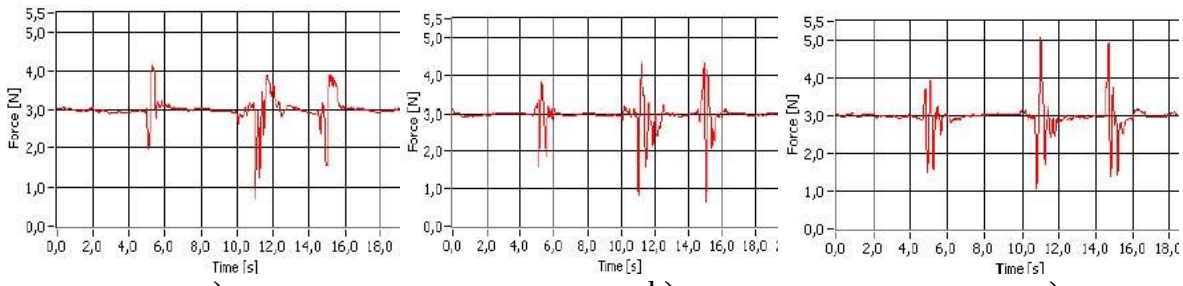
a) b)

Fig. 4. Schemes for the operation of: a – LARM Hand prototypes; b – two-finger gripper



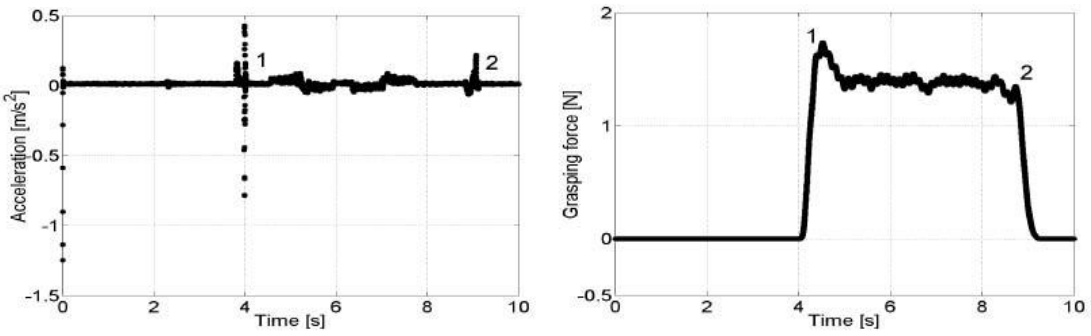
a) b) c)

Fig.5. Measured grasping forces in LARM Hand during the grasping of a balloon filled with flour, Fig.1a: a – finger 1; b – finger 2; c – finger 3



a) b) c)

Fig.6. Measured grasping forces in LARM Hand during a pick-place operation of a balloon filled with flour when a position control with force feedback is used, Fig.1a): a – finger 1; b – finger 2; c – finger 3



a) b)

Fig. 7. Measured finger acceleration and grasping force during a grasp of a cylindrical object, with gripper installed on a Scara Adept Cobra Robot, Fig.1 d [14]: a – acceleration; b – grasping force

The prototypes developed at LARM can be capable of surviving in the space environment by performing exploration, assembly, construction, docking, maintenance, servicing or other tasks into situations that are too risky for humans.

Conclusions

This paper describes main issues for a low-cost easy-operation robotic grasping device by referring to experiences with LARM Hand prototypes and two-finger gripper. In particular, LARM Hand prototypes can be used to perform exploration, assembly, construction, docking, maintenance, servicing or other tasks that are too risky for humans. The two-finger gripper can be used in space environment for its compactness, simplicity and reduced weight as well as capability of operation on irregular floating objects. The proposed prototypes are sensorized to control the grasping forces needed to grasp objects in the space. A proper characterization of an impact and a suitable grasping force control has been determined in order to perform the grasping of objects successfully. Experimental tests shown the effectiveness and engineering feasibility of the proposed prototypes even for space tasks.

REFERENCES

1. Ceccarelli, M. Fundamentals of Mechanics of Robotic Manipulation / M. Ceccarelli. Kluwer: Dordrecht, 2004.

2. Robot Grippers / G.J. Monkman, S. Hesse, R. Steinmann [et al.]. Weinheim: Wiley-VCH Verlag, 2007.

3. Tanie, K. Robot Hands and End-Effectors / K. Tanie // Handbook of Industrial Robotics / Ed. by S.Y. Nof. 2nd Ed. N.Y.: John Wiley & Sons, 1991.

4. Bicchi, A. Hands for Dexterous Manipulation and Robust Grasping: A Difficult

Road toward Simplicity / A. Bicchi // IEEE Transactions on Robotics and Automations. 2000. Vol. 16, N 6. P. 652–662.

5. Pons, J. Multifinger Dextrous Robotics Hand and Control: a Review / J. Pons, L.R. Ceres, F. Pfeiffer // Robotica. 1999. Vol. 17. P. 661–674.

6. Robonaut: Nasa's Space Humanoid / R.O. Ambrose [et al.] // IEEE Intelligent Systems and Their Applications. 2000. Vol. 15, N 4. P. 57–63.

7. Gosselin, C.M. Kinetostatic Analysis of Underactuated Fingers / C.M. Gosselin, L. Birglen // IEEE Transactions on Robotics and Automation. 2004. Vol. 20, N 2. P. 211–221.

8. Wilcox, B. Space Robotics / B. Wilcox, R. Ambrose and V. Kumar // Robotics. 2006.

9. Ceccarelli, M. Design and Tests of a Three-Finger Hand with 1-dof Articulated Fingers / M. Ceccarelli, N.E. Nava Rodriguez, G. Carbone // Robotica: An Intern. J. 2006. Vol. 24, N 2. P. 183–196.

10. Carbone, G. Design of LARM Hand: Problems and Solutions / G. Carbone, M. Ceccarelli // J. of Control Eng. and Applied Informatics. 2006. Vol. 10, N 2. P. 39–46.

11. Ceccarelli, M. Optimal Design of Driving Mechanism in a 1-D.O.F. Anthropomorphic Finger / M. Ceccarelli, N.E. Nava Rodriguez, G. Carbone // Mechanism and Machine Theory. 2006. Vol. 41. P. 897–911.

12. Ceccarelli, M. Design Considerations for Underactuated Grasp with a one D.O.F. Anthropomorphic Finger Mechanism / M. Ceccarelli, C. Tavolieri, Z. Lu // Intern. Conf. on Intelligent Robots and Systems IROS 2006. Beijing, 2006. P. 714.

13. Wu, L. Designing An Underactuated Mechanism For A 1 Active Dof Finger Operation / L. Wu, G. Carbone, M. Ceccarelli // Mechanism and Machine Theory. 2008. Vol. 44. P. 336–348.

14. Lanni, C. A Characterization of Impact Grasping and Optimum Design of Gripper Mechanisms / C. Lanni // PhD thesis, LARM / University of Cassino. Cassino, Italy, 2008.

15. Lanni, C. An Optimization Problem Algorithm for Kinematic Design of Mechanisms for Two-Finger Grippers / C. Lanni, M. Ceccarelli // An Optimization – Problem Algorithm for Kinematic Design of Mechanisms for Two-Finger Grippers, TOMEJ. 2009. Vol. 3, N 14. P. 49–62.

УДК 621

V. Arakelian

Institut National des Sciences Appliquées (INSA), Rennes (France)

S. Briot

Institut de Recherches en Communications et Cybernétique (IRCCyN) (France)

J.-P. Le baron

Institut National des Sciences Appliquées (INSA), Rennes (France)

S. Jatsun

Kursk State Technological University (Russia)

BALANCING OF ROBOTS VIA OPTIMAL MOTION CONTROL

A new field for shaking force and shaking moment balancing is the design of high-speed parallel manipulators, which are very efficient for advanced robotic applications. In this paper, an overview of shaking force and shaking moment balancing methods based on optimal control are presented. The shaking forces and the shaking moments on the frame of the manipulator are eliminated by optimal control of the centre of masses and end-effector. Numerical simulations carried out using the software ADAMS showed that after such a balancing, the significant reduction in shaking force and shaking moment can be achieved.

The advantage of such a balancing is its simplicity. The complete balancing of the shaking moment is achieved without important design modifications. We believe that the balancing of manipulators by means of optimum control of the end-effector is a very promising approach to dynamic performance improvement.

Introduction

A primary objective of linkage balancing is to cancel or reduce the variable dynamic loads transmitted to the frame and surrounding structures. This is one of the most efficient methods for vibration reduction on the frame. Different approaches and solutions devoted to this problem have been developed and documented for one degree of freedom mechanisms [1–3]. A new field for their applications is the design of mechanical systems for fast manipulation, which is a topical problem in advanced robotics.

The balancing of a mechanism is generally carried out by two steps: (i) the cancellation (or reduction) of the shaking force and (ii) the cancellation (or reduction) of the shaking moment. Traditionally, the cancellation of the shaking force transmitted to the robot frame can be achieved via adding counterweights in order to keep the total centre of mass of moving links stationary [1–4]. However, this approach leads to the increase in the total mass of the mechanical systems and consequently the increase in input torques.

With regard to the shaking moment balancing of robots, the following approaches were developed:

(*i*) Balancing by counter-rotations [5–7]. The aim of this approach is to connect the counterweights with planetary gear trains, which generate the counter-rotations. The disadvantage of such a balancing is the need for the connection of gears to the oscillating links. The oscillations of the links of the mechanism will create noise unless expensive anti-backlash gears are used.

(*ii*) Balancing by adding four-bar linkages [8, 9]. This approach is achieved by building the mechanical system out of modules – four-bar linkages. The four-bar linkages with prescribed geometric parameters allow the optimum redistribution of the moving mass to achieve the shaking moment balancing. The originality of such a solution is the balancing of the shaking moment without the counter-rotations. However, the balancing by this method is only reached by a considerably complicated design.

(*iii*) Balancing by optimum trajectory planning [10–12]. In this case, the trajectory is planned in such a way that it brings to the minimal reactions on the base of the robot. Such an approach was applied to a redundant planar manipulator with 3 degrees of freedom and a planar 3-*RRR* parallel manipulator.

It should be noted that the complete dynamic balancing can only be reached by a considerably complicated design of initial robot mechanisms and by unavoidable increase in the total mass. This is the raison why we focused our research studies on the development of robot balancing methods via optimal motion planning approaches, i.e. without modification of the initial mechanical structure and without any adding masses. The aim of this paper is to present an overview of new approaches for shaking force and shaking moment balancing based on trajectory planning.

1. Shaking force balancing by optimal trajectory planning

1.1. *Literature survey and proposed solution*

The shaking force balancing by optimal trajectory planning is an approach that has leaded to few research works, even if balancing with counterweights brings many drawbacks.

The main proposed approach [13–15] is to use actuation redundancy to cancel the shaking forces. More practically, such an approach is applied on a planar 2*R* robot. The optimal trajectory planning approach is used to define special geometrically fixed paths for which the force along the ***x***-axis is vanished. This approach has many drawbacks, among which one

can notice that the robot cannot displace in its entire workspace (it has to use the specified fixed paths which cannot reach all workspace points). Moreover, using actuation redundancy is a costly solution.

Therefore, we have proposed in [16] to change the previous approach. The aim is now not to fully cancel the shaking force, but to decrease it as most as possible. This approach is based on the following considerations.

The shaking forces $\mathbf{f}^{sh}$ of a robot can be written in the form:

$$\mathbf{f}^{sh} = m_{tot}\ddot{\mathbf{x}}_S, \tag{1}$$

where m_{tot} is the total mass of the moving links of a robot and $\ddot{\mathbf{x}}_S$ the acceleration of the total mass centre. Classically, robot displacements are defined considering either articular coordinates $\mathbf{q}$ or Cartesian variables $\mathbf{x}$. Knowing the initial and final robot configurations at time t_0 and t_f, denoted as $\mathbf{q_0} = \mathbf{q}(t_0)$ and $\mathbf{q_f} = \mathbf{q}(t_f)$, or $\mathbf{x_0} = \mathbf{x}(t_0)$ and $\mathbf{x_f} = \mathbf{x}(t_f)$, in the case of the control of the Cartesian variables, the classical displacement law may be written in the form:

$$\mathbf{q}(t) = s_q(t)\left(\mathbf{q_f} - \mathbf{q_0}\right) + \mathbf{q_0} \tag{2a}$$

or

$$\mathbf{x}(t) = s_x(t)\left(\mathbf{x_f} - \mathbf{x_0}\right) + \mathbf{x_0}, \tag{2b}$$

where $s_q(t)$ and $s_x(t)$ may be polynomial (of orders 3, 5 and higher), sinusoidal, bang-bang, etc. laws.

From expression (1), we can see that the shaking force, in terms of norm, is minimized if the norm $\|\ddot{\mathbf{x}}_S\|$ of the masses centre acceleration is minimized along the trajectory. This means that if the displacement $\mathbf{x}_S$ of the robot centre of masses is optimally controlled, the shaking force will be minimized.

Let us consider a robot composed of n links. The mass of the link i is denoted as m_i (i= =1, …, n) and the position of its centre of masses as $\mathbf{x}_{Si}$. Once the articular coordinates $\mathbf{q}$ or Cartesian variables $\mathbf{x}$ are known, the values of $\mathbf{x}_{Si}$ may easily be obtained using the robot kinematics relationships. As a result, the position of the robot centre of masses, defined as

$$\mathbf{x}_S = \frac{1}{m_{tot}}\sum_{i=1}^{n} m_i \mathbf{x}_{Si} \tag{3}$$

may be expressed as a function of $\mathbf{x}$ or $\mathbf{q}$. It may also be shown that, if $\dim(\mathbf{x}_S) = \dim(\mathbf{q})$ (= $\dim(\mathbf{x})$ in the case of non redundant robots), $\mathbf{x}$ and $\mathbf{q}$ may be expressed as a function of $\mathbf{x}_S$. We

would like to mention that the case where $\dim(\mathbf{x}_S) < \dim(\mathbf{q})$ will not be considered in this paper. It will be the topic of our further research works.

Thus, taking into account that $\mathbf{q} = \mathbf{f}(\mathbf{x}_S)$ (and as a consequence $\mathbf{x} = \mathbf{g}(\mathbf{x}_S)$), the problem remains to optimally define the trajectory $\mathbf{x}_S(t)$. For this reason, let us consider the displacement $\mathbf{x}_S$ of a point S in the Cartesian space. We assume that, at any moment during the displacement, the norm of the maximal admissible acceleration the point S can reach is constant and denoted as $\ddot{x}_S^{\max}$. Taking that into consideration, the displacement law that minimize the time interval (t_0, t_f) for going from position $\mathbf{x_{S0}} = \mathbf{x_S}(t_0)$ to position $\mathbf{x_{Sf}} = \mathbf{x_S}(t_f)$ is the "bang-bang" law, given by

$$\begin{cases} \mathrm{x}_S(t) = s(t) \quad (\mathrm{x}_{Sf} - \mathrm{x}_{S0}) + \mathrm{x}_{S0}; \\ \dot{\mathrm{x}}_S(t) = \dot{s}(t) \quad (\mathrm{x}_{Sf} - \mathrm{x}_{S0}); \\ \ddot{\mathrm{x}}_S(t) = \ddot{s}(t) \quad (\mathrm{x}_{Sf} - \mathrm{x}_{S0}), \end{cases} \tag{4}$$

with

$$\ddot{s}(t) = \frac{1}{\left\| \mathrm{x}_{Sf} - \mathrm{x}_{S0} \right\|} \begin{cases} \ddot{x}_S^{\max} & \text{for } t \le (t_f - t_0)/2; \\ -\ddot{x}_S^{\max} & \text{for } t \ge (t_f - t_0)/2. \end{cases} \tag{5}$$

Consequently, if the time interval (t_0, t_f) for the displacement between positions $\mathbf{x_{S0}}$ and $\mathbf{x_{Sf}}$ is fixed, the "bang-bang" law is the trajectory that minimizes the value of the maximal acceleration $\ddot{x}_S^{\max}$. Thus, in order to minimize $\left\| \ddot{\mathbf{x}}_S \right\|$ for a displacement during the fixed time interval (t_0, t_f), the "bang-bang" law should be applied on the displacement $\mathbf{x}_S$ on the robot total mass centre.

1.2. *Case study*

For illustration of the efficiency of the suggested solution, let us consider a planar 3*R* serial robot (Fig. 3) with following parameters: $l_{O1O2} = 0.5$ m, $l_{O2O3} = 0.3$ m, where l_{O1O2} and l_{O2O3} are the lengths of segments O_1O_2 and O_2O_3, respectively; $r_1 = 0.289$, where $l_{O1S1} = r_1 l_{O1O2}$ and $r_2 = 0.098$, where $l_{O2S2} = r_2 l_{O2O3}$, l_{O1S1} and l_{O2S2} being the lengths of segments O_1S_1 and O_2S_2, respectively. Its mass and inertia parameters are: $m_1 = 24.4$ kg, and $m_2 = 8.3$ kg and $m_3 = 5$ kg where m_i is the mass of element i ($i = 1, 3$); $I_1 = 1.246$ kg·m^2, $I_2 = 0.057$ kg·m^2 and $I_3 = 0.05$ kg·m^2, where I_i is the axial moment of inertia of element i.

Now, let us consider a pick-and-place displacement between two positions of the end-effector $\mathbf{x_0} = [0.3 \text{ m}, 0.7 \text{ m}]^T$ and $\mathbf{x_f} = [0.3 \text{ m}, 0.4 \text{ m}]^T$, beginning at $t_0 = 0$ s and finishing at $t_f = 0.25$ s. Two cases will be simulated:

1) a fifth order polynomial law is applied on the displacement of the robot's end-effector (Eq. (2b));

2) a "bang-bang" law is applied on the displacement of the robot centre of masses (Eq. (5)).

The resulting displacements of the end-effector are shown in Fig. 2 (fifth order polynomial law applied on the displacement of the end-effector (full line) and "bang-bang" law applied on the displacement of the robot centre of masses (dotted line)).

These trajectory parameters are implemented into ADAMS software and we obtain the variations of shaking forces (Fig. 3, fifth order polynomial law applied on the displacement of the end-effector (full line) and "bang-bang" law applied on the displacement of the robot centre of masses (dotted line)). The obtained results shown that the optimal trajectory planning (case 2) allows the reduction of the shaking forces up to 63 %.

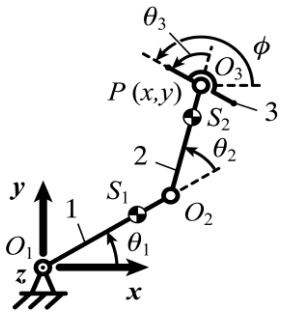


Fig. 1. Planar 3*R* robot

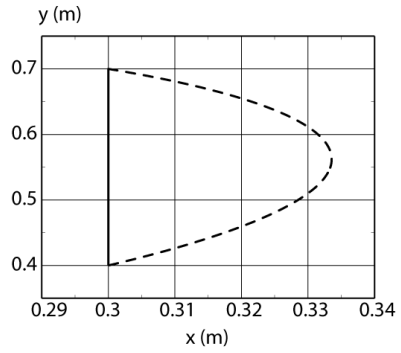


Fig. 2. Displacement of the end-effector for two examined cases

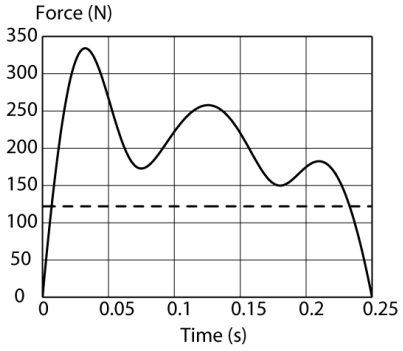


Fig. 3. Shaking forces for two examined cases

It should be noted that the optimal trajectory planning (case 2) has a good influence also on the input torque reduction. For example, it is shown in 16 that the reduction in the input torque is of 84 %.

2. Shaking moment balancing by optimal trajectory planning

2.1. *Literature survey and proposed solution*

Shaking moment balancing has been also studied. In papers [10, 17–20], actuation redundancy is used in order to balance the shaking moment, which cause some problems of robot cost. In [10], a 3-DOFs manipulator is developed in order to carry out an in-plan positioning task in which a redundant degree of freedom is used for shaking moment balancing. The drawback of this approach consists of complementary actuation. It should be noted that the shaking moment of a force balanced manipulator can be successfully cancelled by a comple-

mentary flywheel mounted on the frame and rotated with prescribed velocity [21]. Another approach based on the optimum motion planning has been developed for the 3-*RRR* parallel manipulator [11], in which the trajectory in the horizontal plane of the manipulator is imposed. The rotation of the platform is calculated in such a manner that the angular momentum of the parallel mechanism becomes constant. It should be noted that the legs of a force balanced manipulator have important masses and consequently inertia moment. The rotation of the platform is used for compensation of their moments. However, the platform of a 3-*RRR* parallel manipulator cannot perform a full-cycle rotation, and as a result the rotary acceleration is limited.

In [12] and [22] we have proposed an approach which can be applied on position/orientation decoupled robots. The main idea is to use the rotation of the wrist to cancel the shaking moment during the displacement.

Cancelling the shaking moment of a robot is equivalent to make its angular moment **H** constant. For position/orientation decoupled robots, the angular momentum is the sum of two terms:

$$\mathbf{H} = \mathbf{H}_{pos} + \mathbf{H}_{wst}, \tag{6}$$

where $\mathbf{H}_{pos}$ represents the angular momentum of the positioning part of the robot, and $\mathbf{H}_{wst}$ is the angular momentum due to the wrist. It could be shown that $\mathbf{H}_{wst}$ can be written under the form:

$$\mathbf{H}_{wst} = \mathbf{A}(\theta)\dot{\theta}, \tag{7}$$

where $\mathbf{A}(\boldsymbol{\theta})$ is a matrix depending on the mass and inertia of the wrist elements, $\boldsymbol{\theta}$ represent the vector of the wrist actuators positions, and $\dot{\theta}$ the wrist actuators velocities. If **H** is equal to a constant **c** (**c** could be the null vector), then, to cancel the shaking moment at wrist position $\boldsymbol{\theta}$, the wrist actuators velocities $\dot{\theta}$ should be equal to:

$$\theta = \mathbf{A}^{-1}\left(\mathrm{c} - \mathbf{H}_{pos}\right). \tag{8}$$

As matrix **A** is dependent on $\boldsymbol{\theta}$ (for spatial robots only), this equation should be solved iteratively.

2.2. *Case study*

Let us now consider the application of such an approach on the previously presented 3*R* planar robot.

For the initial and final positions defined in section 1.2, with a “bang-bang” law applied on the displacement of the robot centre of masses, two cases have been simulated:

1) the orientation of the end-effector is kept constant with zero-degree orientation with respect to the ***x***-axis;

2) the rotational displacement of the end-effector follows Eq. (8).

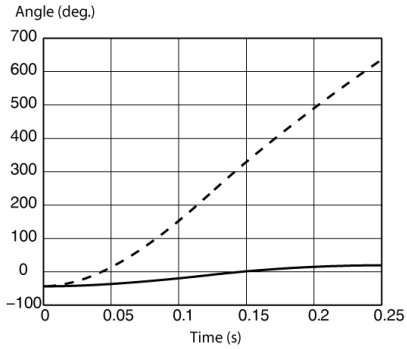


Fig. 4. Orientation of the end-effector for two examined cases

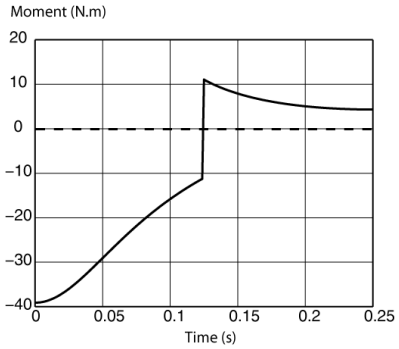


Fig. 5. Shaking moment for two examined cases

The resulting orientation of the end-effector is shown in Fig. 4 (case 1 in full line and case 2 in dotted line). These trajectory parameters are implemented into ADAMS software and we obtained the variations of shaking moments (case 1 in full line and case 2 in dotted line). The obtained results shown that the optimal trajectory planning (case 2) allows cancelling the shaking moment.

Researches were spent within the limits of the state contract № 02.740.11.5196.

REFERENCES

1. Lowen, G.G. Balancing of linkages – an Update / G.G. Lowen, F.R. Tepper and R.S. Berkof // Mechanism and Machine Theory. 1983. Vol. 18(3). P. 213–230.

2. Arakelian, V. A historical review of the evolution of the theory on balancing of mechanisms / V. Arakelian, M. Dahan and M.R. Smith // Proc. of the Intern. symposium on history of machines and mechanisms. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2000. P. 291–300.

3. Arakelian, V. Shaking force and shaking moment balancing of mechanisms: a historical review with new examples / V. Arakelian and M.R. Smith // Transactions of the ASME: J. of Mechanical Design. 2005. Vol. 127. P. 334–339.

4. Complete shaking force and shaking moment balancing of planar parallel manipulators with prismatic pairs / S. Briot, I.A. Bonev, C.M. Gosselin [et al.] // J. of Multibody Dynamics. 2009. Vol. 223(1). P. 43–52.

5. Berkof, R.S. Complete fore and moment balancing of inline four-bar linkages / R.S. Berkof // Mechanism and Machine Theory. 1973. Vol. 8(3). P. 397–410.

6. Dresig, H. Vollständiger und harmonischer Ausgleich ebener Mechanismen / H. Dresig, S. Naake, and L. Rockausen. Düsseldorf: VDI Verlag, 1994. 73 p.

7. Herder, J.L. A counter-rotary counterweight for light-weight dynamic balancing // J.L. Herder and C.M. Gosselin // Proc. of ASME 2004 DETC/CIEC conf., September 28 – October 2, 2004. Salt Lake City, Utah, USA, 2004. P. 659–667.

8. Gosselin, C.M. Synthesis and design of reactionless tree-degree-of-freedom parallel mechanisms / C.M. Gosselin, G. Cote and Y. Wu // IEEE Transactions on Robotics and Auto-mation. 2004. Vol. 20(2). P. 191–199.

9. Ricard, R. On the design of reactionless parallel manipulators / R. Ricard and C.M. Gosselin // Proc. of the ASME 2000 DETC/CIEC conf., september 10–13, 2000. Baltimore, Maryland, 2000. P. 1–12.

10. Papadopoulos, E. Design and motion planning for a zero-reaction manipulator / E. Papadopoulos and A. Abu-Abed. // In Proc. of the IEEE Intern. conf. on Robotics and Automation. San Diego, CA, 1994. P. 1554–1559.

11. Fattah, A. On the design of reactionless 3-DOF planar parallel mechanisms / A. Fattah and S.K. Agrawal // Mechanism and Machine Theory. 2006. Vol. 41(1). P. 70–82.

12. Arakelian, V. Dynamic balancing of the SCARA robot / V. Arakelian and S. Briot // Proc. of the 17-th CISM-IFToMM symposium on Robot Design, Dynamics and Control (Romansy 2008). Tokyo, Japan, 2008.

13. Yoshida, K. Moving base robotics and reaction management control / K. Yoshida, D.N. Nenchev and M. Uchiyama // Robotics Research: the 7th Int. symp. / Ed. by G. Giralt, G. Hirzinger. N. Y.: Springer-Verlag, 1996. P. 101–109.

14. Experiments on reaction null-space based decoupled control of a flexible structure mounted manipulator system / D.N. Nenchev, K. Yoshida, P. Vichitkulsawat [et al.] // Proc. of the 1997 IEEE Intern. conf. on Robotics and Automation (ICRA). Albuquerque, New Mexico, USA, 1997.

15. Reaction null-space control of flexible structure mounted manipulator systems / D.N. Nenchev, K.Yoshida, P. Vichitkulsawat [et al.] // IEEE Transactions on Robotics and Automation. 1999. Vol. 15(6). P. 1011–1023.

16. Shaking forces minimization of high-speed robots via an optimal motion planning / S. Briot, V. Arakelian, N. Sauvestre [et al.] // Proc. of the 18-th CISM-IFToMM symposium on Robot Design, Dynamics and Control (ROMANSY 2010). Udine, Italy, 2010.

17. Dubowsky, S. Path planning for space manipulators to minimize spacecraft attitude disturbances / S. Dubowsky and M.A. Torres // Proc. of the 1991 IEEE Intern. conf. on Robotics and Automation (ICRA). Sacrameto, California, USA, 1991.

18. The Hummingbird Minipositioner – Providing three-axis motion at 50 G's with low reactions / J.P. Karidis, G.McVicker, J.P. Pawletko [et al.] // Proc. of the 1992 IEEE Intern. conf. on Robotics and Automation (ICRA). Nice, France, 1992.

19. Papadopoulos, E.G. Path planning for space manipulators exhibiting non-holonomic behaviour / E.G. Papadopoulos // Proc. of the 1992 IEEE/RJS Intern. conf. on Intelligent Robots and Systems (IROS). 1992.

20. Papadopoulos, E.G. On the design of zero reaction manipulators / E.G. Papadopoulos and A. Abu-Abed // J. of Mechanical Design. 1996. Vol. 118(3). P. 372–376.

21. Arakelian, V. Design of planar 3-DOF 3-RRR reactionless parallel manipulators / V. Arakelian and M. Smith // Mechatronics. 2008. Vol. 18(10). P. 601–606.

22. Briot, S. Complete shaking force and shaking moment balancing of the position-orientation decoupled PAMINSA manipulator / S. Briot and V. Arakelian // IEEE/ ASME Intern. Conf. on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM 2009). Singapore, 2009.

UDK 621

J. Viba, E. Kovals, G. Kulikovskis, M. Eiduks

Riga Technical University (Latvia)

J.-G. Fontaine

Italian institute of Technology, Genoa (Italy)

W. Megill

Bath University (England)

FLOATING ROBOT MOTION DYNAMICS ANALYSIS AND CONTROL SYNTHESIS

Для описания движения плавающего робота использованы стандартные обобщенные координаты из теории динамики самолётов и кораблей. Движение описывается теоремой о перемещении центра масс и изменением кинетического момента вокруг центра масс. Даны примеры моделирования движения с тремя управлениями.

1. The mathematical model of the robot's body

We will substitute vertical axis from ships center C to the earth center direction CZ with the large letter Z. Axes, respectively, related to the ship (robot) in the center C will be substituted with x, y and z (with lower case, Fig. 1).

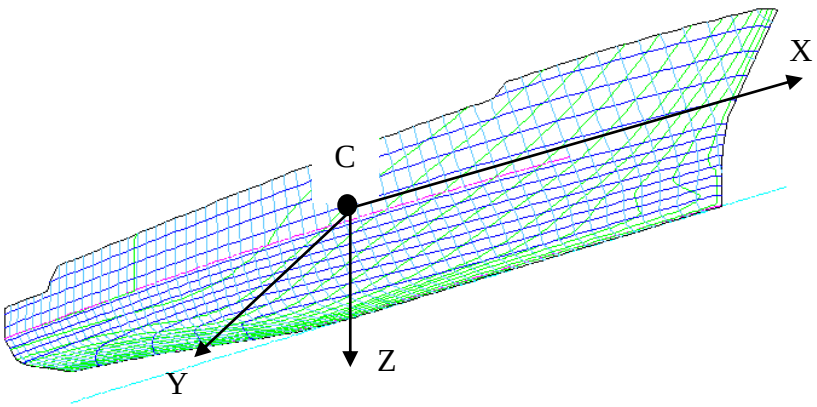


Fig. 1. Ships (a floating robot) body with axes

Pursuant to the problems associated with the object interaction with water, the water stream and wind flow around hull, for simplicity it will be described as a parallelepiped (Fig. 2–4).

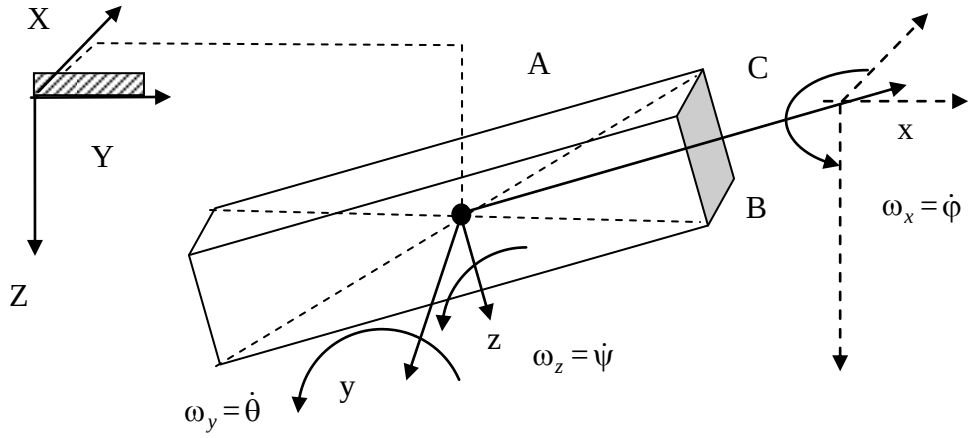


Fig. 2. Ship (a floating robot) body with x, y and z axes
and angular speeds around them (ω with the indices x, y and z)

Then the ship (the robot) mass center motion is described by the mass center motion equation (1), but the rotation around the center of mass is described by the kinetic momentum interception theorem (2) [3]:

Motion model - forces working on the ship

$$m \cdot \bar{a}_c = \sum \bar{F}_k^{(e)}; \tag{1}$$

$$\frac{d\bar{L}_c}{dt} = \sum \bar{M}_k^{(e)}, \tag{2}$$

where m – mass, $\bar{a}_c$ – center of mass acceleration, $\sum \bar{F}_k^{(e)}$ – the geometric sum of forces of the external k-forces, gravity and interaction of the displaced water – Archimedes force, air (wind) and water (current) interaction, ship management (generated by propellers or thrusters) forces, $\bar{L}_c$ – the ships kinetic moment against the mass center C, $\frac{d\bar{L}_c}{dt}$ – the derivative of the kinetic moment at time t, $\sum \bar{M}_k^{(e)}$ – the geometric sum of moments of external forces against the mass center.

The ships kinetic moment against the center of mass C:

$$\bar{L}_c = [J_c] \cdot \bar{\omega}, \tag{3}$$

where $[J_c]$ – the ship mass inertia tensor against the center of mass; $\bar{\omega}$ – ship's angular velocity vector.

Accordingly,

$$[J_c] = \begin{bmatrix} J_x & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{xy} & J_y & -J_{yz} \\ -J_{xz} & -J_{yz} & J_z \end{bmatrix}, \quad (4)$$

where J_x, J_y, J_z – the axial moments of inertia; J_{xy}, J_{xz}, J_{yz} – centrifugal moments of inertia.

Choosing x, y and z axes as **principal** axes of inertia, the centrifugal moments of inertia are equal to zero ($J_{xy} = 0, J_{xz} = 0, J_{yz} = 0$) and

$$[J_c] = \begin{bmatrix} J_x & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & J_z \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Accordingly, the angular velocity $\bar{\omega}$ can be expressed with the components $\omega_x, \omega_y, \omega_z$:

$$\bar{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}. \quad (6)$$

In case of small vessel movements like piching and rolling the components are equal to the corresponding angle first order derivatives (see Fig. 2):

$$\omega_x = \dot{\varphi},\ \omega_y = \dot{\theta},\ \omega_z = \dot{\psi},$$

where φ, θ, ψ – the turning angles around the x, y and z axes. So,

$$\bar{\omega} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (7)$$

and

$$\bar{L}_c = \begin{bmatrix} J_x & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_x \cdot \omega_x \\ J_y \cdot \omega_y \\ J_z \cdot \omega_z \end{bmatrix}. \quad (8)$$

The kinetic momentum $\bar{L}_c$ (2), (8) derivative is found as derivative against structure axes *x*, *y*, *z*, then in addition to its rotation with angular velocity $\bar{\omega}$ as follows:

$$\frac{d\bar{L}_c}{dt} = \frac{d}{dt}\begin{Bmatrix} J_x \cdot \omega_x \\ J_y \cdot \omega_y \\ J_z \cdot \omega_z \end{Bmatrix} + \bar{\omega} \times \bar{L}_C. \quad (9)$$

Since the axial moments of inertia J_x, J_y, J_z are constant in time, then the expression (9) turns into the following:

$$\frac{d\bar{L}_c}{dt} = \begin{Bmatrix} J_x \cdot \varepsilon_x \\ J_y \cdot \varepsilon_y \\ J_z \cdot \varepsilon_z \end{Bmatrix} + \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ J_x \cdot \omega_x & J_y \cdot \omega_y & J_z \cdot \omega_z \end{vmatrix}, \tag{10}$$

where $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – the angular acceleration around the relations x, y and z axes, which are connected with the ship's hull.

In this way, the expressions (1) and (2) let us obtain the following six differential equation left hand sides (right hand sides will be found later, following the force reduction):

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{X}_c &= \sum F_{kx}^{(e)}; \\ m \cdot \ddot{Y}_c &= \sum F_{ky}^{(e)}; \\ m \cdot \ddot{Z}_c &= \sum F_{kz}^{(e)}; \end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned} J_x \cdot \ddot{\varphi} + (J_z - J_y) \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\psi} &= \sum M_{kx}^{(e)}; \\ J_y \cdot \ddot{\theta} + (J_x - J_z) \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\psi} &= \sum M_{ky}^{(e)}; \\ J_z \cdot \ddot{\psi} + (J_y - J_x) \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\theta} &= \sum M_{kz}^{(e)}. \end{aligned} \tag{12}$$

Here indexes refer to the corresponding axes, on which the forces are projected or take their moments. The first or second successive angles derivatives at time t are marked with one or two dots (see also Fig. 2). It is important to note that the mass center of the movement is described in the absolute coordinates, but the rotation around the center of mass – in the relative angle intercept coordinates.

2. Force Reduction of the mass center C

2.1. *Reduction of wind interaction forces*

Lets divide forces into two parts: the lateral forces acting on two surfaces: the side length A1 of the ship and front part length B1 of the ship.

The forces depend on the projection of the relative speed (on the normal of the area) **squared**. In this way we obtain the following projection of the wind torque to the vertical axis.

$$\mathrm{NA1_x} = -k1 \cdot A1 \cdot C1 \cdot \left(\dot{X} \cdot \sin(\alpha+\psi) - \dot{Y} \cdot \cos(\alpha+\psi) + Vv \cdot \sin(\psi+\beta)^2 \right) \cdot \sin(\alpha+\psi);$$

$$NB1_x = -k2 \cdot B2 \cdot C2 \cdot \left(\dot{X} \cdot \cos(\alpha+\psi) + \dot{Y} \cdot \sin(\alpha+\psi) + Vv \cdot \cos(\psi+\beta)^2 \right) \cdot \cos(\alpha+\psi);$$

$$NA1_y = k1 \cdot A1 \cdot C1 \cdot \left(\dot{X} \cdot \sin(\alpha+\psi) - \dot{Y} \cdot \cos(\alpha+\psi) + Vv \cdot \sin(\psi+\beta)^2 \right) \cdot \cos(\alpha+\psi); \qquad (13)$$

$$NB1_y = -k2 \cdot B2 \cdot C2 \cdot \left(\dot{X} \times \cos(\alpha+\psi) + \dot{Y} \cdot \sin(\alpha+\psi) + Vv \cdot \cos\left(\psi+\beta\right) \right)^2 \cdot \sin(\alpha+\psi);$$

$$Mv_z = -k1 \cdot A1 \cdot C1 \cdot \left(\dot{X} \cdot \sin(\alpha+\psi) - \dot{Y} \cdot \cos(\alpha+\psi) + Vv \cdot \sin(\psi+\beta)^2 \right) \cdot e1,$$

here k1, k2 – drag force proportionality coefficients; C1, C2 – the height of the wind interaction edge of the side and end; VV – the absolute wind speed; e1 – wind force outlets to the mass center C Eccentricity. Angles α, β, γ un ψ are shown in Fig. 3 and 4.

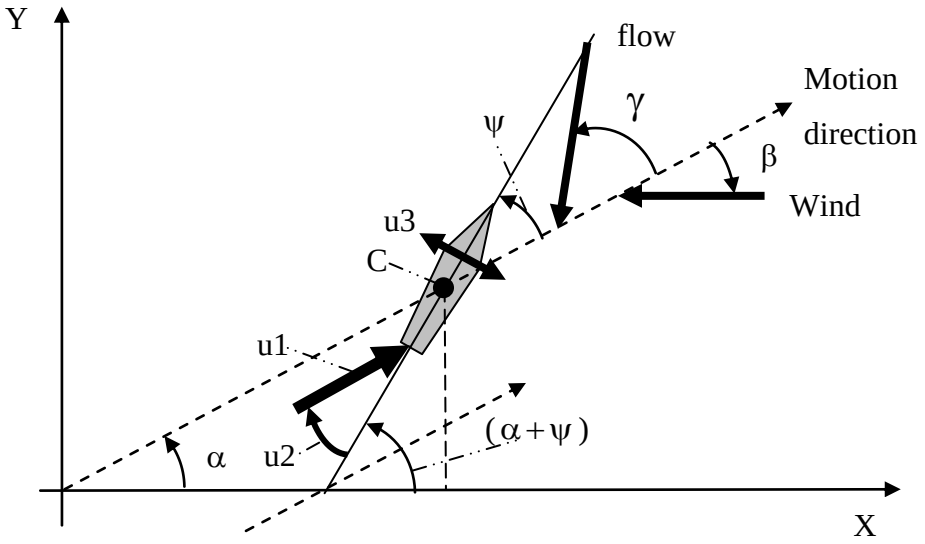


Fig. 3. The ship's direction of movement, currents and wind direction, robots control U1, U2 and U3

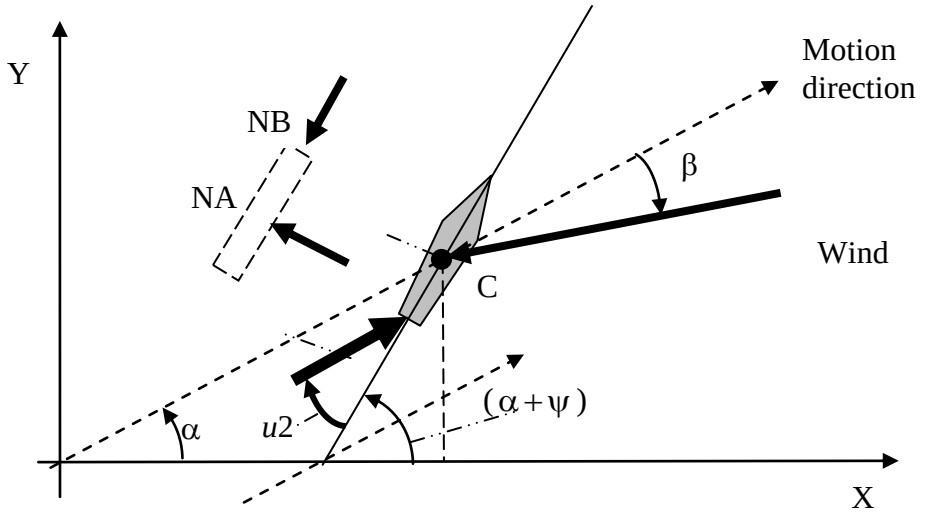


Fig. 4. Interaction of wind power scheme on the lateral plane (the average length A1) and the front plane (the average length B1)

2.2. *The reduction of the water currents interaction forces*

As before (at wind interaction), the forces are divided into two parts: the lateral forces acting on the two sides: the side length of the robot A3, and the front part of the length B4. The forces depend on the relative speed projection (on the normal of the corresponding area) **squared**. In this way we obtain the following relationship:

$$\begin{aligned}
NA3_x &= -k3\cdot A3\cdot C3\cdot\sin(\alpha+\psi_n)\cdot\left(vX_n\cdot\sin(\alpha+\psi_n)-vY_n\cdot\cos(\alpha+\psi_n)+Vs\cdot\sin(\psi_n-\gamma)\right)^2\\
NB4_x &= -k4\cdot B4\cdot C4\cdot\cos(\alpha+\psi_n)\cdot\left(vX_n\cdot\cos(\alpha+\psi_n)+vY_n\cdot\sin(\alpha+\psi_n)+Vs\cdot\cos(\psi_n-\gamma)\right)^2\\
NA3_y &= k3\cdot A3\cdot C3\cdot\cos(\alpha+\psi_n)\cdot\left(vX_n\cdot\sin(\alpha+\psi_n)-vY_n\cdot\cos(\alpha+\psi_n)+Vs\cdot\sin(\psi_n-\gamma)\right)^2\\
NB4_y &= -k4\cdot B4\cdot C4\cdot\sin(\alpha+\psi_n)\cdot\left(vX_n\cdot\sin(\alpha+\psi_n)+vY_n\cdot\cos(\alpha+\psi_n)+Vs\cdot\cos(\psi_n-\gamma)\right)^2\\
Ms_z &= k3\cdot A3\cdot C3\cdot 1\cdot\left(vX_n\cdot\sin(\alpha+\psi_n)-vY_n\cdot\cos(\alpha+\psi_n)+Vs\cdot\sin(\psi_n-\gamma)\right)^2\cdot e1
\end{aligned} \tag{14}$$

Relations (14) have similar expressions as equations (13).

In addition viscous interactions to the robot's **side**, such as water sliding force, which depends on the relative slip velocity in the **first order**. Then we obtain the formula:

$$\begin{aligned}
NA0_x &= 2\cdot k0\cdot(-1)\cdot\left[\cos(\alpha+\psi_n)\cdot\left(vX_n\cdot\cos(\alpha+\psi_n)+vY_n\cdot\sin(\alpha+\psi_n)+Vs\cdot\cos(\psi_n-\gamma)\right)\right]\\
NA0_y &= -2\cdot k0\left[\sin(\alpha+\psi_n)\cdot\left(vX_n\cdot\cos(\alpha+\psi_n)+vY_n\cdot\sin(\alpha+\psi_n)+Vs\cdot\cos(\psi_n-\gamma)\right)\right]
\end{aligned} \tag{15}$$

Here k0-constant, but the "two", complies of both hull sides of interaction; γ – the angle of the current direction.

2.3. *The complex interactions of the waves are adopted as follows* (*16*):

– Waves spread accurately to the direction of the wind with angle

– Wave interactions are considered only from the lateral side;

– The wave propagation velocity V0 is not greater than the wind speed Vv;

– Periodic wave length L0 is given or determined from the period T and the velocity V0;

– Wave interaction strength depends on the vessel mass m or weight m.g;

– Wave height (amplitude) a is given;

– Constant k00 must be determined experimentally.

Then the force components in the direction of X and Y axis will be (16):

$$\text{Rxvil} = -\left[k00\frac{a}{L0}\cdot m\cdot g\cdot\left[\left[1-\cos\left[2\cdot\pi\cdot\frac{t_n\cdot\left[vX_n\cdot\left(\cos(\alpha-\beta)+vY_n\cdot\sin(\alpha-\beta)\right)+V0\right]}{L0}\right]\right]\cdot\cos(\alpha-\beta)\right]\right]$$

$$\text{Ryvil} = -\left[k00\frac{a}{L0}\cdot m\cdot g\cdot\left[\left[1-\cos\left[2\cdot\pi\cdot\frac{t_n\cdot\left[\left(vX_n\cdot\cos(\alpha-\beta)+vY_n\cdot\sin(\alpha-\beta)\right)+V0\right]}{L0}\right]\right]\cdot\sin(\alpha-\beta)\right]\right] \quad (16)$$

Accordingly, the forces of Z-axis direction will include:

– Gravity m.g;

– Archimedes force from the ship's vertical draft (cz. Zn) (as an elastic spring);

– Viscous resistance (k01.vZn);

– Forced oscillation component of the wave impact with amplitude a.

Then we obtain the forces in the following way (17):

$$Rz = m\cdot g - cz\cdot Z_n - k01\cdot vZ_n + (-a\cdot cz)\cdot\cos\left[2\cdot\pi\cdot\frac{t_n\cdot\left[vX_n\cdot\left(\cos(\alpha-\beta)+vY_n\cdot\sin(\alpha-\beta)\right)+V0\right]}{L0}\right] \quad (17)$$

2.4. *Robot's angular motion*

Robot's angular motion (fluctuations around the Cx and Cy axes, ref. Equations (12)) are small compared with the turning angle around the vertical axis Cz. It can therefore be assumed that they are (linked) with the subsequent fading fluctuation form:

$$\begin{aligned}\omega x_{n+1} &= \omega x_n + \frac{s}{Jx}\cdot\left[\omega y_n\cdot\omega z_n\cdot(Jy-Jz) - cT1\cdot\varphi_n - bT1\cdot\omega x_n\right]\\ \omega y_{n+1} &= \omega y_n + \frac{s}{Jy}\cdot\left[\omega x_n\cdot\omega z_n\cdot(Jz-Jx) - cT2\cdot\theta_n - bT2\cdot\omega y_n\right]\end{aligned} \quad (18)$$

where CT1, CT2, BT1 and BT2 a constant.

Robot's angular motion around the axis of CZ is one of the major movements because it directs the direction of travel and steering (see (12)):

$$J_z\cdot\ddot{\psi}+(J_y-J_x)\cdot\dot{\varphi}\cdot\dot{\theta}=\sum M_{kz}^{(e)},$$

Expression is given below (19) and includes all the forces described above, as well as three controls (see below) with eccentricities (arms of forces) e1, e2 and e3.

$$\omega z_{z+1} = \omega z_n + \frac{s}{Jz}\cdot[\quad] \quad (19)$$

$$U3\cdot\left(\text{sign}\left(X_n\cdot\tan(\alpha)-Y_n\right)\right)\cdot e3 + U1\cdot\sin\left[(-1)\cdot U20\,\text{sign}\left(X_n\cdot\tan(\alpha)-Y_n\right)\right]\cdot e2 - \left(bT3\cdot\omega z_n\right) + \omega x_n\cdot\omega y_n\cdot(Jx-Jy)$$

$$k00\frac{a}{L0}\cdot m\cdot g\cdot\left[\left[1-\cos\left[2\cdot\pi\cdot\frac{t_n\cdot\left[\left(vX_n\cdot\cos(\alpha-\beta)+vY_n\cdot\sin(\alpha-\beta)\right)+V0\right]}{L0}\right]\right]\cdot\sin(\psi_n+\beta)\cdot e4\right]$$

$$k1 \cdot A1 \cdot C1 \cdot 1 \cdot \left(vX_n \cdot \sin(\alpha + \psi_n) - vY_n \cdot \cos(\alpha + \psi_n) + Vv \cdot \sin(\psi_n + \beta)\right)^2 \cdot e1 \cdot 1 \cdot \left(\text{sign}\left(\sin(\psi_n + \beta)\right)\right)$$

$$k3 \cdot A3 \cdot C3 \cdot 1 \cdot \left(vX_n \cdot \sin(\alpha + \psi_n) - vY_n \cdot \cos(\alpha + \psi_n) + Vs \cdot \sin(\psi_n - \gamma)\right)^2 \cdot \left(e1 \cdot 1 \cdot \text{sign}\left(\sin(\psi_n - \gamma)\right)\right)$$

2.5. *Robot's steering* (*management*)

Robot's steering is done via three controls:

– U1 – propellers with constant force (see formula (20), (21));

– U20 – with a constant steering angle (left or right) angle, which is controlled by the deviation from the desired course (with signatures);

– U3 – with a bowthruster in front of the vessel turning on one or the other side (also with signature (19), (20)).

$$\begin{aligned} (U1,U20)x &= U1 \cdot \cos\left[\alpha + \psi_n - (-1) \cdot U20 \cdot \text{sign}\left(X_n \cdot \tan(\alpha) - Y_n\right)\right] \\ U3x &= - U3 \cdot \left(\text{sign}\left(X_n \cdot \tan(\alpha) - Y_n\right)\right) \cdot \sin(\alpha + \psi_n) \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} (U1,U20)y &= U1 \cdot \sin\left[\alpha + \psi_n - (-1) \cdot U20 \cdot \text{sign}\left(X_n \cdot \tan(\alpha) - Y_n\right)\right] \\ U3y &= U3 \cdot \left(\text{sign}\left(X_n \cdot \tan(\alpha) - Y_n\right)\right) \cdot \cos(\alpha + \psi_n) \end{aligned} \quad (21)$$

Compiled simulation program includes more than 50 input parameters and is applicable to floating robot motion analysis, trajectory tracking and control synthesis.

Compiled simulation program is also applicable to the study of the robot's motion because robot's trajectory can be analyzed by alteration of the parameters and the control.

Some few examples of motion modeling are shown in Fig. 5, 6.

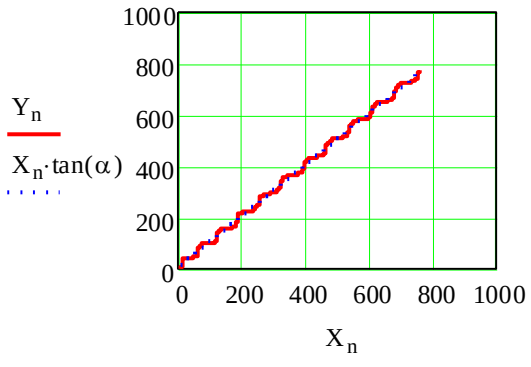


Fig. 5. Control motion along line course

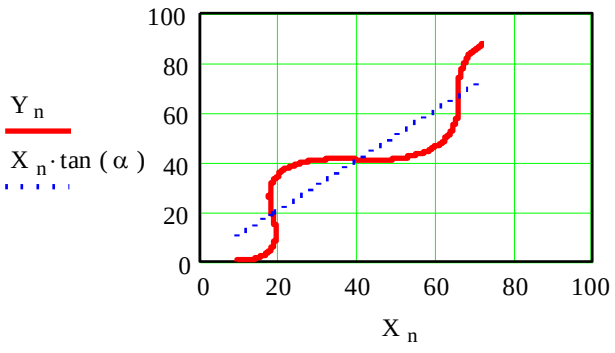


Fig. 6. Control along line course in motion starting position take into account flow and wind

1. Meriam, J.L. Engineering Mechanics. Dynamics / J.L. Meriam, L.G. Kraige. Jon Wiley & Sones, 2006.

2. Langhaar, H.L. Engineering Mechanics. Dynamics / H.L. Langhaar, A.P. Boresi; McGRAW-Hill BOOK COMPANY. New York; Toronto; London, 1959. 719 p.

УДК 531.8

И. Зейдис, К. Циммерманн

Technische Universitaet Ilmenaum (Germany)

В.В. Бартенев, С.Ф. Яцун

Курский государственный технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ МОБИЛЬНОГО КОЛЕСНОГО РОБОТА ПО ШЕРОХОВАТОЙ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ В ВЯЗКОЙ СРЕДЕ

В работе предложена математическая модель управляемого движения мобильного трехколесного робота с двумя независимыми весомыми ведущими колесами по шероховатой плоскости в вязкой среде.

Введение

В настоящее время области применения мобильной робототехники во многих сферах человеческой деятельности существенно расширяются. Особенно это актуально для задач, решение которых сопряжено с риском для жизни и здоровья людей. Однако, несмотря на обширные фундаментальные и прикладные исследования, задачи управления движением мобильных роботов решены в недостаточной мере. Это связано с необходимостью учета реальных факторов движения при построении математических моделей, с различными условиями движения, с различиями кинематических схем роботов. В этой связи задача разработки методов управления движением является актуальной. Особенно важной составляющей указанной задачи является математическое моделирование движения роботов, т.к. в большинстве случаев реальные образцы мобильной робототехники неприемлемы для точного анализа в силу различных обстоятельств.

Одним из классов мобильных роботов являются колесные мобильные роботы. Применение таких роботов, как отмечено в [5], в случае с гладкими, подготовленными поверхностями в сравнении с другими их видами (например, шагающими) более оправ-

данно в силу превосходства по экономичности, скорости передвижения и простоте управления.

В настоящей работе рассматривается трехколесный мобильный робот с двумя независимыми весомыми ведущими колесами. Такой робот обладает высокой маневренностью и с кинематической точки зрения способен отрабатывать любую непрерывную траекторию. Связь управления поступательным и вращательным движениями вносит элемент нелинейности в систему. Из перечисленного следует, что выбранный тип мобильного робота является удобным объектом для постановки как классических, так и новых задач мехатроники.

Условия движения робота

Введём неподвижную систему координат *Oxyz* так, чтобы плоскость *Oxy* совпадала с горизонтальной шероховатой плоскостью, по которой в вязкой среде движется робот. Конструктивная схема робота представлена на рис. 1.

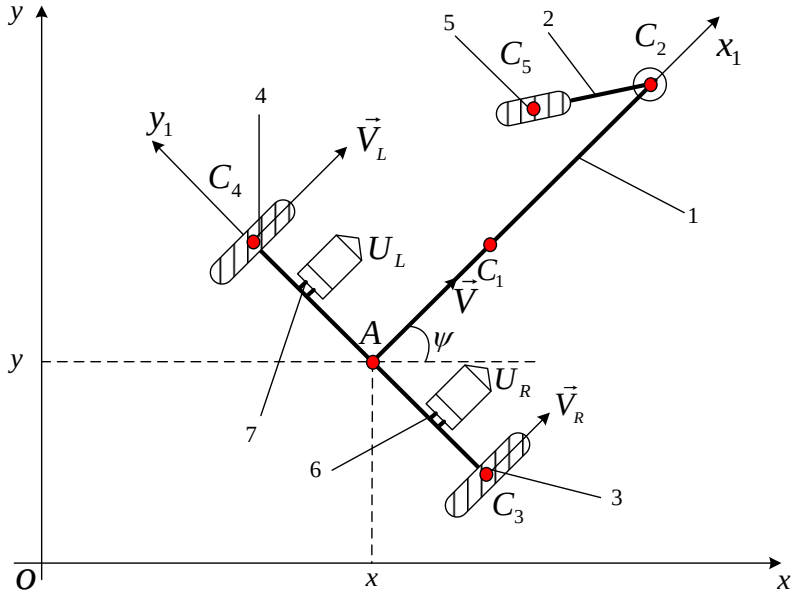


Рис. 1. Конструктивная схема трехколесного мобильного робота:
1 – шасси; 2 – вилка рояльного колеса; 3, 4 – ведущие колеса;
5 – рояльное колесо; 6, 7 – электродвигатели

Введем ряд условий движения мобильного робота, определяющих допущения разрабатываемой математической модели. Такими условиями являются:

1) робот движется по горизонтальной шероховатой поверхности;
2) колеса робота находятся в точечном контакте с поверхностью;

3) робот рассматривается как система твердых тел;

4) движение осуществляется без проскальзывания;

5) массы вилки 2 и рояльного колеса 5 считаются равными нулю;

6) в точке C_2 платформа имеет абсолютно гладкую опору;

7) робот движется рояльным колесом вперед.

Пусть на платформе робота установлены два электродвигателя постоянного тока, обеспечивающие вращение ведущих колес, тогда, с учетом допущений, будем рассматривать его как систему трех твёрдых тел: платформы и двух колес с электродвигателями и редукторами. Положение этих тел в системе координат $Oxyz$ определяется вектором обобщённых координат $\vec{q} = \left| x \;\; y \;\; \psi \;\; \varphi_R \;\; \varphi_L \right|^{\mathrm{T}}$, где x, y – координаты точки A – середины отрезка, соединяющего центры C_3, C_4 задних колёс 3, 4; ψ – угол поворота вокруг вертикали шасси 1, отсчитываемый от оси Ox; φ_R, φ_L – углы поворота ведущих колёс относительно горизонтальных осей. Подвижная система координат $Ax_1y_1z_1$ с началом в точке A жёстко связана с шасси робота. При этом ось Ay_1 направлена вдоль отрезка C_3C_4, а центр масс платформы C_1 лежит на оси Ax_1.

Вывод уравнений движения робота

Угловая скорость шасси $\vec{\omega}$ определяется следующим образом:

$$\vec{\omega} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{pmatrix}, \tag{1}$$

где вектор $\vec{\omega}$ задан проекциями на оси системы координат $Ax_1y_1z_1$.

Угловые скорости ведущих колес $\vec{\omega}_L$, $\vec{\omega}_R$ определяются соотношениями:

$$\vec{\omega}_L = \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\varphi}_L \\ \dot{\psi} \end{pmatrix}; \; \vec{\omega}_R = \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\varphi}_R \\ \dot{\psi} \end{pmatrix}, \tag{2}$$

где $\vec{\omega}_L$, $\vec{\omega}_R$ заданы проекциями на оси системы координат $Ax_1y_1z_1$.

Скорости точек контакта ведущих колес с поверхностью можно определить из уравнений:

$$\begin{cases} \vec{V}_L = \vec{V}_A + [\vec{\omega}, AC_4] + [\vec{\omega}_L, C_4P_4]; \\ \vec{V}_R = \vec{V}_A + [\vec{\omega}, AC_3] + [\vec{\omega}_R, C_3P_3], \end{cases} \tag{3}$$

где $\vec{V}_A$ – скорость точки A; P_3, P_4 – точки контактов ведущих колес с поверхностью.

Так как движение ведущих колёс происходит без проскальзывания, то проецирование уравнений (3) на оси системы координат $Ax_1y_1z_1$ позволяет получить три уравнения неинтегрируемых (неголономных) связей:

$$\begin{cases} -\dot{x}\sin\psi + \dot{y}\cos\psi = 0; \\ \dot{x}\cos\psi + \dot{y}\sin\psi + l\dot{\psi} - r\dot{\varphi}_R = 0; \\ \dot{x}\cos\psi + \dot{y}\sin\psi - l\dot{\psi} - r\dot{\varphi}_L = 0, \end{cases} \tag{4}$$

где $\dot{x}$, $\dot{y}$ – проекции скорости $\vec{V}$ точки A на оси Ox и Oy соответственно; $l = AC_3 = AC_4$ – половина расстояния между ведущими колесами; $r = C_3P_3 = C_4P_4$ – радиус ведущих колес.

Наличие в механической системе неинтегрируемых связей приводит к невозможности произвольного задания части обобщенных координат. В настоящем случае такой координатой является курсовой угол ψ. Число управляемых степеней свободы неголономных механических систем меньше всех их эффективных степеней свободы, что усложняет задачу управления их движением.

В соответствии с [3, 4] число степеней свободы N неголономных систем определяется по формуле

$$N = S - L, \tag{5}$$

где S – число обобщенных координат системы; L – число неголономных связей.

В соответствии с соотношением (5) рассматриваемая механическая система имеет 5–3, т.е. две степени свободы. Однако наличие в системе электродвигателей делает необходимым рассматривать ее как электромеханическую. В этом случае вектор обобщенных координат включает семь элементов $\vec{q} = \left| x \;\; y \;\; \psi \;\; \varphi_R \;\; \varphi_L \;\; e_R \;\; e_L \right|^{\mathrm{T}}$, где e_R, e_L – электрические заряды, такие, что $i_R = \dot{e}_R$, $i_L = \dot{e}_L$ являются токами в цепях питания двигателей. Следовательно, рассматриваемая электромеханическая система имеет четыре степени свободы.

Движение электромеханической системы описывается уравнениями Лагранжа–Максвелла

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\vec{q}}}\right)^{\mathrm{T}} - \left(\frac{\partial L}{\partial \vec{q}}\right)^{\mathrm{T}} + \left(\frac{\partial \Psi}{\partial \dot{\vec{q}}}\right)^{\mathrm{T}} = \vec{Q}, \tag{6}$$

где $L = T - \Pi + W_m - W_e$ – функция Лагранжа (лагранжиан); T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; W_m – энергия магнитного поля; W_e – энергия электрического поля; $\Psi = \Psi_m + \Psi_e$ – диссипативная функция; Ψ_m – механическая диссипативная функция; Ψ_e – электрическая диссипативная функция; $\vec{q}$ – вектор обобщенных координат электромеханической системы; $\vec{Q}$ – вектор обобщенных сил электромеханической системы.

Для учета неголономных связей в правые части уравнений (6) необходимо добавить вектор их обобщенных реакций. В этом случае уравнения (6) примут следующий вид:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\vec{q}}}\right)^{\mathrm{T}} - \left(\frac{\partial L}{\partial \vec{q}}\right)^{\mathrm{T}} + \left(\frac{\partial \Psi}{\partial \dot{\vec{q}}}\right)^{\mathrm{T}} = \vec{Q} + \vec{B}^{\mathrm{T}}\vec{\lambda}, \tag{7}$$

где $\vec{B}$ – матрица уравнений неголономных связей, записанных в матричной форме $\vec{B}\dot{\vec{q}} = 0$; $\vec{\lambda}$ – вектор неопределенных множителей Лагранжа.

Применительно к рассматриваемой задаче исследования динамики управляемого движения трехколесного робота определение вектора $\vec{\lambda}$ не является необходимым, т.к. для ее решения достаточно определения зависимости $\vec{q}(t)$, т.е. нахождения движения системы (в терминах теории управления). Поэтому вектор неопределенных множителей $\vec{\lambda}$ необходимо исключить. Одним из возможных путей осуществления этого является умножение обоих частей уравнений (7) на матрицу $\vec{H}$, определяющую связь обобщенных скоростей системы и ее псевдоскоростей, определяемых наличием неголономных связей. Матрица $\vec{H}$ определяет указанную связь следующим образом:

$$\dot{\vec{q}} = \vec{H}\vec{\pi}, \tag{8}$$

где $\vec{\pi}$ – вектор псевдоскоростей.

В [3] доказано, что $\vec{B}\vec{H} = 0$, поэтому умножение уравнений (7) на матрицу $\vec{H}$ позволяет исключить из них вектор неопределенных множителей и получить форму уравнений Маджи для электромеханической системы с неголономными связями:

$$\vec{H}^{T}\left[\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\vec{q}}}\right)^{\mathrm{T}} - \left(\frac{\partial L}{\partial \vec{q}}\right)^{\mathrm{T}} + \left(\frac{\partial \Psi}{\partial \dot{\vec{q}}}\right)^{\mathrm{T}} - \vec{Q}\right] = 0. \tag{9}$$

Существуют другие методы исключения вектора неопределенных множителей, результатом применения которых являются, например, уравнения Чаплыгина, уравнения Воронца. Некоторые из них рассмотрены в [3].

Так как рассматриваемый класс мобильного робота имеет четыре степени свободы, то вектор его псевдоскоростей включает четыре элемента. В качестве таких элементов целесообразно выбрать модуль скорости $V = \dot{x}\cos\psi + \dot{y}\sin\psi$ точки A, угловую скорость платформы $\omega = \dot{\psi}$ и токи $i_R = \dot{e}_R$, $i_2 = \dot{e}_2$ во внешних цепях электродвигателей. Зависимость между обобщенными и псевдоскоростями системы в таком случае имеет вид

$$\vec{\dot{q}} = \frac{1}{r}\begin{pmatrix} r\cos\psi & 0 & 0 & 0 \\ r\sin\psi & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r & 0 & 0 \\ 1 & l & 0 & 0 \\ 1 & -l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & r \end{pmatrix}\vec{\pi}. \qquad (10)$$

В скалярной форме уравнения (10) имеют вид

$$\begin{cases} \dot{x} = V\cos\psi; \\ \dot{y} = V\sin\psi; \\ \dot{\psi} = \omega; \\ \dot{\varphi}_R = \dfrac{V + l\omega}{r}; \\ \dot{\varphi}_L = \dfrac{V - l\omega}{r}; \\ \dot{e}_R = i_R; \\ \dot{e}_L = i_L. \end{cases} \qquad (11)$$

Потенциальная и электрическая энергии в настоящем случае равны нулю, поэтому лагранжиан рассматриваемой электромеханической системы будет иметь вид

$$L = T + W_m. \qquad (12)$$

Считая масс-инерционные характеристики ведущих колес и электродвигателей идентичными, массы рояльного колеса и вилки равными нулю, определим кинетическую энергию системы:

$$2T = (m_1 + 2m_k)(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) - 2m_1 a(\dot{x}\sin\psi - \dot{y}\cos\psi)\dot{\psi} + \\ +(m_1 a^2 + J_1 + 2m_k l^2 + 2J_{kz})\dot{\psi}^2 + J_y(\dot{\varphi}_R^2 + \dot{\varphi}_L^2), \quad (13)$$

где m_1 – масса платформы; m_k – суммарная масса ведущего колеса и ротора электродвигателя; J_1 – момент инерции платформы относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс C_1; J_{kz} – момент инерции ведущего колеса относительно вертикальной оси; $J_y = J_{ky} + n^2 J_{ry}$ – «приведенный» момент инерции колеса; J_{ky} – момент инерции колеса относительно горизонтальной оси; J_{ry} – момент инерции ротора электродвигателя; n – передаточное число редуктора; $a = AC_1$ – расстояние от точки A до центра масс платформы C_1.

Магнитную энергию рассчитаем с использованием соотношений из [1, 2] следующим образом:

$$2W_m = L_{ind}(\dot{e}_R^2 + \dot{e}_L^2) + 2cn(\varphi_R \dot{e}_R + \varphi_L \dot{e}_L), \quad (14)$$

где L_{ind} – обобщенная индуктивность цепи электродвигателя; c – коэффициент электромеханического взаимодействия. Следует отметить, что при определении магнитной энергии системы электромеханические характеристики электродвигателей считаются идентичными.

Коэффициент электромеханического взаимодействия рассчитывается по формуле [3]:

$$c = \frac{(M_1 - M_2)U_{\text{í}}}{\dot{\gamma}_{\text{í}} M_1}, \quad (15)$$

где M_1, M_2 – соответственно пусковой и номинальный моменты электродвигателя; $\dot{\gamma}_{\text{í}}$, $U_{\text{í}}$ – соответственно номинальная угловая скорость и номинальное напряжение электродвигателя.

Диссипативную функцию определим с учетом влияния силы вязкого сопротивления $\vec{R}$ и момента вязкого сопротивления $\vec{M}_R$, возникающих в результате взаимодействия платформы и ведущих колес робота с вязкой средой, где осуществляется движение. С учетом соотношений из [3] диссипативную функцию запишем в следующем виде:

$$\Psi = \frac{1}{2}R(\dot{e}_1^2 + \dot{e}_2^2) + \frac{1}{2}\mu_{\text{ï}}(\dot{x}\cos\psi + \dot{y}\sin\psi)^2 + \frac{1}{2}\mu_{\text{â}}\dot{\psi}^2 l^2, \quad (16)$$

где R – омическое сопротивление цепи ротора (силы трения не учитываются); $\mu_{\text{ï}}$, $\mu_{\text{â}}$ – коэффициенты вязкого трения для поступательного и вращательного движения робота соответственно.

С учетом соотношений (13) и (14) лагранжиан системы запишем в форме

$$2L = (m_1 + 2m_k)(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) - 2m_1 a(\dot{x}\sin\psi - \dot{y}\cos\psi)\dot{\psi} + (m_1 a^2 + J_1 + 2m_k l^2 + 2J_{kz})\dot{\psi}^2 + \\ + J_y(\dot{\varphi}_R^2 + \dot{\varphi}_L^2) + L_{ind}(i_R^2 + i_L^2) + 2cn\varphi_R i_R + 2cn\varphi_L i_L. \quad (17)$$

В соответствии с расчетными схемами, представленными на рис. 2, определим вектор обобщенных сил системы:

$$\vec{Q} = \left(Q_x \;\; Q_y \;\; Q_\psi \;\; Q_{\varphi_R} \;\; Q_{\varphi_L} \;\; Q_{e_R} \;\; Q_{e_L}\right)^{\mathrm{T}};$$
$$Q_x = \Phi_{x_1}\cos\psi; \;\; Q_y = \Phi_{x_1}\sin\psi; \;\; Q_\psi = M_\Phi + M_{fr}; \quad (18)$$
$$Q_{\varphi_R} = -F_{frR}r; \;\; Q_{\varphi_L} = -F_{frL}r; \;\; Q_{e_R} = U_R, \;\; Q_{e_L} = U_L,$$

где $\hat{\Phi}_{x_1}$ – проекция центробежной силы $\vec{\Phi}$, приложенной к центру масс робота C_1, на ось Ax_1; β – угол между вектором скорости центра масс робота $\vec{V}_{C_1}$ и осью Ax_1; $M_{\hat{\Phi}}$ – проекция момента силы $\vec{M}_{\hat{\Phi}}$ на ось Az_1; M_{fr} – проекция момента, определяемого силами трения качения $\vec{F}_{frL}$, $\vec{F}_{frR}$, на ось Az_1; U_R, U_L – ЭДС, приложенные к электродвигателям.

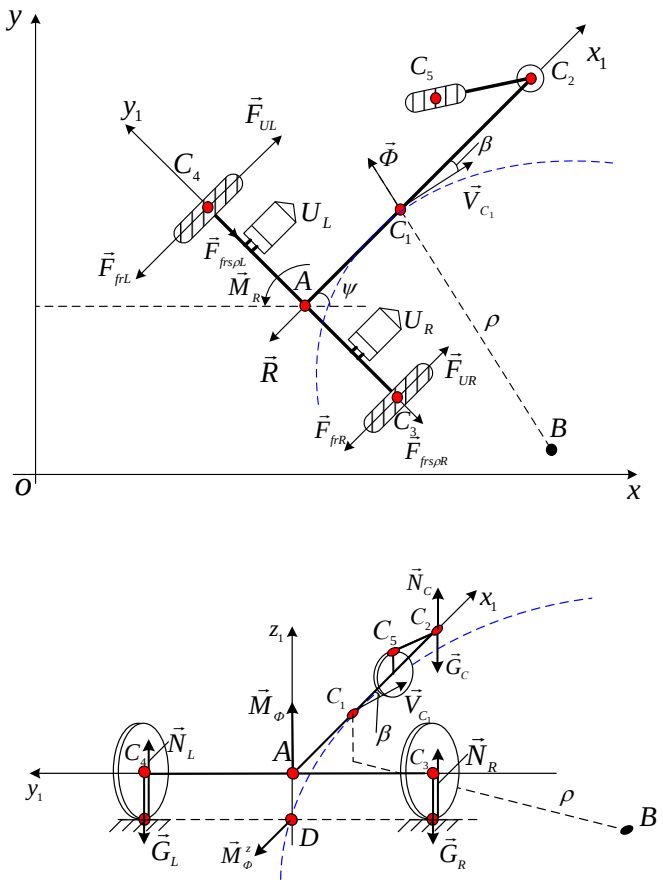


Рис. 2. Расчетные схемы мобильного робота

Определение $\hat{O}_{x_1}$ осуществляется следующим образом:

$$\hat{O}_{x_1} = \hat{O}\sin\beta, \tag{19}$$

где Ф – модуль центробежной силы $\vec{\Phi}$;

$$\hat{O} = \frac{(m_1 + 2m_k)V_{C_1}^2}{\rho}; \qquad V_{C_1} = V + \omega a\, sign(\omega), \tag{20}$$

где V_{C_1} – модуль скорости центра масс платформы C_1; ρ – радиус кривизны траектории движения точки C_1 (C_1B).

Момент силы $M_{\hat{O}}$ с учетом первого соотношения (20) определим следующим образом:

$$M_{\Phi} = -\frac{(m_1 + 2m_k)aV_{C_1}^2\cos\beta}{\rho}\operatorname{sign}(\omega). \tag{21}$$

Значение M_{fr} рассчитывается из соотношения

$$M_{fr} = (F_{frL} - F_{frR})l, \tag{22}$$

где F_{frR}, F_{frL} – проекции сил трения качения $\vec{F}_{frR}$, $\vec{F}_{frL}$ на ось Ax_1.

Будем считать, что силы трения в двигателях и редукторах несущественны, поэтому силы трения качения $\vec{F}_{frR}$, $\vec{F}_{frL}$ возникают исключительно в результате взаимодействия ведущих колес с шероховатой горизонтальной поверхностью, прогибающейся под ними (рис. 3).

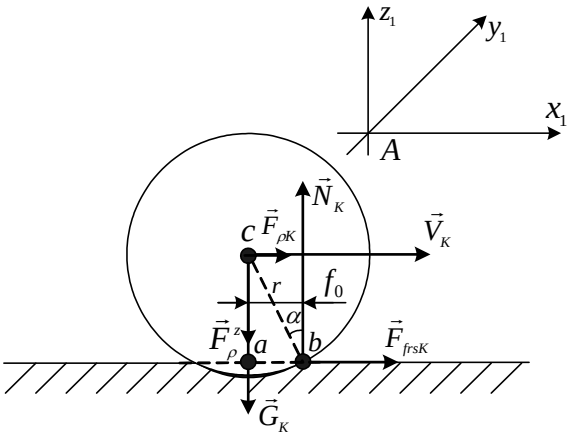


Рис. 3. Расчетная схема ведущего колеса робота

В соответствии с рис. 3 изгиб поверхности под *K*-м ведущим колесом (*K*=*R*, *L*) приводит к необходимости перекатывания колеса через край прогиба и, как следствие, к возникновению момента трения $\vec{M}_{frK}$, модуль которого определяется следующим образом:

$$M_{frK} = N_K r \sin\alpha = N_K f_0, \tag{23}$$

где N_K – модуль силы нормальной реакции $\vec{N}_K$ шероховатой поверхности; f_0 – смещение точки приложения силы нормальной реакции относительно точки *a*.

Рассматривая вращение колеса относительно точки *b*, в которой оно удерживается силой трения покоя $\vec{F}_{frsK}$, можно определить модуль силы сопротивления движению колеса – силы трения качения $\vec{F}_{frK}$, действующей на его ось, проходящую через точку c, следующим образом:

$$F_{frK} = \frac{M_{frK}}{r}\cos\alpha = N_K \frac{f_0}{r}\cos\alpha, \tag{24}$$

где α – угол, определяемый смещением f_0.

В рассматриваемом случае будем считать, что f_0 принимает такие значения, что угол α можно считать пренебрежимо малым. В таком случае

$$F_{frK} = N_K \frac{f_0}{r}. \tag{25}$$

Определение $\vec{F}_{frK}$ из соотношений (18) и (22) осуществляется следующим образом:

$$F_{frK} = N_K f_K;$$

$$f_K = \begin{cases} \dfrac{f_0}{r}\operatorname{sign}(V_K),\ V_K \neq 0; \\ \dfrac{F_K}{N_K},\ V_K = 0, |F_K| \le f_0 \dfrac{N_K}{r}; \\ \dfrac{f_0}{r}\operatorname{sign}(F_K),\ V_K = 0, |F_K| > f_0 \dfrac{N_K}{r}, \end{cases} \tag{26}$$

где V_K – проекция на ось Ax_1 скорости контакта *K*-го ведущего колеса с шероховатой поверхностью; F_K – проекция на ось Ax_1 равнодействующей двух сил: силы $\vec{F}_{UK}$, определяемой ЭДС, и силы $\vec{F}_{\rho K}$, определяемой моментом силы $\vec{M}_{\hat{O}}$, когда робот движет-

ся, но *K*-е колесо находится в состоянии покоя. Если робот находится в состоянии покоя, то составляющая, определяемая $\vec{F}_{\rho K}$, отсутствует.

Значения V_R, V_L определяются из системы уравнений

$$\begin{cases} \dfrac{1}{2}(V_R + V_L) = V; \\ \dfrac{1}{2l}(V_R - V_L) = \omega. \end{cases} \tag{27}$$

Проекции сил $\vec{F}_{\rho L}$, $\vec{F}_{\rho K}$ на ось Ax_1 с учетом (21) определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} F_{\rho L} &= \frac{(m_1+2m_k)aV_{C_1}^2\cos\beta}{2l\rho}\operatorname{sign}(\omega); \\ F_{\rho R} &= -\frac{(m_1+2m_k)aV_{C_1}^2\cos\beta}{2l\rho}\operatorname{sign}(\omega). \end{aligned} \tag{28}$$

Модули сил нормальной реакции шероховатой поверхности $\vec{N}_R$ и $\vec{N}_{\rm L}$ определяются следующим образом:

$$N_R = G_R + F_{\rho R}^Z\operatorname{sign}(\omega);\ N_L = G_L - F_{\rho L}^L\operatorname{sign}(\omega), \tag{29}$$

где G_R, G_L – модули сил тяжести $\vec{G}_R$, $\vec{G}_L$; $F_{\rho R}^z$, $F_{\rho L}^z$ – модули сил $\vec{F}_{\rho R}^z$, $\vec{F}_{\rho L}^z$, определяемых моментом силы $\vec{M}_{\rm O}^z$ (см. рис. 2), модуль которого определяется соотношением

$$M_{\rm O}^z = \frac{(m_1+2m_k)V_{C_1}^2 r}{\rho}\cos\beta. \tag{30}$$

С учетом соотношений (30) можем определить модули сил $\vec{F}_{\rho R}^z$, $\vec{F}_{\rho L}^z$:

$$F_{\rho R}^z = F_{\rho L}^z = \frac{(m_1+2m_k)V_{C_1}^2 r}{2\rho\sqrt{r^2+l^2}}\cos\beta\cos\left(\operatorname{arctg}\frac{r}{l}\right). \tag{31}$$

Из системы уравнений

$$\begin{cases} 2N_K + N_C = mg; \\ 2N_K a = N_C a_1, \end{cases} \tag{32}$$

где g – модуль ускорения свободного падения; $a_1 = \tilde{N}_1\tilde{N}_2$ – расстояние от центра масс робота до точки крепления вилки; N_C – модуль силы реакции опоры в точке C_2.

Определим модуль силы нормальной реакции шероховатой поверхности N_K, действующей на *K*-е ведущее колесо робота, находящегося в состоянии покоя, либо движущегося вдоль прямолинейной траектории:

$$N_K = \frac{g a_1 (m_1 + 2m_k)}{2(a + a_1)}. \tag{33}$$

На основе соотношения (33) определим модули сил тяжести $\vec{G}_R$ и $\vec{G}_L$:

$$G_R = G_L = \frac{g a_1 (m_1 + 2m_k)}{2(a + a_1)}. \tag{34}$$

На основе соотношений (29) с учетом (31) и (33) запишем формулы для определения модулей сил нормальных реакций шероховатой поверхности, действующих на ведущие колеса робота, в общем случае:

$$\begin{aligned} N_R &= (m_1 + 2m_k)\left(\frac{g a_1}{2(a + a_1)} + \frac{V_{C_1}^2 r \cos\beta}{2\rho\sqrt{l^2 + r^2}} \cos(\operatorname{arctg}\frac{r}{l}) \operatorname{sign}(\omega) \right); \\ N_L &= (m_1 + 2m_k)\left(\frac{g a_1}{2(a + a_1)} - \frac{V_{C_1}^2 r \cos\beta}{2\rho\sqrt{l^2 + r^2}} \cos(\operatorname{arctg}\frac{r}{l}) \operatorname{sign}(\omega) \right). \end{aligned} \tag{35}$$

Угол β определяется соотношением

$$\beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{\omega a \ \operatorname{sign}(\omega)}{V} \right). \tag{36}$$

Учитывая (11), (16)–(22), (35) и осуществляя вычисления в (9), получим динамические уравнения движения робота:

$$\begin{cases} m\dot{V} - m_1 a \omega^2 - \dfrac{nc}{r}(i_R + i_L) + \mu_{\text{п}} V + N_R f_R + N_L f_L - \dfrac{(m_1 + 2m_k) V_{C_1}^2 \sin\beta}{\rho} = 0; \\ J\dot{\omega} + m_1 a V \omega - \dfrac{ncl}{r}(i_R - i_L) + \mu_{\text{в}} \omega l^2 + \dfrac{(m_1 + 2m_k) a V_{C_1}^2 \cos\beta}{\rho} \operatorname{sign}(\omega) + (N_R f_R - N_L f_L) l = 0; \\ L_{\text{ind}} \dfrac{di_R}{dt} + R i_R + \dfrac{nc}{r}(V + l\omega) = U_R; \\ L_{\text{ind}} \dfrac{di_L}{dt} + R i_L + \dfrac{nc}{r}(V - l\omega) = U_L, \end{cases} \tag{37}$$

где $m = m_1 + 2m_k + 2\dfrac{J_y}{r^2}$, $J = J_1 + 2J_{kz} + (m - m_1)l^2 + m_1 a^2$.

Последние два уравнения системы (37) описывают переходные процессы в цепях электродвигателей, протекающие с «запаздыванием». Будем считать, что $L_{\text{ind}} = 0$,

тогда время «запаздывания» равно нулю, и из указанных уравнений токи в электродвигателях можно определить следующим образом:

$$i_R = \frac{U_R}{R} - \frac{nc}{rR}(V + l\omega);\ i_L = \frac{U_L}{R} - \frac{nc}{rR}(V - l\omega). \tag{38}$$

Подстановка i_R, i_L из (38) в первые два уравнения системы (37) позволяет вывести систему дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m\dot{V} - m_1 a\omega^2 + \dfrac{2n^2c^2}{r^2R}V + \mu_{\text{ï}}V + N_R f_R + N_L f_L - \\ -\dfrac{(m_1 + 2m_k)V_{C_1}^2 \sin\beta}{\rho} = \dfrac{nc}{rR}(U_R + U_L); \\ J\dot{\omega} + m_1 aV\omega + \dfrac{2n^2c^2l^2}{r^2R}\omega + \mu_{\text{â}}\omega l^2 + \dfrac{(m_1 + 2m_k)aV_{C_1}^2 \cos\beta}{\rho}\operatorname{sign}(\omega) + \\ +(N_R f_R - N_L f_L)l = \dfrac{ncl}{rR}(U_R - U_L). \end{cases} \tag{39}$$

Система (39) представляет собой динамические уравнения движения рассматриваемого мобильного робота. Из кинематических уравнений системы (11) для осуществления вычислений существенными являются только три первых уравнения, т.к. углы поворотов ведущих колес φ_R, φ_L и заряды e_R, e_L не входят в уравнения (39).

Запишем систему динамических и кинематических уравнений, описывающих управляемое движение рассматриваемой электромеханической системы в системе координат $Oxyz$:

$$\begin{cases} \dot{x} = V\cos\psi; \\ \dot{y} = V\sin\psi; \\ \dot{\psi} = \omega; \\ \dot{V} = \dfrac{nc}{rRm}(U_R + U_L) - \dfrac{2n^2c^2}{r^2Rm}V + \dfrac{(m_1 + 2m_k)V_{C_1}^2 \sin\beta}{m\rho} + \\ + \dfrac{m_1 a\omega^2 - \mu_{\text{ï}}V - N_R f_R - N_L f_L}{m}; \\ \dot{\omega} = \dfrac{ncl}{rRJ}(U_R - U_L) - \dfrac{2n^2c^2l^2}{r^2RJ}\omega - \operatorname{sign}(\omega)\dfrac{(m_1 + 2m_k)aV_{C_1}^2 \cos\beta}{\rho J} - \\ -\dfrac{1}{J}(m_1 aV\omega + \mu_{\text{â}}\omega l^2 + (N_R f_R - N_L f_L)l). \end{cases} \tag{40}$$

Заключение

В предложенной математической модели движения мобильного колесного робота учитывается влияние сил трения качения, возникающих в результате взаимодействия ведущих колес с плоской шероховатой поверхностью, по которой движется робот. При этом определяется влияние центробежной силы, приложенной к центру масс робота и возникающей при его движении по криволинейной траектории, на силы нормальной реакции, действующие со стороны шероховатой плоскости на ведущие колеса. Также в модели учитывается влияние сил вязкого сопротивления. Таким образом, предложенная модель может эффективно применяться в задачах исследования управляемого движения мобильных колесных роботов.

Работа выполнялась в рамках гранта РФФИ 1.10.08 «Динамика и управление движением автономных вибрационных мобильных микророботов по шероховатой поверхности» № 08-08-00438-а.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Львович, А.Ю. Электромеханические системы / А.Ю. Львович. СПб.: Изд-во ЛГУ, 1989. 296 с.

2. Мартыненко, Ю.Г. Аналитическая динамика электромеханических систем / Ю.Г. Мартыненко. М.: Изд-во МЭИ, 1985. 64 с.

3. Мартыненко, Ю.Г. Управление движением мобильных колесных роботов / Ю.Г. Мартыненко // Фундаментальная и прикладная математика. 2005. №8. С. 29–80.

4. Неймарк, Ю.И. Динамика неголономных систем / Ю.И. Неймарк, Н.А. Фуфаев. М.: Наука, 1967. 520 с.

5. Юревич, Е.И. Основы робототехники / Е.И. Юревич. 2-е изд. СПб.: BXV-Петербург, 2005. 416 с.

УДК 621.314

М.А. Алмаев, Р.Р. Саттаров

Уфимский государственный авиационный технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ВИБРОДВИЖИТЕЛЯ

Рассмотрен специальный класс электромеханических преобразователей – линейные вибрационные электромеханические преобразователи. Такие электро-

магнитные вибрационные преобразователи могут быть использованы как основной элемент устройства для очистки линии электропередачи от гололеда и перемещения вдоль нее.

В настоящее время во многих областях техники используются линейные вибрационные электромеханические преобразователи. В данной работе рассмотрен электромагнитный вибродвижитель, являющийся основной частью устройства для очистки линии электропередач [1, 2] от гололедных отложений. Очистка проводов высоковольтных линий электропередач от гололедных отложений является одним из элементов комплексной системы предотвращения и ликвидации гололедных аварий. Его внедрение на гололедоопасных участках электрической сети позволяет фиксировать начало образования ледяной корки и предотвращать дальнейшее ледообразование на проводах линий электропередач, обеспечивать диспетчерские службы информацией о развитии гололедной ситуации, а также уменьшать время на принятие решения по проведению организационно-технических мероприятий по предотвращению гололедных аварий, вплоть до их исключения, что повышает эффективность борьбы с гололедом.

Гололедные отложения на проводах высоковольтных линий электропередач происходят при температуре воздуха около –5°С и скорости ветра 5…10 м/с. Полная масса гололедных отложений приводится к форме полого цилиндра льда с толщиной стенки b. Толщина стенки на проводах может достигать 60–70 мм, существенно утяжеляя провода, например, провод марки АС-185/43 диаметром 19,6 мм километровой длины имеет массу 846 кг; при толщине гололёда 20 мм она увеличивается в 3,7 раза, при толщине 40 мм – в 9 раз, при толщине 60 мм – в 17 раз. При этом общая масса линии электропередачи из восьми проводов километровой длины возрастает соответственно до 25, 60 и 115 т, что приводит к обрыву проводов и поломке металлических опор [3].

Устройство для очистки линий электропередач [1] интересно тем, что оно представляет собой многофункциональное устройство, в котором расположены: датчик гололедных отложений, радиоуправляемый блок дистанционного управления и устройство для очистки от гололедных отложений. Основные элементы его конструкции (рис. 1) следующие: подвижные кольца 1 и 2 в виде упругосвязанных полуколец из ферромагнитного материала; корпус 3; неподвижное ферромагнитное кольцо 4, жестко закрепленное к корпусу 3, состоящее из полуколец, скрепленных немагнитными непроводящими вставками и имеющее упругую связь 5 с подвижными кольцами 1 и 2; провод 6, который проходит внутри колец 1, 2 и 4; кольцевые ледорезы 12, размещенные с обеих

сторон корпуса 3; два электромагнита 7, 8, с помощью которых управляются фиксаторы; блок питания электромагнитов 9; датчик гололеда 10; блок радиоуправления 11.

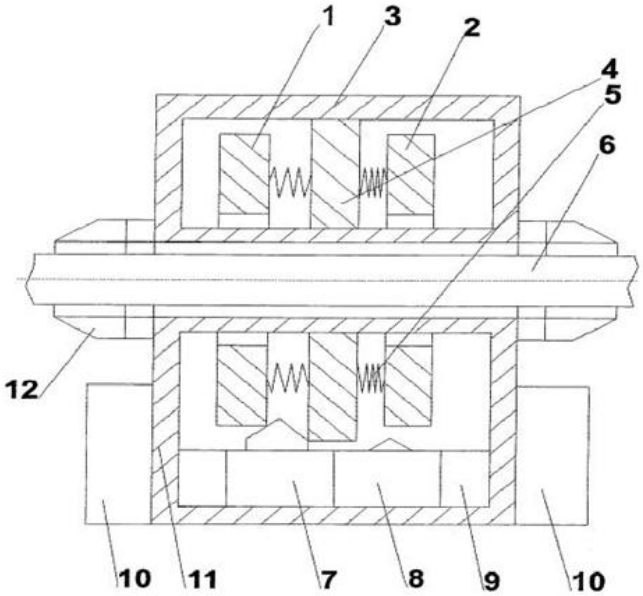


Рис. 1. Устройство для очистки линий электропередач от гололеда

При возникновении гололедной ситуации, зафиксированной датчиком гололеда, блок радиоуправления 11 включает блок питания электромагнитов 9. Один из электромагнитов срабатывает и фиксирует один из зазоров между кольцами 1 и 4 или 2 и 4, образуя электромагнитный вибродвижитель. Переменный ток, протекая по проводу 6, возбуждает в магнитной цепи электромагнитного вибродвижителя, например, образованного кольцами 2 и 4, переменный магнитный поток, путь которого показан на рис. 2. В электромагнитном вибродвижителе между кольцами 2 и 4 возникает электромагнитная сила притяжения, изменяющая свое значение от нуля до максимального. Когда электромагнитная сила больше силы упругости пружин, подвижное кольцо 2 начинает притягиваться к неподвижному кольцу 4, одновременно сжимаясь и фиксируясь на проводе. Центр масс смещается в сторону кольца 2. Далее электромагнитная сила уменьшается и становится меньше силы упругости пружин, кольцо 2 разжимается под действием пружин, и кольца 2 и 4 отталкиваются. Далее сила притяжения снова начинает возрастать и цикл повторяется снова. Частота цикла равна удвоенной частоте сети. При перемещении устройства кольцевые ледорезы обеспечивают очистку проводов линии электропередачи от гололедных отложений.

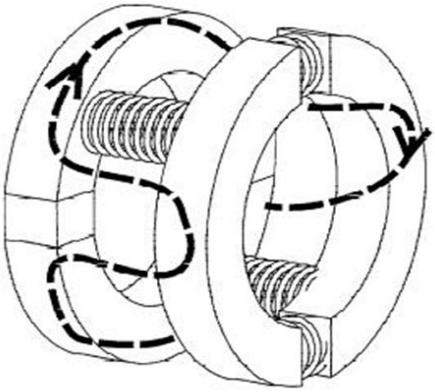


Рис. 2. Путь магнитного потока в электромагнитном вибродвижителе [4]

Для проектирования таких устройств необходимо построить математическую модель физических процессов в электромагнитном вибродвижителе.

Для моделирования движения вибродвижителя рассмотрим расчетную модель, представленную на рис. 3. Введем следующие обозначения: x_1 и x_2 – координаты центра масс первого и второго кольца соответственно, отсчитываемые вдоль оси провода; y_1 и y_2 – координаты центра масс первого и второго полукольца соответственно, отсчитываемые перпендикулярно оси провода; m_1 и m_2 – массы колец 1 и 2; c_1 и c_2 – коэффициенты жесткости пружины между полукольцами и между кольцами соответственно; $F_{ЭМ\,X} = q_\delta$ – электромагнитная сила притяжения колец; $F_{ЭМ\,Y} = q_\sigma$ – электромагнитная сила притяжения полуколец; $F_{тр1}$ и $F_{тр2}$ – сила трения кольца 1 и 2 о провод; g – ускорение силы тяжести; μ – коэффициент вязкого трения; k – коэффициент сухого трения.

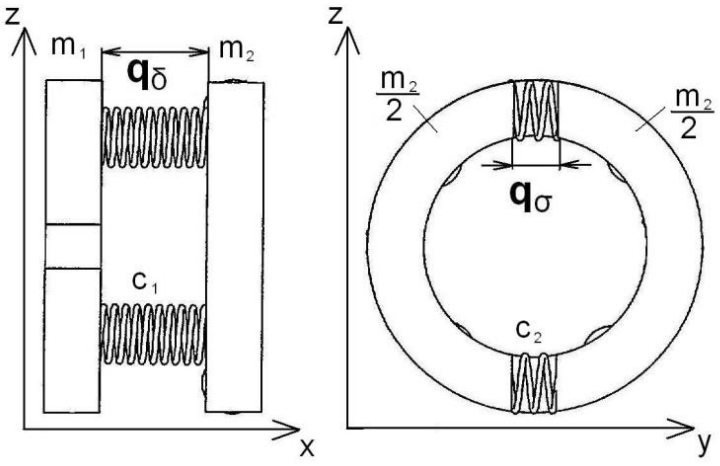


Рис. 3. Расчетная модель электромагнитного вибродвижителя

Рассмотрим движение вибродвижителя вдоль провода на прямолинейном отрезке, который может быть произвольно наклонен по отношению к горизонту на угол β.

Кольца притягиваются друг к другу под действием электромагнитной силы $F_{\text{ЭМ X}}$. Кроме того, на кольца действуют: силы упругости пружин, равные c_1 $|x_2\text{-}x_1|$ по абсолютной величине и противоположно направленные, сила тяжести m_1g, m_2g и сила реакции опоры N. Также на кольца действуют силы сухого трения $F_{\text{тр1}}$ и $F_{\text{тр2}}$ и силы вязкого сопротивления среды $\mu \dot{x}_1$ и $\mu \dot{x}_2$.

Уравнения движения вибродвижителя имеют следующий вид:

$$\begin{cases} \begin{cases} m_1\ddot{x}_1 = F_{\text{ЭМ}\,X}(1-\cos(2\omega t)) - c_1(x_2 - x_1) - m_1 g\sin\beta - F_{\text{тр1}} - \mu\dot{x}_1; \\ m_2\ddot{x}_2 = F_{\text{ЭМ}\,X}(1-\cos(2\omega t)) + c_1(x_2 - x_1) - m_2 g\sin\beta - F_{\text{тр}\,2} - \mu\dot{x}_2; \end{cases} \\ \dfrac{m_2}{2}\ddot{y}_2 = F_{\text{ЭМ}\,Y}(1-\cos(2\omega t + \varphi_0)) - c_2(y_2 - y_1) + \dfrac{m_2}{2}g. \end{cases} \quad (1)$$

Силы сухого трения $F_{\text{тр1}}$ и $F_{\text{тр2}}$ существенно отличаются за счет разных членов силы реакции опоры N_i. В качестве модели силы сухого трения принята модель, описанная в [5, 6]. Аналитический вид модели силы сухого трения для i-го кольца (где i=1,2):

$$F_{\text{тр}\,i} = \begin{cases} kN_i(\dot{x}_i > 0 \ \text{ и } \ F_{\text{инерц}\,i} \geq kN_i); \\ F_{\text{тр}\,i}F_{\text{инерц i}}(\dot{x}_i = 0 \ \text{ и } -kN_i \leq F_{\text{инерц}\,i} \leq kN_i); \\ -kN_i(\dot{x}_i < 0 \ \text{ и } \ F_{\text{инерц}\,i} \leq -kN_i), \end{cases} \quad (2)$$

где $F_{\text{инерц}\ i}$ – равнодействующая всех сил, кроме силы сухого трения, приложенного к i-му кольцу; N_i – нормальная сила реакции.

Для рассматриваемой системы:

$$\begin{aligned} N_1 &= m_1 g\sin\beta; \\ N_2 &= m_2 g\sin\beta + F_{\text{ЭМ}\,Y}(1-\cos(2\omega t + \varphi_0)) - c_2(y_2 - y_1). \end{aligned} \quad (3)$$

Под действием переменных электромагнитных сил $F_{\text{ЭМ}\,X}$ и $F_{\text{ЭМ}\,Y}$ реализуется модель вынужденных колебаний колец по оси X и полуколец по оси Y. Для исследования этих колебаний разработана система уравнений установившегося режима работы вибродвижителя. Движение происходит за счет управляющих электромагнитных сил притяжения, изменяющихся по гармонической функции времени одной частоты, но имеющих сдвиг по фазе φ_0, который возник за счет повернутых прорезей колец на угол φ_0.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 2309505 Рос. Федерация, МПК[7] H 02 G 7/16. Устройство для очистки проводов линий электропередач / Хайруллин И.Х., Исмагилов Ф.Р., Саттаров Р.Р., Столяров Д.М. №2006111691; заявл. 10.04.06; опубл. 27.10.07, Бюл. №30.

2. Исмагилов, Ф.Р., Электромеханические преобразователи для вибрационной техники / Ф.Р. Исмагилов, Р.Р. Сатаров. М.: Машиностроение, 2008. 276 с.

3. Каганов, В. Как расплавить лед на проводах ЛЭП / В. Каганов // Наука и жизнь. 2008. №8.

4. Алмаев, М.А. Магнитная цепь линейного электромеханического вибродвижителя / М.А. Алмаев // Четвертая всероссийская зимняя-школа семинар аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы науки и техники». Уфа, 2009. Т. 2. С. 20–24.

5. Динамика управляемых движений вибрационных систем / Н.Н. Болотник, И.М. Зейдис, К. Циммерманн [и др.] // Изв. РАН. ТиСУ. 2006. №5. С. 1–11.

6. Grankin, A.N. Investigation of Vibroimpact Regimes of Motion of a Mobile Microrobot with Electromagnetic Drive / A.N. Grankin, S.F. Yatsun // J. of Computer and Systems Sciences Intern., 2009. Vol. 48, N 1. P. 155–163.

УДК 621-752.5

А.И. Мурзинцев, В.Н. Кузнецов

Старооскольский технологический институт (филиал) НИТУ МИСиС

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЬНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ С КОМПЕНСАЦИЕЙ ИЗНОСА ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК

Рассмотрены недостатки существующих тормозных систем. Дан обзор современных разработок в области тормозных систем. Предложена система, в которой прижатие тормозных колодок осуществляется посредством электромагнита, а также разработана система компенсации износа тормозных колодок.

Важную роль в обеспечении активной безопасности автомобилей играет тормозное управление. Современные гидравлические тормозные системы очень сложны и обладают рядом дополнительных функций, которые обеспечивают большую безопасность и комфорт вождения, чем раньше. Однако, при всех своих достоинствах, такая тормозная система обладает большой массой и очень сложна технически. Кроме того,

механическая связь педали тормоза с исполнительными механизмами не позволяет добиться оптимальных показателей торможения.

Рассмотрим тормозную систему, в которой прижатие колодок к тормозному диску осуществляется посредством электромагнита. Структура исполнительного механизма такой системы представлена на рис. 1. Регулирование тормозного усилия будет осуществляться путем изменения тока катушки электромагнита.

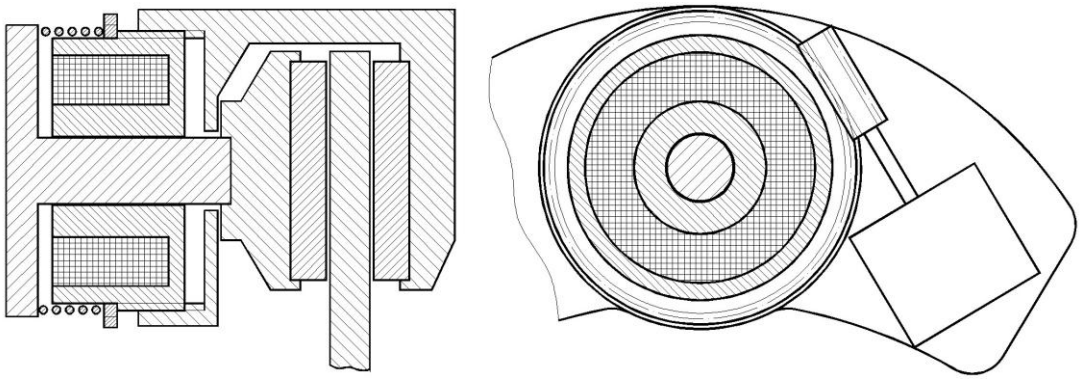


Рис. 1. Структура исполнительного механизма

Сначала приведем примерный расчет тяговой силы электромагнита. Для осуществления функции торможения лучше всего подойдут нейтральные электромагниты постоянного тока с дисковым якорем. Они обладают лучшими показателями по тяговому усилию и точности управления.

Тяговое усилие такого электромагнита определяется формулой

$$F = \frac{B^2 S}{2\mu_0},$$

где B – магнитная индукция в немагнитном зазоре; S – площадь взаимодействия магнита и якоря; $\mu_0 = 1{,}26 \cdot 10^{-6}$ Гн/м – магнитная постоянная.

Максимальная намагничивающая сила определяется индукцией насыщения материала сердечника. Она же определяет максимальное тяговое усилие. Поэтому необходимо применить материал с большой индукцией насыщения. Это в основном железокобальтовые сплавы, например пермендюр, индукция насыщения которого равна $B_{\text{нас}} = 2{,}4$ Тл.

На рис. 2 представлена упрощенная структурная схема такой системы.

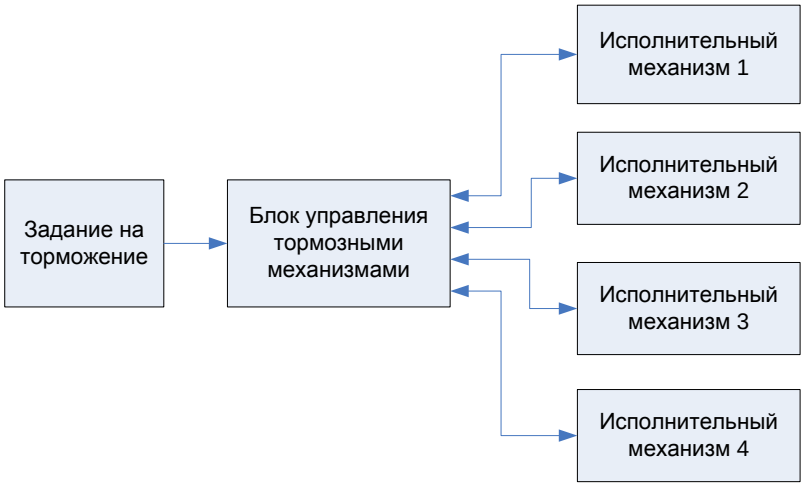


Рис. 2. Структурная схема электромагнитной тормозной системы

Задание на торможение поступает с датчика положения педали тормоза. На основании этой информации блок управления вырабатывает сигнал тока, пропорциональный заданию. Сигнал тока подается на каждый исполнительный механизм.

В структуре объекта можно выделить четыре однотипных контура управления, каждый из которых можно представить структурной схемой, представленной на рис. 3.

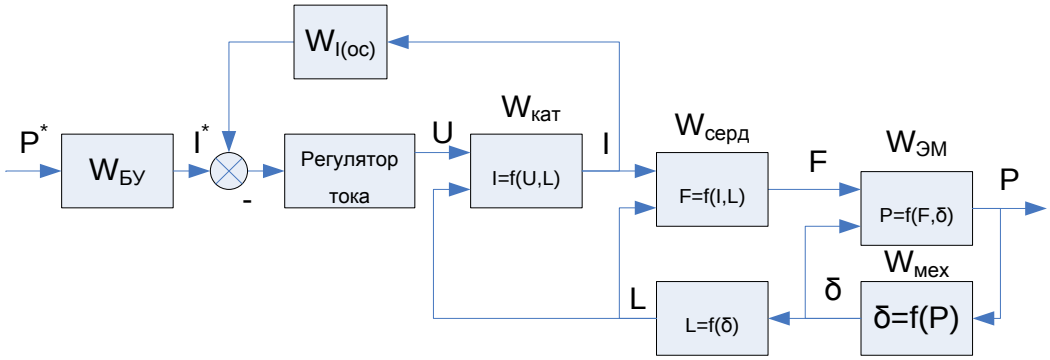


Рис. 3. Структурная схема контура управления исполнительным механизмом

Управление током катушки осуществляется широтно-импульсным модулятором. Регулятор тока на основе сигнала рассогласования между заданием по току и действительным его значением задает ширину управляющих импульсов. Входным сигналом для $W_{кат}$ является напряжение в форме импульсов с постоянной амплитудой и частотой. Передаточная функция катушки электромагнита $W_{кат}$ должна учитывать переходные процессы, связанные с током.

Передаточная функция $W_{кат}$ является апериодическим звеном первого порядка и может быть представлена в виде

$$W_{\text{кат}} = \frac{1/R}{\frac{L}{R}p+1},$$

где L – индуктивность катушки; R – активное сопротивление катушки.

Магнитный поток зависит от значения тока катушки и определяет тяговую силу электромагнита. Также тяговая сила определяется свойствами материала сердечника и конструкцией электромагнита. Все эти параметры должна учитывать передаточная функция $W_{\text{ЭМ}}$.

Передаточная функция $W_{\text{мех}}$ учитывает влияние тягового усилия P на деформацию исполнительного механизма и определяет изменение немагнитного зазора δ между якорем и магнитом. Изменение величины этого зазора приводит к изменению тяговой силы электромагнита и индуктивности катушки. Передаточная функция W_{δ} учитывает эти изменения и корректирует тяговое усилие.

Тяговое усилие и быстродействие электромагнита во многом определяются величиной немагнитного зазора: чем он меньше, тем больше тяговое усилие и тем выше быстродействие. Таким образом, уменьшая немагнитный зазор и размеры электромагнита в определенном соотношении, можно добиться неизменного тягового усилия. При этом также уменьшается потребляемая мощность и возрастает быстродействие.

Однако немагнитный зазор не может быть сколь угодно мал. Во-первых, при торможении исполнительные устройства упруго деформируются; во-вторых, фрикционные накладки дискового тормоза и сами диски со временем изнашиваются, увеличивая тем самым нерабочий зазор между диском и колодками. Следовательно, величина немагнитного зазора не должна быть меньше величины упругой деформации при максимальном тормозном усилии. Также на тормозном суппорте должна быть установлена система компенсации износа трущихся частей автомобильного тормоза.

Таким образом, необходимо дополнить исполнительный механизм системой позиционирования.

Позиционирование электромагнита осуществляется посредством червячного редуктора, который, в свою очередь, связан с приводом через зубчатую передачу. Передаточное число системы этих редукторов будет определяться произведением их передаточных чисел:

$$k_{\text{р}} = k_{\text{ч}} k_{\text{в}},$$

где $k_ч$ – передаточное число червячного редуктора; $k_в$ – передаточное число винтовой передачи.

Таким образом, величина перемещения объекта управления

$$\Delta x = \alpha \cdot k_p ,$$

где α – угол поворота вала привода

В задачах позиционирования наиболее целесообразно применять шаговые двигатели.

Шаговый двигатель – это электромеханическое устройство, которое преобразует электрические импульсы в дискретные механические перемещения, т.е. угол поворота ротора определяется числом импульсов, которые поданы на двигатель.

Основной характеристикой шагового двигателя является угол поворота ротора за один шаг α_0. Однако этот угол можно уменьшить, применив полушаговый или микрошаговый режим управления.

На рис. 4 приведена временная диаграмма напряжения фаз четырехфазного шагового двигателя при полушаговом режиме управления на постоянной скорости.

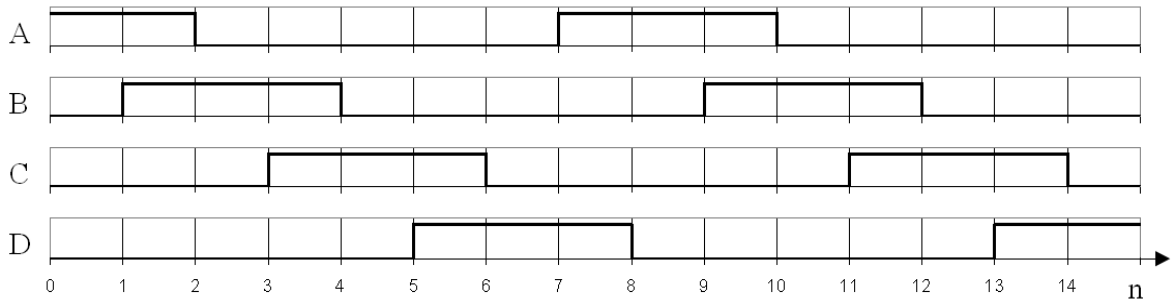


Рис. 4. Диаграмма входных напряжений шагового двигателя при полушаговом режиме управления

Для каждого отсчета времени τ вал двигателя поворачивается на половину шага. Таким образом,

$$\alpha_i = i \frac{\alpha_0}{2},$$

где i – число отсчетов времени τ.

Зависимость угла поворота от времени также будет дискретной и зависеть от величины τ:

$$\alpha(t) \Leftrightarrow \alpha(t,\tau) = \frac{\alpha_0}{2} \cdot \left[\frac{t}{\tau} \right].$$

В задачах позиционирования шаговый двигатель обладает рядом преимуществ перед другими типами приводов. Главное достоинство в том, что двигатель не требует специальных датчиков для осуществления обратной связи по перемещению. Другим преимуществом является возможность обеспечения высокого момента удержания. Шаговый двигатель является синхронным, но по сравнению с другими типами синхронных двигателей более прост в управлении.

Система позиционирования, основанная на шаговом двигателе, может обеспечить высокую точность перемещения и жесткую фиксацию электромагнита при торможении, а червячно-цилиндрический редуктор может обеспечить большой коэффициент понижения, что позволит применять маломощный привод.

Главным достоинством электромагнитной тормозной системы перед гидравлической является то, что сложность системы не зависит от количества реализуемых возможностей. Такая система проста в модернизации и обладает хорошими способностями к расширению функций. Еще одним достоинством такой тормозной системы является отсутствие механической связи между педалью тормоза и исполнительными устройствами, т.е. можно задать любой алгоритм торможения. Также важно, что тормозные усилия распределяются между колесами независимо друг от друга, что обеспечивает высокую безопасность на неоднородном дорожном покрытии.

---

1. Зайчиков, А.П. Будущее тормозных систем / А.П. Зайчиков // Автостроение за рубежом. 2006. №9.

2. Справочник конструктора РЭА. Компоненты, механизмы, надёжность / под ред. Р.Г. Варламова. М., 1985.

УДК 62-529

С.Ф. Яцун, С.И. Савин, Аль-Еззи Абдулракеб Саид Яхья

Курский государственный технический университет

КОНСТРУКЦИЯ И ИНФОРМАЦИОННАЯ СИСТЕМА МОБИЛЬНОГО РОБОТА, ОСНАЩЕННОГО СИСТЕМОЙ ТЕХНИЧЕСКОГО ЗРЕНИЯ

Рассмотрена конструкция и особенности управления трёхколёсным мобильным роботом, использующим камеру в качестве основного источника информации. Предложены алгоритмы детектирования препятствий.

В последние десятилетия всё более активно развиваются системы технического зрения. Это связанно как с достижениями в области технологий распознавания, так и с общим прогрессом в области вычислительной техники. Появление всё более мощных вычислителей позволяет значительно ускорить процесс распознавания и обрабатывать большее количество информации. Становится возможным решить при помощи подобных систем весьма широкий спектр задач: поиск и оптимизация маршрута передвижения мобильного автоматического объекта, поиск заданного предмета, автоматическое составление карты местности, распознавание лица человека, организация обратной связи в промышленных автоматах, задачи слежения, диагностики. Кроме возможностей по решению широкого спектра задач, системы технического зрения имеют ряд других положительных качеств. К ним можно отнести сравнительно малые размеры механической части системы. Как правило, это камера, схема первичного преобразования изображения, интерфейс для соединения с ЭВМ. Также можно говорить об относительно низкой стоимости подобных решений. Кроме того, система технического зрения может работать как в детерминированных, так и в недетерминированных средах. К недостаткам подобных систем можно отнести наличие пропорциональной зависимости *«точность распознавания – объем обрабатываемой информации – стоимость*» [1]. Данный недостаток компенсируется постоянным снижением стоимости вычислителей, но всё же ограничивает использование систем технического зрения областями, не требующими особо высокой точности.

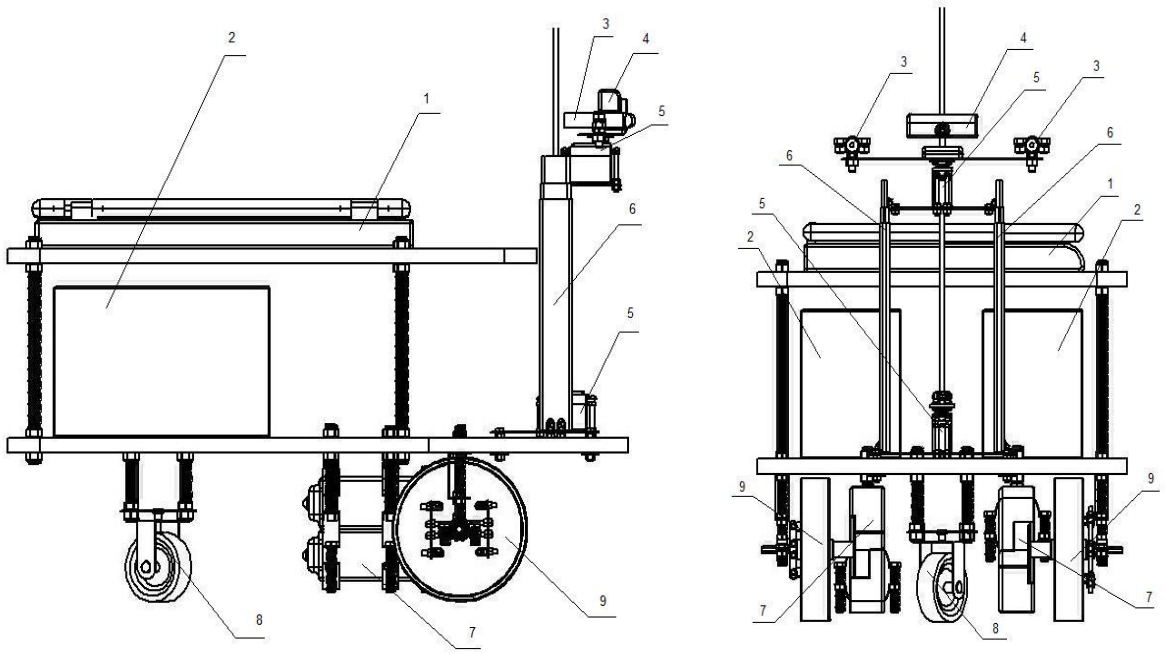
При проектировании современных автоматизированных систем стратегия управления всё чаще подразумевает использование систем технического зрения как основной источник информации о внешней среде. Особенно актуально использование системы технического зрения как части системы автоматического управления мобильного робота [2].

Разработкой мобильных роботов, оснащенных техническим зрением, занимаются крупнейшие научно-исследовательские центры. На данный момент создано значи-

тельное количество образцов подобной техники. Примером может служить разработанный в Испании, в университете Кастелло (University of Castello) робот, выполняющий функции библиотекаря. Робот представляет собой манипулятор, перемещающийся на трёхколёсной платформе, и оснащён камерами и другими датчиками. Он использует техническое зрение для поиска необходимой книги. Для улучшения поиска используется система лазерного и инфракрасного наведения.

Оснащение мобильного робота системой технического зрения создает определённые требования к механике, электронике и системе автоматического управления роботом. Так, для компенсации малого угла обзора камеры её устанавливают на некоторую подвижную платформу. У различных моделей роботов она имеет одну, две или три степени свободы. Также для обработки информации, поступающей с камеры, требуется мощный вычислитель.

Рассмотрим предлагаемую конструкцию робота (рис. 1). Используется трехколесная конструкция робота танкового типа. Подобная конструкция обладает высокой маневренностью и относительно высокой скоростью. Робот приводится в движение двумя независимыми приводами постоянного тока, соединенными с ведущими колёсами. В качестве приводов использованы мотор-редукторы (напряжение питания 12 В, рабочий ток 1,2 А). Питание осуществляется от бортовых аккумуляторов (12 В).



а) б)

Рис. 1. Конструкция робота: а – вид сбоку; б – вид спереди: 1 – бортовой компьютер (ноутбук); 2 – аккумулятор; 3 – источник лазера; 4 – камера; 5 – сервопривод; 6 – направляющая; 7 – привод (мотор-редуктор); 8 – пассивное колесо; 9 – ведущее колесо

В качестве бортового вычислителя используется ноутбук. На роботе установлена камера и два источника лазера. Камера и источники лазера находятся на подвижной платформе, способной вращаться и совершать поступательные движения в вертикальном направлении (рис. 2). В качестве приводов в данной платформе используются сервоприводы. Перемещение в вертикальном направлении даёт возможность переходить из режима поиска пути (платформа с камерой в нижнем положении), когда требуется детектировать препятствия, имеющие относительно небольшой размер и расположенные на поверхности, по которой осуществляется движение, в режим взаимодействия с человеком (платформа с камерой в верхнем положении). Источники лазера могут, в случае необходимости, создать на внешнем объекте контрольные точки, которые позволят оценить расстояние до объекта. Это дает возможность роботу перемещаться в полной темноте [3–5].

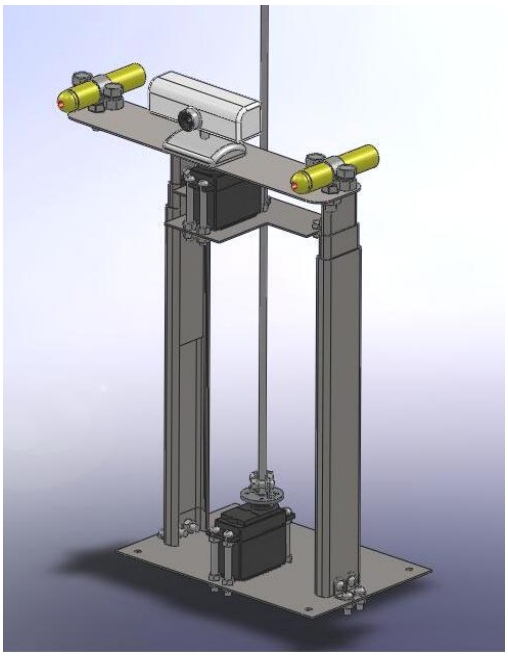


Рис. 2. Подвижная платформа камеры

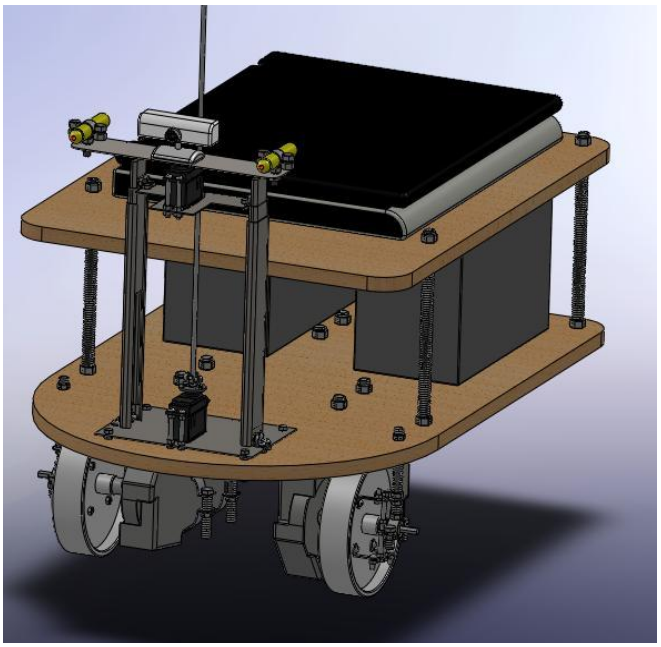


Рис. 3. Конструкция робота. 3D представление

К основным задачам, решаемым информационной системой робота, можно отнести детектирование препятствий, поиск пути, распознавание заданных объектов. Эти задачи могут быть эффективно решены при взаимодействии программных и аппаратных средств мобильного робота.

Задачу детектирования препятствий можно рассмотреть следующим образом. При движении мобильного робота в каком-то направлении камера производит съёмку местности перед ним. Если все препятствия статичны, то угрозу представляют только

те из них, что находятся на пути робота. Можно предположить, что все они окажутся в поле зрения камеры. Тогда задача сводится к выделению препятствия на изображении, полученном с камеры, отделению препятствия от фона. Задача будет легко решена, если мы будем знать расстояние до каждого участка изображения. Для определения расстояния до участка картинки можно использовать метод вычисления по расстоянию между лазерными точками. Суть метода заключается в том, что параллельно направлению съёмки камеры два источника лазерного излучения испускают лазерные лучи, проецирующиеся на препятствии в виде точки. По расстоянию между точками на изображении можно определить расстояние до объекта. Недостатком метода является то, что на одном изображении возможно определить расстояние только до одного участка. Но возможность вращать и поднимать камеру позволяет составить некоторую совокупность точек, по которым возможно выделить препятствие.

Задача поиска пути отличается тем, что путь движения робота заранее задан в некоторой форме. Известной формой задания маршрута является контрастная полоса. В данном случае задача робота состоит в удержании в поле видимости камеры контрастной полосы и следование ей. Специфика обработки получаемых с камеры данных состоит в необходимости как можно чаще получать информацию о текущем отклонении робота от полосы. Это становится очевидно, если представить систему управления роботом в виде одноконтурной дискретной САУ, где управление осуществляется по отклонению от полосы. Дискретным элементом является датчик – камера в совокупности с преобразователем, информационной системой. Как известно, частота дискретизации информационного сигнала с датчика влияет на точность и устойчивость САУ. Для ускорения обработки изображения возможно использование частичной обработки. Может обрабатываться сеть из контрольных точек, каждая из которых будет усреднённым значением цвета группы пикселей изображения [6], при этом количество контрольных точек, фактически, будет определять глубину дискретизации.

Другой формой задания пути является коридор. Можно сказать, что маршрут здесь задан неявно – ограничителями (стенами). Задача состоит в том, чтобы при движении избегать столкновений и перемещаться по направлению коридора. Здесь возможно рассматривать стены как препятствия, и тогда задача будет сведена к задаче детектирования препятствий и нахождения пути объезда. Возможен и другой подход.

При рассмотрении фотографии коридора, сделанной по его направлению, можно обратить внимание на наличие множества линий, сходящихся в его центре – даль-

нем конце. Выделив эти линии на изображении, можно вычислить центр коридора, как среднее значение координат группы точек – пересечений этих линий. Для выделения линий требуется дополнительная обработка изображения.

При реализации данного метода поиска пути для предварительной обработки изображения была использована последовательность методов. Сначала несколько раз проводится обработка маской размытия для сглаживания шумов и мелких деталей:

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}, \text{ или } \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Далее производится обработка градиентным методом для выделения областей перепада цветовых составляющих. После этого искомые линии становятся светлыми, а фон темным. Может быть использован градиент (2), оператор Робертса (3), оператор Собела или оператор Лапласа (4) [7]:

$$|\nabla f(x,y)| = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2}; \quad (2)$$

$$Y_{i,j} = \sqrt{(X_{i,j} - X_{i+1,j+1})^2 + (X_{i+1,j} - X_{i,j+1})^2}; \quad (3)$$

$$\nabla^2 f(x,y) = \frac{\partial^2 f(x,y)}{dx^2} + \frac{\partial^2 f(x,y)}{dy^2}. \quad (4)$$

Далее изображение приводится к двухградационному виду. После этого используется специальный оператор «утолщения» контуров (рис. 4). Затем рекурсивными методами находятся все контуры. Для каждого контура производится проверка: не является ли он отрезком прямой, если является, то его координаты заносятся в массив прямых, для которых в дальнейшем находится множество точек пересечения.

Задача распознавания некоторого заданного предмета является весьма трудной как с точки зрения требовательности к ресурсам вычислителя, так и алгоритмически. Это связано с отсутствием универсальных подходов к решению задач. Рассмотрим задачу поиска пакета в помещении. Для нахождения пакета будем пользоваться тем его свойством, что, в отличие от окружающего фона, он имеет множество изгибов и неровностей. Это делает его более ярким на изображении, обработанном градиентом.

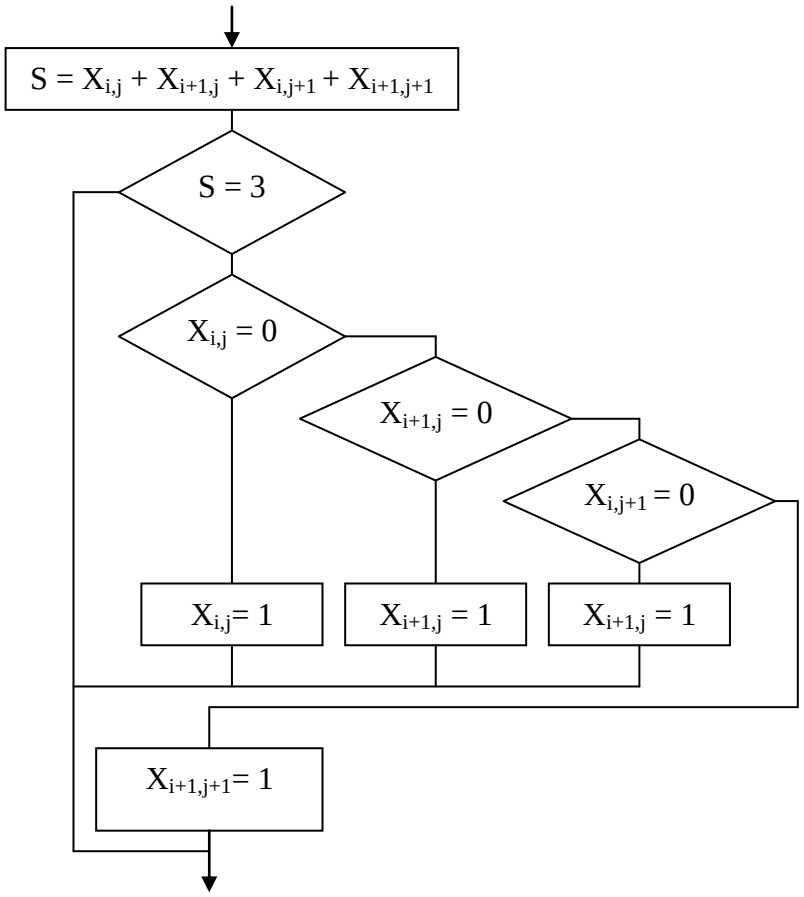


Рис. 4. Алгоритм утолщения контуров на двухградационном изображении (элементы со значением 1 относятся к частям контуров)

Для выделения пакета была применена последовательность методов обработки. Сначала производится обработка маской размытия. Далее выделяется один цветовой канал и производится градиентная обработка. После этого изображение, содержащее контуры, приводится к двухградационному виду и обрабатывается специальным оператором «утолщения» контура. Проводится серия обработок масками размытия и бинаризацией. Получается изображение, где пакет значительно выделяется из фона. Далее производится рекурсивное выделение контуров, отсеивание контуров по заданным параметрам. Завершается обработка построением спектров найденного контура и их очисткой. Недостатком подобной методики является необходимость тщательной ручной настройки и высокая требовательность к ресурсам вычислителя [8–9].

Предложенные методики были применены при написании программного обеспечения для экспериментального образца трёхколёсного мобильного робота, разработанного на кафедре теоретической механики и мехатроники КурскГТУ. Использование описанных выше алгоритмов позволит роботу ориентироваться в коридорах, избегая

столкновений со стенами, следовать маршруту, заданному контрастной полосой, а также осуществлять поиск отдельно стоящего пакета в помещении.

Работа выполнена в рамках ФЦП (госконтракт № П2228 от 11.11.2009).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Половко, С.А. Интеллектуальные системы технического зрения для безопасности и навигации / С.А. Половко, Е.Ю. Смирнова, Д.Н. Степанов // Мехатроника, автоматизация, управление. 2009. №3. С. 33–39.

2. Крайлюк, А.Д. Основы концепции развития робототехники военного назначения до 2030 г. / А.Д. Крайлюк, В.И. Комченков, А.А. Ивлев // Мехатроника, автоматизация, управление. 2009. №3. С. 10–15.

3. Савин, С.И. Мобильная платформа передвижного диагностического комплекса / С.И. Савин // Информационно-измерительные, диагностические и управляющие системы. Диагностика-2009: сб. материалов Междунар. науч.-техн. конф. Курск, 2009. Ч. 1. С. 135–138.

4. Пат. 89837 Рос. Федерация, МПК[7] B 62 D 57/00. Мобильный робот с камерой и направленными источниками лазера / Яцун С.Ф., Савин С.И. №2009131365/22; заявл. 17.08.09; опубл. 20.12.09.

5. Савин, С.И. Проектирование конструкции мобильного робота, оснащенного системой технического зрения / С.И. Савин, Аль-Еззи Абдулракеб Саид Яхья // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации: материалы VII Междунар. науч.-техн. конф. Курск, 2010. С. 165–169.

6. Савин, С.И. Применение технического зрения для повышения эффективности работы системы автоматического управления мобильного робота / С.И. Савин // Материалы докладов IV Междунар. молодёжной науч. конф. «Тинчуринские чтения» / под общ. ред. д-ра физ.-мат. наук, проф. Ю.Я. Петрушенко; Казан. гос. энерг. ун-т. Казань, 2009. Т. 3. С. 171–172.

7. Сойфер, В.А. Методы компьютерной обработки изображений / В.А. Сойфер. М.: Физматлит, 2003.

8. Савин, С.И. Программное управление мобильным роботом, оснащенным системой технического зрения / С.И. Савин // Приоритетные направления современной науки глазами молодых учёных / Ряз. гос. ун-т им. С.А. Есенина. Рязань, 2009. С. 210–212.

9. Савин, С.И. Организация программного управления мобильным роботом / С.И. Савин // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации: материалы VII Междунар. науч.-техн. конф. Курск, 2010. С. 169–172.

УДК 62-529

С.Ф. Яцун, П.А. Безмен, Г.В. Климов, С.И. Савин

Курский государственный технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛАВАЮЩЕГО РОБОТА

Рассматривается динамика плавающего инерционного робота, проведённые численные эксперименты.

В данной статье рассматривается разработанный в Курском государственном техническом университете робот (рис. 1), приводимый в движение посредством циклического перемещения внутренней массы. В данный момент подобные механизмы применяются для движения на суше. Вместе с тем применение подобного типа движения в воде может быть оправданным с учетом возможности создавать механизмы без каких-либо подвижных внешних частей [1–4].

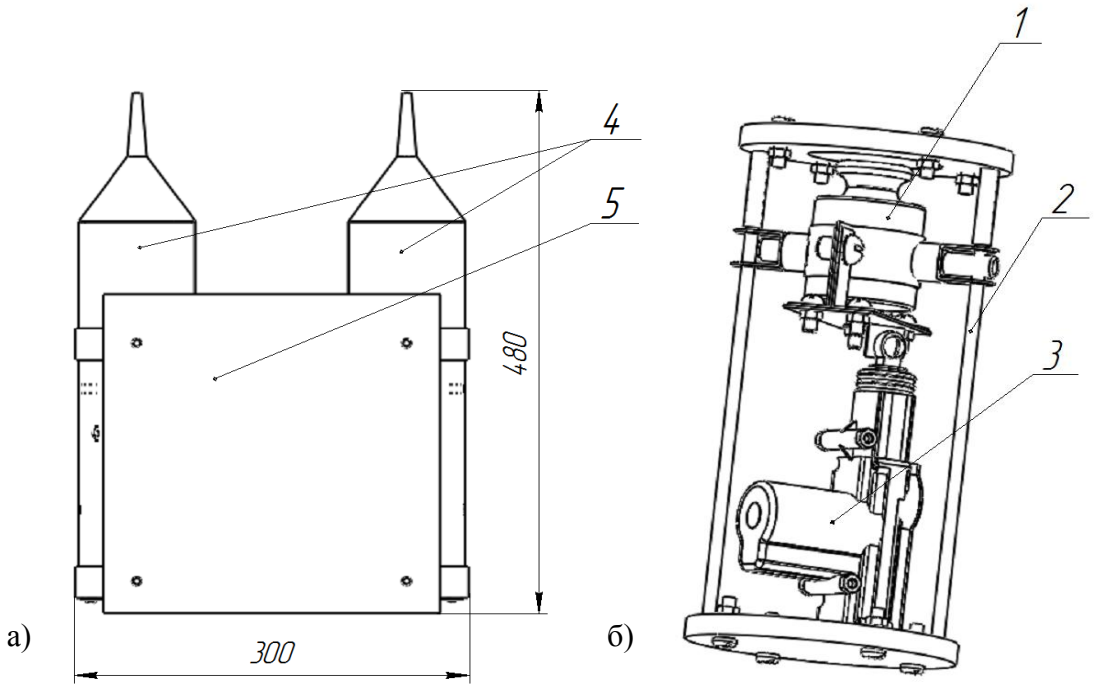


Рис. 1. Схематичное изображение структуры водного инерционного робота (а) и одной его секции (б): 1 – внутренняя подвижная масса; 2 – направляющие внутренней подвижной массы; 3 – привод внутренней подвижной массы; 4 – секции робота; 5 – платформа для установки оборудования и другой полезной нагрузки

Движущая секция имеет обтекаемую форму – цилиндр с коническим наконечником. Внутри цилиндра установлен механизм, перемещающий массивный груз вдоль оси цилиндра. Для перемещения внутренней массы используется электромеханический привод с реечной передачей. Каждая секция герметична и представляет собой законченный модуль. Всего в конструкции рассматриваемого робота имеется два таких модуля. Имеется возможность формировать из подобных модулей конструкции с различным назначением: изменяя число и расположение модулей, можно добиться рациональных параметров устройства для работы в определённой среде.

Рассмотрим процесс движения робота. Скорость движения модуля зависит от закона перемещения груза, установленного в нем. В режиме движения прямо грузы обоих модулей движутся по одинаковому закону. При осуществлении поворота движение груза в одной из секций замедляется, а груз в другой секции движется с неизменной скоростью.

Математическое моделирование. При описании поведения робота примем некоторые допущения. Введём две обобщённые координаты: x_1 – перемещение корпуса робота и x_2 – перемещение внутренней массы относительно корпуса. Разделим цикл перемещения внутренней массы на 4 этапа (рис. 2): 1) «прямое перемещение»; 2) «удар»; 3) «обратное перемещение»; 4) «удар».

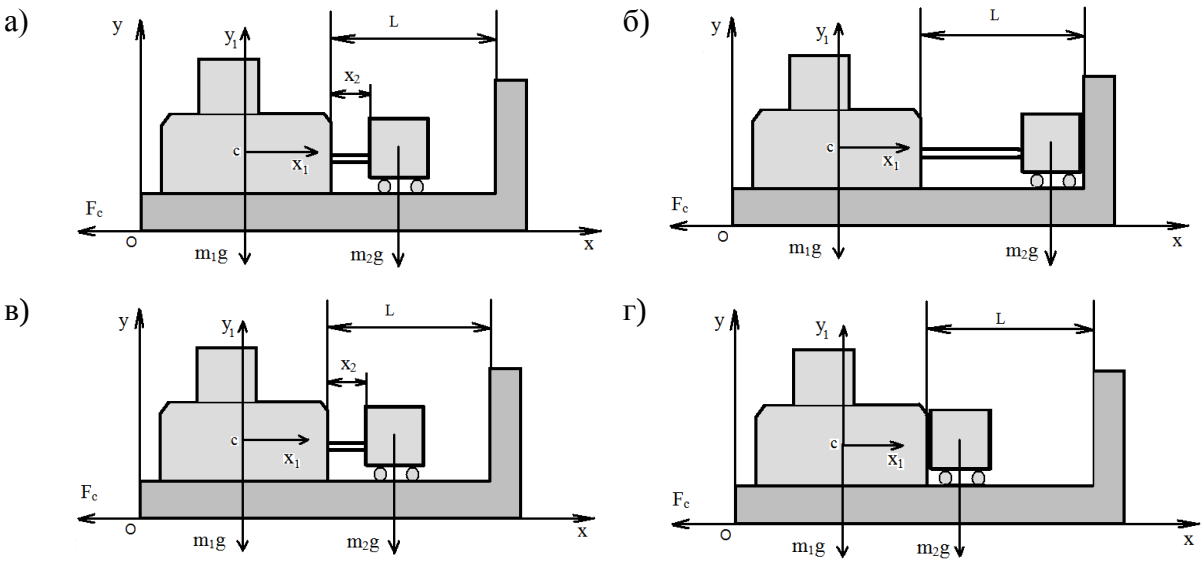


Рис. 2. Полный цикл движения внутренней массы: а – «прямое перемещение»; б – «удар»; в – «обратное перемещение»; г – «удар»

Будем считать, что электропривод создаёт силу, изменяющуюся по меандру.

На первом этапе движение устройства описывается системой уравнений

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -\mu(\dot{x}_1) \cdot \dot{x}_1^{\,2} \cdot \operatorname{sign}(\dot{x}_1); \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 = F, \end{cases} \quad (1)$$

где F – сила, создаваемая электродвигателями секций; m_1 – масса конструкции без подвижной внутренней массы; m_2 – масса подвижной внутренней массы; $\mu(\dot{x}_1)$ – коэффициент вязкого сопротивления жидкости перемещению робота;

$$\mu(\dot{x}_1) = \begin{cases} \mu_1 & \text{при} \quad \dot{x}_1 > 0; \\ \mu_2 & \text{при} \quad \dot{x}_1 < 0; \end{cases} \quad (2)$$

μ_1 и μ_2 – коэффициенты вязкого сопротивления, полученные экспериментальным путём; $\mu_1 = 35\ \text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$, $\mu_2 = 45\ \text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$.

На втором этапе происходит удар подвижной массы о корпус. Соотношение скоростей внутренней подвижной массы до и после удара описывается уравнением

$$\frac{\dot{x}_2' - \dot{x}_1'}{\dot{x}_2 - \dot{x}_1} = k_{\text{в}}, \quad (3)$$

где $k_{\text{в}}$ – коэффициент восстановления; $\dot{x}_1'$, $\dot{x}_2'$ – скорости соответственно корпуса робота и внутренней подвижной массы после удара.

Будем считать удар абсолютно неупругим ($k_{\text{в}} = 0$). Тогда $\dot{x}_1' = \dot{x}_2' = \dot{x}'$. Импульс всей системы до удара:

$$P_{\text{общ}} = \dot{x}_1' \cdot m_1 + \dot{x}_2' \cdot m_2. \quad (4)$$

Импульс всей системы после удара:

$$P_{\text{общ}} = \dot{x}' \cdot (m_1 + m_2). \quad (5)$$

Используя уравнения (4) и (5), запишем:

$$\dot{x}' = \cdot \frac{\dot{x}_1' \cdot m_1 + \dot{x}_2' \cdot m_2}{m_1 + m_2}. \quad (6)$$

На третьем этапе движение устройства описывается системой уравнений

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 = -m_2 \cdot \ddot{x}_2 - \mu \cdot \dot{x}_1^{\,2} \cdot \operatorname{sign}(\dot{x}_1); \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 = -F. \end{cases} \quad (7);$$

На четвёртом этапе происходит удар подвижной массы о корпус. Импульс всей системы до удара:

$$P_{\text{общ}} = \dot{x}_1' \cdot m_1 - \dot{x}_2' \cdot m_2. \quad (8)$$

Импульс всей системы после удара:

$$P_{\text{общ}} = \dot{x}' \cdot (m_1 + m_2). \tag{9}$$

Используя уравнения (8) и (9), запишем:

$$\dot{x}' = \cdot \frac{\dot{x}_1' \cdot m_1 - \dot{x}_2' \cdot m_2}{m_1 + m_2}. \tag{10}$$

Используя вышеуказанные соотношения, проведено численное моделирование движения робота. Результаты моделирования представлены на рис. 3–4, где D_X – период цикла движения и D_Y –перемещение корпуса робота за один цикл.

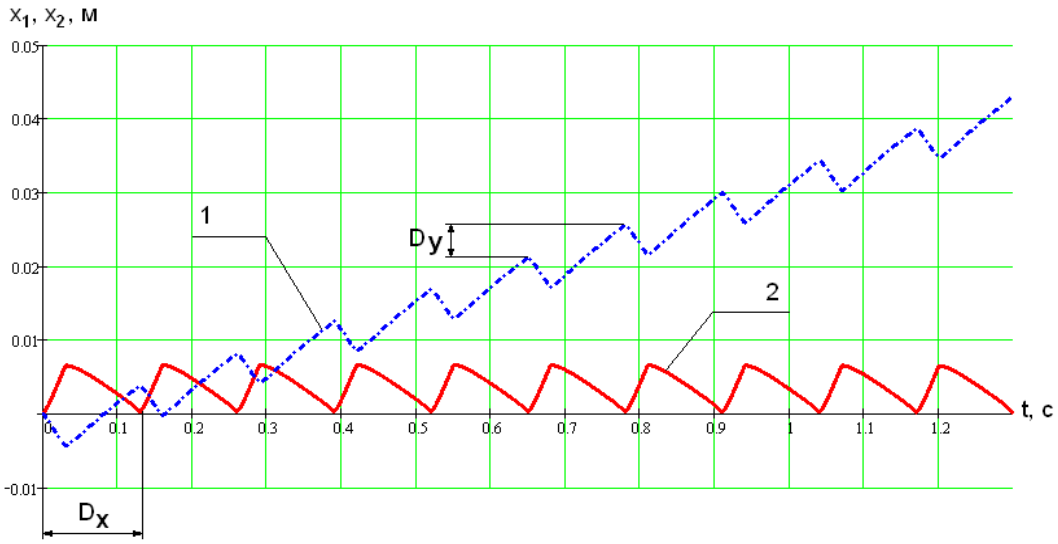


Рис. 3. Результаты численного моделирования: D_X = 130 мс, D_Y = 4 мм:
1 – зависимость координаты центра масс корпуса от времени;
2 – то же подвижной внутренней массы от времени

Таким образом, в результате численного эксперимента с использованием математической модели робота было определено, что за 10 с робот переместится на 310 мм (положительное направление движения робота), что подтверждается практическими исследованиями. Также в ходе работы было разработано программное обеспечение, позволяющее упростить процесс численного эксперимента. Полученные закономерности и разработанное программное обеспечение могут быть применены при проектировании роботов подобных конструкций и принципа действия.

Работа выполнялась в рамках ФЦП (госконтракт № П2016 от 02.11.09 «Изучение закономерностей управляемого движения мобильных вибрационных систем», тема №1.207.09).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Яцун, С.Ф. Исследование движения вибрационного мобильного робота с электромеханическим приводом внутренней подвижной массы / С.Ф. Яцун, П.А. Безмен // Изв. вузов. Машиностроение. 2009. №2. С. 49–61.

2. Яцун, С.Ф. Математическое моделирование движения вибрационного мобильного робота с внутренней подвижной массой / С.Ф. Яцун, П.А. Безмен, Ю.Ю. Лосев // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. Курск, 2008. С. 241–247.

3. Яцун, С.Ф. Экспериментальное исследование движения вибрационного мобильного робота с внутренней подвижной массой / С.Ф. Яцун, П.А. Безмен, Ю.Ю. Лосев // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. Курск, 2008. С. 763–770.

4. Климов, Г.В. Робот-амфибия для мониторинга состояния окружающей среды / Г.В. Климов, С.И. Савин // Приоритетные направления современной науки глазами молодых учёных / Ряз. гос. ун-т им. С.А. Есенина. Рязань, 2009. С. 162–163.

УДК 621.81

Л.А. Савин

Орловский государственный технический университет

МЕХАТРОННЫЕ ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ

В статье дан анализ перспективных направлений развития современных роторных систем, в частности мехатронных опор роторов с активным управлением. Приведены принципиальные схемы мехатронных систем и мехатронных подшипниковых узлов.

Роторные системы входят в состав большинства энергетических, транспортных, технологических машин и во многом определяют эксплуатационные характеристики, ресурс и надежность изделий. Ротор представляет собой вал с установленными на нем рабочими колесами – диски с лопатками, крыльчатки компрессоров и турбин, зубчатые шестерни, шкивы, звездочки, полумуфты и т.д. Применение мехатронных технологий в роторных машинах связано с расширением функций диагностики параметров вращательного и поступательного движений, работоспособности подшипниковых узлов, уплотнений подвижных стыков, демпферов, состояния рабочих колес, тормозных устройств, смазочно-охлаждающих систем, элементов привода. Следующий этап заключается в активном управлении параметрами функционирования с использованием сенсоров, контроллеров, управляющих компьютерных программ и корректирующих уст-

ройств, в качестве которых могут быть сервоприводы, пьезоэлектрические элементы, шаговые электродвигатели, прецизионные передачи, электромагнитные механизмы, аппараты с эффектом памяти формы и др. Можно выделить три базовых уровня интеллектуализации машин: 1) механические, гидравлические и другие устройства, оснащенные сенсорными элементами, обеспечивающими контроль и диагностику работоспособности; 2) совокупность элементов первого уровня совместно с микроконтроллерами, воспроизводящими функции программного управления и автоматизации; 3) машины, имеющие компьютерное управление на основе сложных математических моделей, способное осуществлять самодиагностику и адаптироваться к неопределенности внешней среды.

В настоящее время практически во всех технических системах используются мехатронные устройства с активным управлением. В автомобилях это навигационные и тормозные системы, приборы для ночного движения и парковки, управление работой двигателя и климатконтроль в салоне. Робототехника представляет собой самостоятельное, весьма разветвленное направление исследований, включающее технологические, транспортные, бытовые, военные и другие аспекты. Интеллектуальные системы входят в состав аудио- и видеотехники, полиграфического, офисного, медицинского и научного оборудования, а также практически всех видов транспортной техники. Особо важную роль умные устройства играют в системах навигации, управления и безопасности ракетно-космической и авиационной техники.

В состав мехатронных систем (рис. 1) входят: исполнительные механизмы (базовые элементы машин); сенсорные устройства, преобразователи, усилители, связующие звенья, представляющие собой приборно-аппаратную часть; процессоры и микропроцессоры, являющиеся вычислительной структурой; корректирующие устройства, называемые актуаторами, а также различные виды основных и вспомогательных источников энергии.

Силовые потоки в современных машинах передаются в основном посредством вращательного движения ротора в опорах, которые в полной мере можно назвать критическими элементами, во многом определяющими удельные показатели и работоспособность машин. Основной функцией опор роторов является обеспечение несущей способности и демпфирующих свойств, которые являются базовыми характеристиками традиционных видов подшипников.

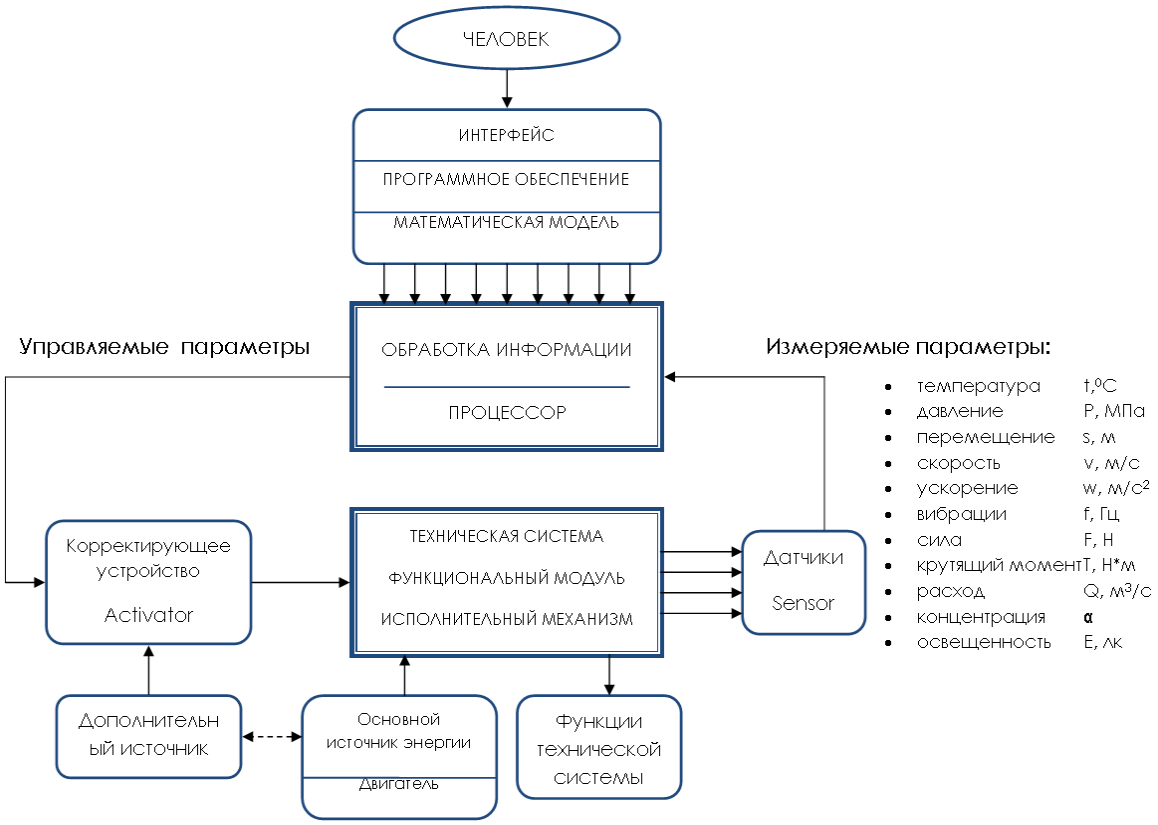


Рис. 1. Принципиальная схема мехатронной системы

В настоящее время наибольшее распространение получили подшипники качения, которые являются стандартными изделиями и выпускаются специализированными предприятиями. Несмотря на то, что ведущими разработчиками подшипниковых узлов, такими как SKF и SNR Group, сделан прорыв в технологических решениях по созданию подшипников качения, которые позволяют выйти на значения предельной быстроходности $d{\cdot}n$ выше, чем $2{\cdot}10^6$ об/(мин·мм), они не могут удовлетворить всех требований современной техники. В промышленном оборудовании, где требования к надежности и точности, при уменьшении массы и габаритов, все больше увеличиваются, применение новых технологий желательно, а иногда просто необходимо.

Многие мехатронные подшипниковые узлы, такие как Active Sensor Bearing (ASB), Sensor Line Encoder компании SNR Group (рис. 2), содержат интегрированные датчики, позволяющие контролировать такие параметры, как угловое положение, скорость, направление вращения, количество оборотов, температуру. Они обладают компактностью и высокой надежностью работы в сложных окружающих условиях, и сейчас вызывают большой интерес в различных сферах промышленности: в механических трансмиссиях, в конвейерах, в робототехнике, в транспортных средствах, в погрузоч-

но-разгрузочном оборудовании, в системе управления электродвигателей с преобразователями частоты вращения, в системах контроля, измерения и позиционирования.

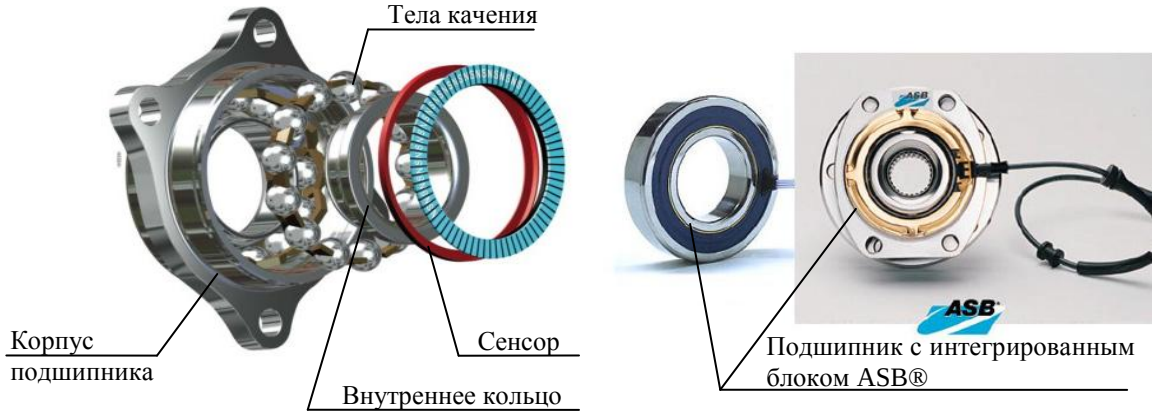


Рис. 2. Мехатронные подшипники качения

Создание роторных машин новых поколений формирует новые требования к подшипниковым узлам, в числе которых можно прежде всего назвать:

– выполнение новых функциональных задач контроля и диагностики параметров, управление параметрами движения с использованием сенсорных элементов, микропроцессоров и специальных устройств коррекции параметров;

– обеспечение сверхвысоких скоростей вращения ротора с минимальными энергозатратами, максимальными показателями устойчивости, надежности и экологической чистоты, что обеспечивает достижение высокого уровня конкурентоспособности;

– возможность получения прецизионных движений ротора с целью реализации новых перспективных микро- и нанотехнологий;

– реализация интеллектуального поведения роторной системы в условиях неопределенности внешней среды, в частности при возникновении автоколебательных режимов, параметрических и хаотических колебаний;

– обеспечение вращательных и поступательных движений элементов роторной системы по сложным траекториям и законам изменения параметров;

– реализация сложных кинематических структур роторно-опорных узлов машин новых поколений, обеспечивающих качественно более высокие показатели.

Потенциально возможно создание мехатронных опор роторов с активным управлением на базе подшипников с различными видами трения. Представленные на рис. 2 подшипники не обладают возможностью корректировки параметров, однако вполне реально вносить конструктивные дополнения, которые позволят обеспечивать

не только контроль, но и изменение характеристик. Весьма перспективным представляется создание комбинированных подшипниковых узлов с интеллектуальными возможностями. Кроме названных вариантов, в принципе можно также выделить следующие виды мехатронных опор роторов:

1. Активный магнитный подшипник (АМП) – управляемое мехатронное устройство, в котором стабилизация положения ротора осуществляется силами магнитного притяжения, действующими на ротор со стороны электромагнитов (рис. 3), ток в которых регулируется системой автоматического управления по сигналам датчиков перемещений ротора. Активные магнитные подшипники имеют практически неограниченную предельную быстроходность, высокий уровень демпфирования и КПД. В настоящее время для АМП идет создание международного стандарта, для чего был создан специальный комитет ISO TC108/SC2/WG7.

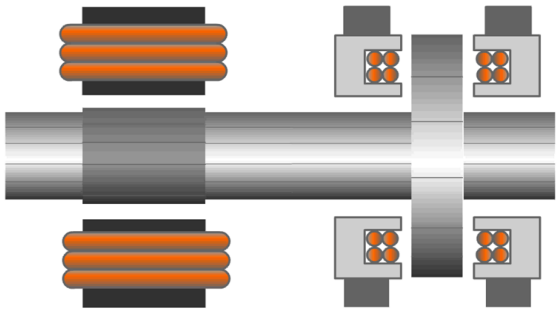


Рис. 3. Радиальный и осевой активный магнитный подшипник

2. Адаптивный гидростатодинамический подшипник (ГСДП) (рис. 4), работоспособность которого обеспечивается за счет совместного действия давления подачи смазочного материала в питающие камеры и формирования гидродинамического клина из-за наличия клинового зазора и высокой скорости вращения ротора. Причем давление подачи смазочного материала регулируется автоматизированной системой управления, в зависимости от величины конфузорно-диффузионного зазора, положения и скорости вращения ротора. Смазочный слой ГСДП обладает упругими и демпфирующими качествами и обеспечивает требуемую несущую способность в течение длительного промежутка времени в широком диапазоне нагрузок и скоростей вращения ротора. Подшипники жидкостного трения, которые имеют практически неограниченную предельную быстроходность, высокие динамические свойства, несущую способность и ресурс, активно применяются в качестве опор роторов компрессоров, детандеров и других агрегатов.

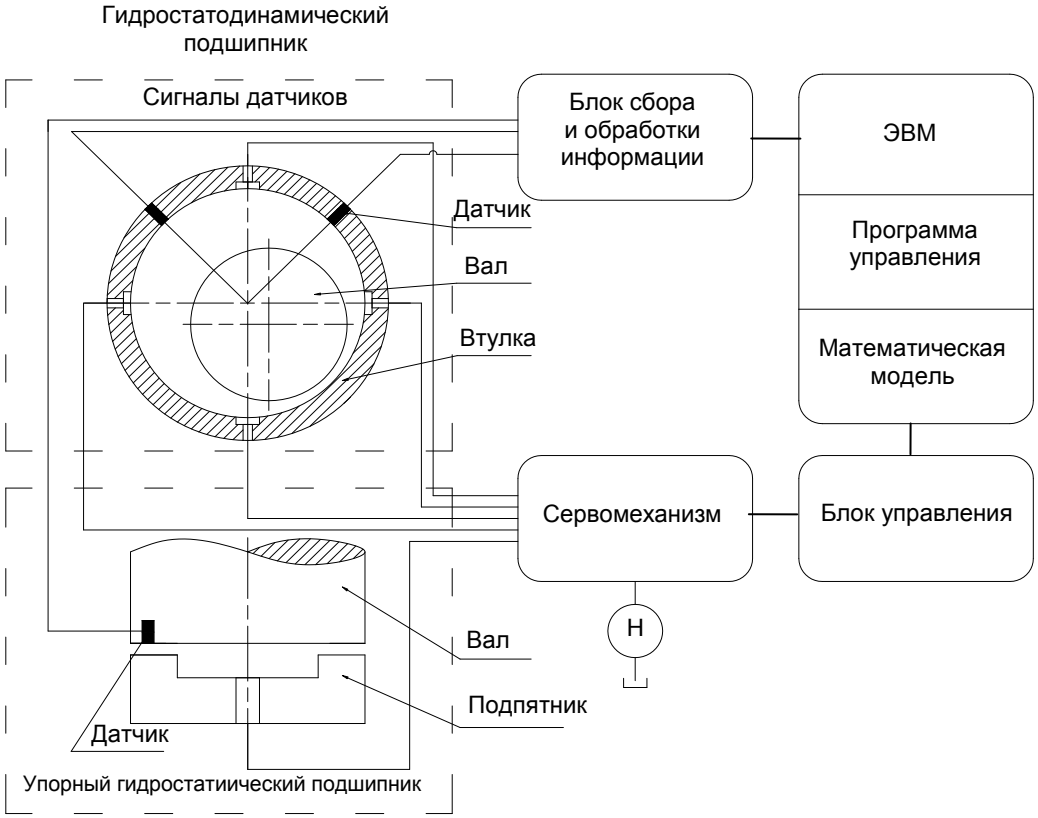


Рис. 4. Схема функционирования активных радиального и осевого ГСДП

Опора создает силы, которые способствуют удержанию ротора в положении, при котором достигается наиболее эффективный режим работы машины и подавление внешних возмущающих воздействий. В АМП воздействие на ротор осуществляется с помощью электромагнитного поля, в подшипниках скольжения – с помощью смазочного слоя, который не дает соприкасаться ротору с опорой. Состояние подшипника постоянно отслеживается специальными сенсорами, информация с которых собирается блоком сбора данных и в преобразованном виде передается в компьютерную систему управления подшипником, в которой с помощью вложенной математической модели производится анализ состояния подшипника, расчет дальнейшего поведения ротора и необходимой реакции со стороны опоры для предотвращения нежелательных эффектов. Полученные расчетные данные позволяют схеме управления сформировать управляющие сигналы, с помощью которых блок коррекции изменяет требуемым образом силы воздействия опоры на ротор подшипника. Устойчивость, как и необходимые жесткость и демпфирование, достигается соответствующим выбором закона управления. Развитие микропроцессорной техники позволяет объединить в один комплекс измерительные приборы, контроль технологических параметров и управление физической и аппаратной частями. Блок аналогового ввода выполняет функции пре-

образования в цифровой код выходных сигналов датчиков аналоговых параметров объекта контроля и управления. В подшипнике жидкостного трения изменение выходного сигнала зависит от величины зазора между втулкой подшипника и шейкой ротора. Для контроля положения вала используются, как правило, два датчика, расположенные на подшипнике перпендикулярно друг другу.

Блок сопряжения с исполнительными устройствами предназначен для преобразования цифровых кодов управления, поступающих от микроконтроллера системы в управляющие сигналы исполнительных устройств, в данном случае сервомеханизмов, регулирующих давление в питающих камерах ГСДП. Блок управления выполняет функции сбора данных, управления на основе результатов анализа входных данных, обменом данными между ЭВМ и микропроцессорной системой. Блок управления и сопряжения выполняется на базе микроконтроллера. Это позволяет задействовать для управления исполнительными устройствами различные программные алгоритмы прогнозирования отклонения ротора в подшипнике, учитывать циклические колебания, уменьшать амплитуду конической прецессии вала.

В настоящее время в развитых странах мира активно проводятся поисковые исследования в области создания роторных машин с интеллектуальными мехатронными опорами. Прежде всего, это касается высокоскоростных турбоагрегатов транспортных и технологических машин. Если активные магнитные подшипники уже широко применяются в различных видах роторных машин, то интеллектуальные опоры на базе подшипников качения и скольжения только начинают исследоваться. Причем это касается всех направлений, включая сенсорные устройства, механизмы корректировки параметров, математические модели управления движением роторов в условиях сложного нагружения, возникновения нерасчетных режимов работы машины, в том числе параметрических, хаотических и самовозбуждающихся колебаний. На кафедре «Мехатроника и международный инжиниринг» ОрелГТУ проводятся комплексные теоретические и экспериментальные исследования мехатронных подшипниковых узлов с активными магнитными, газодинамическими, гидростатодинамическими и комбинированными подшипниками.

Представленные в работе материалы по исследованию мехатронных опор роторов получены в рамках выполнения гранта РФФИ 09-08-99020.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лаврушин, С.А. Интеллектуальные опоры роторных машин / С.А. Лаврушин // Интеллектуальные машины: Междунар. науч.-практ. конф. М.: Моск. гос. техн. ун-т «МАМИ», 2009. С. 44–47.

2. Савин, Л.А. Моделирование роторных систем с опорами жидкостного трения: монография / Л.А. Савин, О.В. Соломин. М.: Машиностроение-1, 2006. 444 с.

3. Maslen, E.H. Smart machine advances in rotating machinery / E. H. Maslen // 9-th Intern. conf. on Vibrations in Rotating Machinery.

4. Савин, Л.А. Активные магнитные подшипники: принципы функционирования и моделирования / Л.А. Савин, О.В. Соломин, Л.В. Дорофеев // Механизация, автоматизация, управление. 2009. №2. С. 33–37.

УДК 621.864.8

В.С. Дышенко, М.С. Понедельченко

Курский государственный технический университет

РАЗРАБОТКА КОМПОНОВКИ И КОНСТРУКЦИИ ШАГАЮЩЕГО РОБОТА

Рассматривается разработка конструкции шагающего двуногого робота антропоморфного типа, способного перемещаться по сложным поверхностям за счет адаптации контактных элементов к поверхности перемещения.

Введение

Создание промышленных роботов-манипуляторов, способных заменить человека на многих участках современного производства, а также автоматических систем, которые могут быть использованы в условиях, опасных для человека, является актуальной научной и технической проблемой. Одним из важных классов роботов являются шагающие роботы, предназначенные для перемещения по труднопроходимой местности.

Хотя колесные транспортные средства в настоящее время явно преобладают, известно, что при ходьбе по неподготовленной поверхности существенные преимущества имеют шагающие системы передвижения. Шагающий аппарат при движении использует для опоры лишь некоторые точки на поверхности, в отличие от колесных и гусеничных машин, имеющих непрерывную колею. Кроме того, шагающий аппарат существенно меньше повреждает почвенный покров, что может оказаться важным для некоторых районов.

Однако указанные преимущества шагающего аппарата определяют его высокую сложность. Большое число управляемых степеней свободы аппарата требует сложной компоновки, разработки высокоэффективных приводов, специальной организации стоп, рассеивающих энергию удара, и т.д. Система управления должна обеспечить переработку информации о местности, принятие решений о характере движения, контроль за их реализацией. Именно создание системы управления аппаратом – центральная проблема шагающего робота, т.к. опыт создания даже самых сложных систем автоматического управления невозможно непосредственно использовать для построения системы управления шагающим роботом.

1. Существующие разработки

Термин «андроид» (от *гр*. andro — человек, мужчина) пришел из научной фантастики, еще в XVIII веке предсказавшей появление человекоподобного робота. Главным отличием андроида от роботов других архитектур является его антропоморфность: андроид должен иметь основные элементы телосложения человека и двигаться как человек.

Рис. 1. Коммерческий андроид Sony SDR-4X

Интегрированная система адаптивного контроля в реальном времени – секрет пластики андроида Sony – обеспечивает оперативное управление всеми «суставами» робота (а их 28!) на основании сигналов, поступающих от многочисленных датчиков (рис. 1).

Робот действительно прекрасно передвигается на своих двоих, не теряя равновесия даже на неровной поверхности. Sony продемонстрировала следующий тест: робота ставили на плоскую горизонтальную поверхность, которая начинала раскачиваться сразу в двух плоскостях. Робот переступал с ноги на ногу, отходил на шаг назад, де-

лал шаг вперед, но сохранял устойчивость. Недаром на рекламных снимках SDR-4X часто изображают на скейтборде – этот робот вполне способен воспроизводить движения скейтбордиста. Примечательно, что для сохранения устойчивости и выбора способа движения (например, при подъеме по ступенькам) робот не нуждается в помощи внешней рабочей станции для анализа нестандартной ситуации, ему вполне достаточно производительности собственных «мозгов».

Функцию глаз у андроида Sony SDR-4X выполняют две видеокамеры с цветными CCD-матрицами (диагональ матрицы 0,2 дюйма; разрешение 110 тыс. пикселов). Благодаря использованию двух камер удалось реализовать стереоскопическое «зрение» (как у человека): робот может не только воспринимать очертания объекта, но и способен оценить расстояние до него. Получение «трехмерного» изображения нужно андроидам для того, чтобы успешно обходить препятствия, заранее просчитывая оптимальный маршрут, а самое главное – узнавать людей по чертам лица. Это звучит невероятно, но андроид Sony способен выделять из общего фона лица людей, а в его памяти может храниться до десяти образов различных лиц. В зависимости от «эмоционального состояния» андроида, его глаза изменяют свой цвет (доступно до 6,5 тыс. оттенков), эта функция реализована при помощи светодиодов.

Помимо цифровых «органов зрения» разработчики снабдили роботов слуховой системой, состоящей из семи микрофонов, а также генератором речи. Благодаря этому андроид SDR-4X способен ориентироваться по источнику звука и распознавать голоса разных людей. Встроенные функции распознавания речи у робота весьма слабые, однако он может через беспроводной сетевой интерфейс перенаправить оцифрованный речевой сигнал на рабочую станцию для более тщательного анализа и распознавания при помощи специальных словарей. Кстати, голосовой генератор робота намного совершеннее, чем его слуховые возможности: SDR-4X умеет петь и произносить слова (лексикон этого робота включает 60 тыс. слов).

HRP-2P (Humanoid Robotics Project) – прототип «социального» робота-андроида, разрабатываемого группой японских компаний по заказу консорциума японских министерств и неправительственных организаций (рис. 2). Общее руководство проектом осуществляет компания Kawada Industries (http://www.kawada.co.jp/), занимающаяся в числе прочего разработкой беспилотных систем управления легкими вертолетами. Видеоподсистему робота, базирующуюся на трехлинзовой стереокамере, спроектировала

корпорация Shimizu (http://www.shimiz.co.jp/), а кибер-руку создала компания Yaskawa (http://www.yaskawa.co.jp/).

Рис. 2. Прототип андроида Kawada HRP-2P

На фотографиях андроид выглядит каким-то легкомысленным и даже игрушечным. Но на самом деле этот робот представляет собой внушительную электромеханическую конструкцию ростом 154 см и весом 58 кг. Основное назначение будущего робота – выполнение работ на открытом воздухе и реализация социальной функции – общения с людьми.

«Скелет» робота имеет 30 степеней свободы. Особая конструкция «таза» дает ему возможность передвигаться даже по узкой тропинке. Высокая плотность размещения компонентов в корпусе Kawada HRP-2P позволила разработчикам отказаться от традиционного для многих андроидов «ранца». Согласно техническому заданию, робот должен уметь передвигаться по неровной поверхности, уверенно держать равновесие (для этого предусмотрен гироскоп) и самостоятельно подниматься после падения.

HRP-2P приводится в движение при помощи 16 экономичных электродвигателей. Питание осуществляется от никель-металл-гидридной батареи (напряжение 48 В, емкость 18 А·ч). По ровной поверхности робот может передвигаться со скоростью до 2 км/ч. Проектная грузоподъемность составляет 2 кг для каждой «руки».

2. Компоновка и конструкция шагающего робота

При разработке конструкции особое внимание уделялось таким факторам, как: общая технологичность; доступная элементная база; высокая надежность и ремонтопригодность; недорогие ремкомплекты; расширенная функциональность; оперативная техническая поддержка; дешевизна и доступность комплектующих.

Характеристики робота: количество управляемых приводов 41; количество портов I/O 40; максимальное количество базовых операций 25.

Технические характеристики приводов: номинальное усилие при подъеме 120 Н; потребляемый ток при номинальном усилии не более 7,5 А; максимальное усилие 200 Н; частота вращения выходного вала 60 об/мин; начальный пусковой момент 9 Н·м; ресурс работы 30 000 циклов; габаритные размеры 40×95×188; масса 0,9 кг.

Встроенная защита от перегрева при перегрузке продолжительностью более 1,5 с отключает электродвигатель.

Шагающий аппарат содержит корпус, снабженный двумя ногами и двумя руками, а также головой, имеющей две степени подвижности (рис. 3). Внутри корпуса размещается микропроцессорная система управления и источник питания. Каждая конечность имеет пять степеней свободы и приводится в действие с помощью приводов. В нижней части конечности находятся три датчика усилия для измерения реакции силы прижатия ноги.

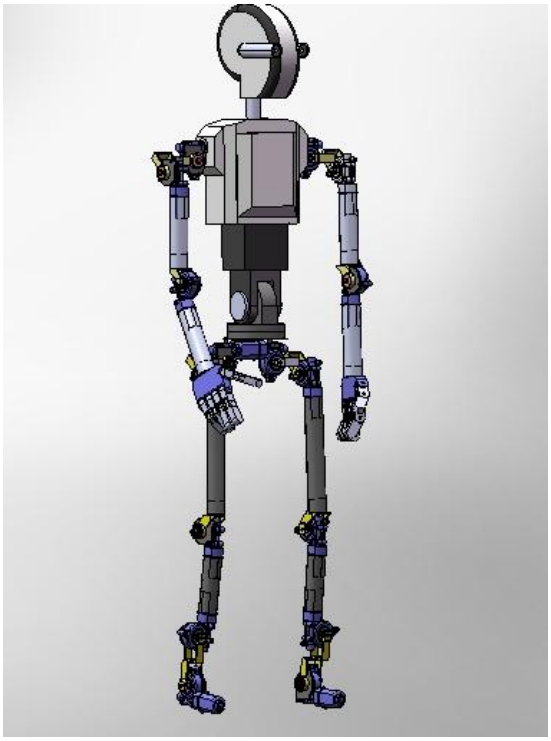


Рис. 3. Модель шагающего робота

Исполнительный механизм и система приводов робота снабжены множеством датчиков. Их можно разделить на пять основных классов: 1) датчики относительного положения звеньев исполнительного механизма; 2) датчики, измеряющие нагрузки на приводах; 3) датчики силомоментного очувствления стоп робота; 4) датчики системы ориентации робота; 5) датчики внешней обстановки. Датчики пятой группы участвуют в планировании поведения и движения робота, но не влияют непосредственно на работу исполнительной системы робота. Датчики системы ориентации робота непосредственно работают в контуре управления движением робота, но не участвуют в работе приводов. Первые три группы датчиков непосредственно обеспечивают необходимое качество работы системы приводов.

Робот приводится в движение комплексом мотор-редукторов с червячной передачей. Это позволяет производить довольно точные движения. В роботе есть 41 сочленение, что обеспечивает наличие 41 степени свободы (рис. 4). Движение корпуса задается опорными ногами, стопы которых также могут осуществлять движение в двух плоскостях.

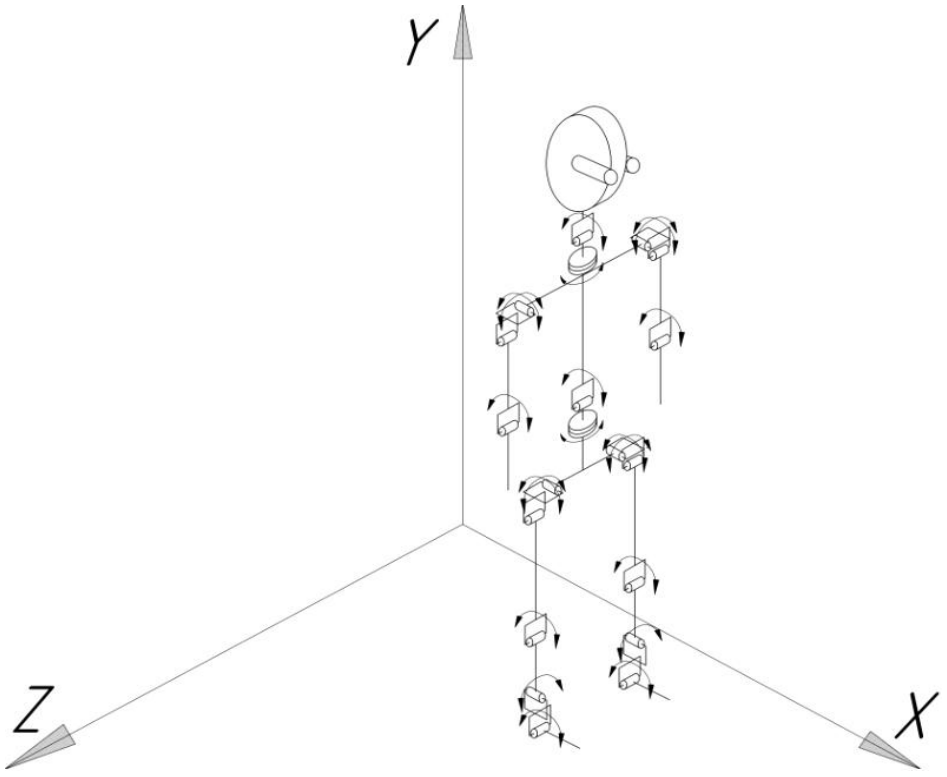


Рис. 4. Кинематическая схема

Ориентация робота на местности и оценка окружающих условий осуществляются при помощи двух видеокамер. Это дает возможность обнаружения препятствий и их преодоления. Робот содержит оптические датчики для определения расстояния до препятствия, которые расположены на передней части корпуса.

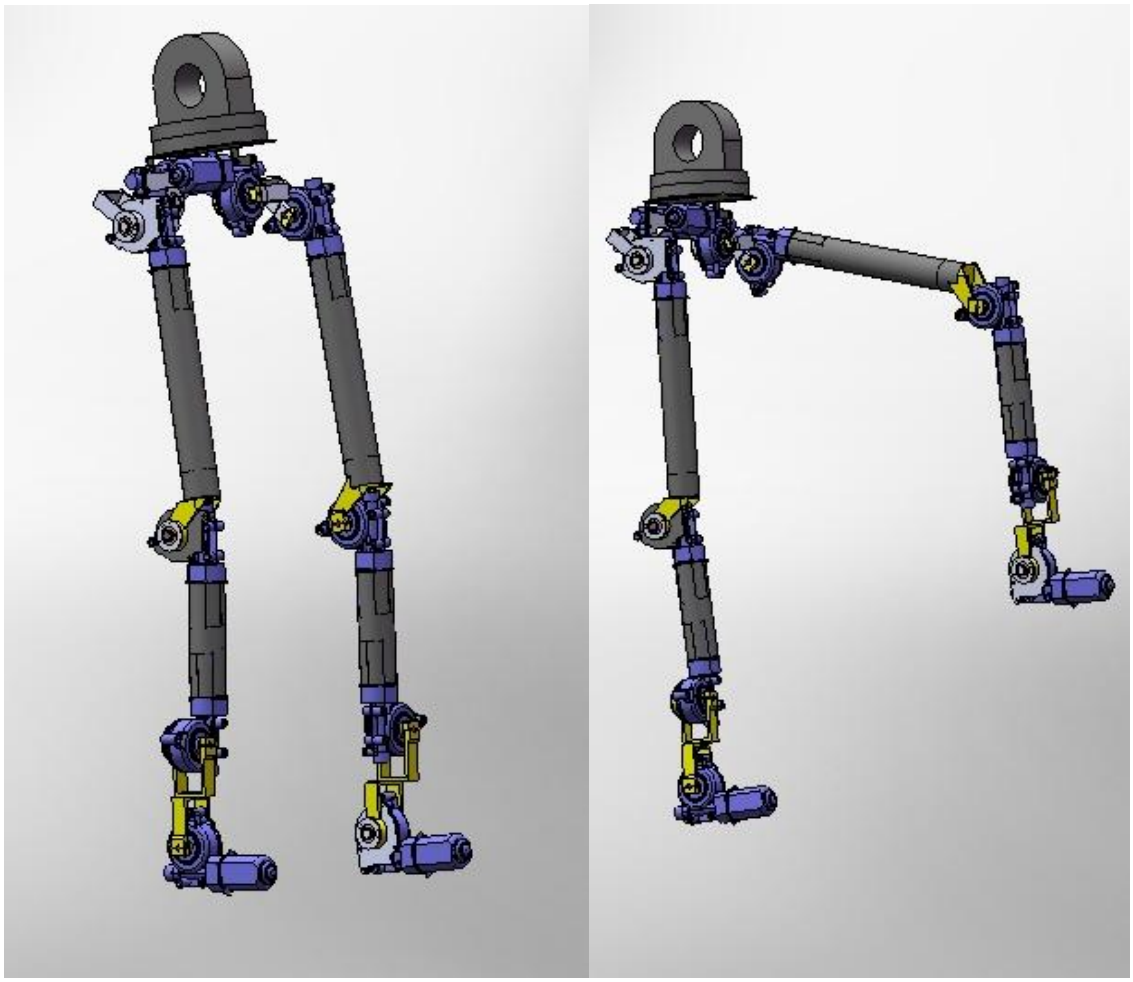


Рис. 5. Конструкция ноги робота

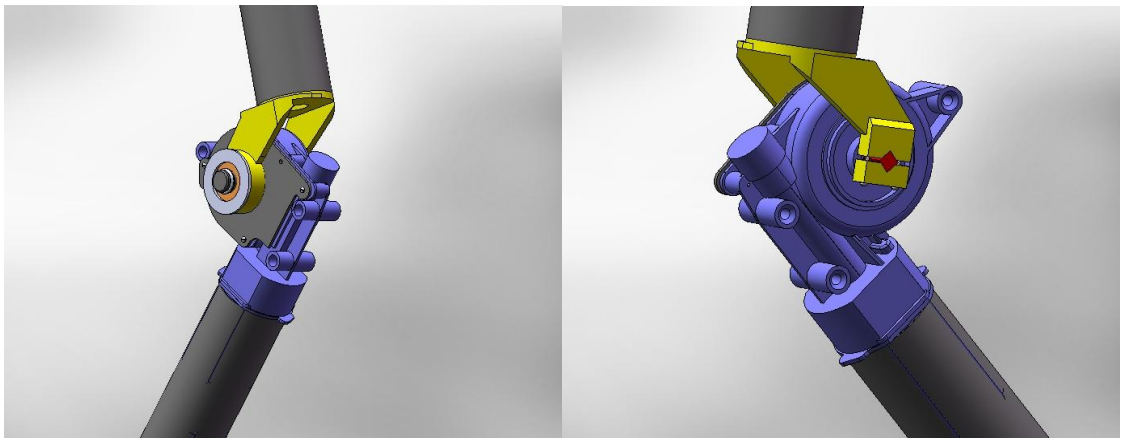


Рис. 6. Колено робота андроида

Ноги робота – сложная система приводов, т.к. с помощью них осуществляется основная задача – ходьба. Здесь задействовано 10 приводов (рис. 5, 6). На стопах ног робота расположены контактные элементы, в которых установлены датчики давления, необходимые для динамического распределения нагрузки во время ходьбы. Каждый привод оснащен системой позиционирования на базе энкодера.

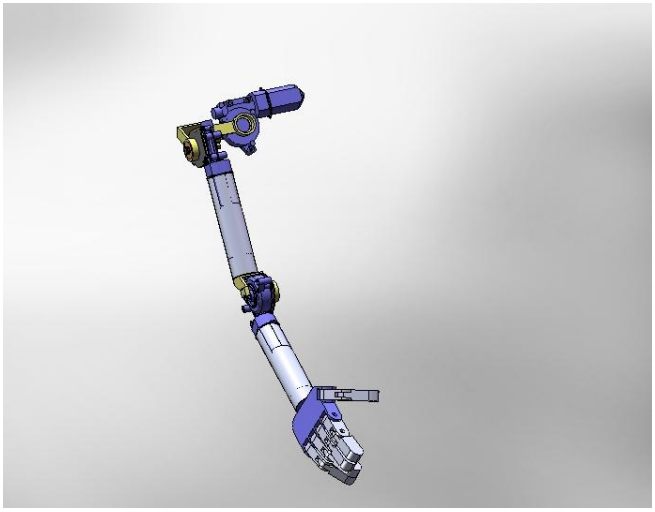


Рис. 7. Конструкция руки робота

При движении рук задействуются шесть приводов (рис. 7). Кисть состоит из 10 сервоприводов, поэтому робот может удерживать в руке различные предметы. На фалангах пальцев робота расположены тактильные датчики, способные определять усилие схвата.

Шагающий робот осуществляет перемещения по различным поверхностям в недетерминированных условиях и производит манипуляции с предметами различных форм. Предусмотрено несколько режимов ходьбы. Робот способен дублировать до 85% движений человека, а в некоторых сочленениях превосходит возможности аналогичных суставов человека.

Заключение

В работе описана компоновка и конструкция шагающего робота, представлена его кинематическая схема, а также пояснены принципы его функционирования.

Работа выполнялась в рамках ФЦПРО «Фундаментальные основы создания новых принципов движения мобильных микророботов» № 1.11.09ф.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исследование робототехнических систем / под ред. И.М. Макарова. М.: Наука, 1982. С. 118–125.

2. Вукобратович, М. Шагающие роботы и антропоморфные механизмы / М. Вукобратович. М.: Мир, 1989. 541 с.

3. Авотин, Е.Б. Динамика планетоходов / Е.Б. Авотин, И.С. Болховитинов, Ф.П. Шнак. М.: Наука, 1979. 364 с.

4. Корецкий, А.В. Решение задач статики на персональном компьютере / А.В. Корецкий, Н.В. Осадченко. М.: Изд-во МЭИ, 2003. 64 с.

5. Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики: учеб. / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. СПб.: Лань, 2002. 736 с.

6. Кирсанов, М.Н. Решебник. Теоретическая механика / М.Н. Кирсанов. М.: Физматлит, 2002. 384 с.

7. Попов, Е.П. Манипуляционные роботы: динамика и алгоритмы / Е.П. Попов, А.Ф. Верещагин, С.Л. Зенкевич. М.: Наука, 1978. 400 с.

8. Бурдаков, С.Ф. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов / С.Ф. Бурдаков, В.А. Дьяченко, А.Н. Тимофеев. М.: Высш. шк., 1986. 264 с.

УДК 531.8

В.В. Бартенев, С.Ф. Яцун

Курский государственный технический университет

УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ МАТЕРИАЛЬНОЙ ТОЧКИ ПО ШЕРОХОВАТОЙ ПЛОСКОСТИ В ВЯЗКОЙ СРЕДЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОПТИМАЛЬНОГО КОМБИНИРОВАННОГО НЕЧЕТКОГО РЕГУЛЯТОРА

Рассмотрена задача управления движением материальной точки вдоль заданной траектории с использованием оптимального регулятора, реализующего нечеткое и ПИД-управление. Оптимальные параметры для ПИД-управления получены с использованием генетического алгоритма. Синтез нечеткого регулятора осуществлен с использованием нейро-нечеткой сети ANFIS. Смоделировано управляемое движение материальной точки при условии неопределенности коэффициента сухого трения. Представлены результаты моделирования.

Введение

Качество управления движением мобильного объекта в общем случае, как отмечено в [4], определяется скоростью его перемещения, точностью отработки заданной

траектории и возможностью осуществления движения в условиях действия возмущений, т.е. устойчивостью движения. В соответствии с [1] нечеткие системы управления по сравнению с традиционными системами имеют лучшую помехозащищенность, точность и быстродействие за счет более адекватного описания среды, в которой они функционируют. Поэтому применение нечетких систем в задаче управления движением мобильных объектов предполагает эффективное ее решение.

Существуют различные типы методов синтеза нечетких регуляторов. Один из наиболее широко используемых методов получения управляющих правил – это метод извлечения экспертных знаний управления или использование знаний опытных операторов [1]. Однако спецификация лингвистических правил зависит от знания экспертом системы управления, поэтому качество нечеткого регулятора напрямую зависит от правильного выбора функций принадлежности и уровня знаний экспертов.

В соответствии с [1] существуют методы, основанные на нечетком моделировании процесса, где приблизительная модель объекта конфигурируется с использованием импликаций, описывающих возможные состояния системы. Нечеткий регулятор при таком подходе конструируется для управления нечеткой моделью, полученной методами структурной идентификации и оценки параметров.

Самонастраивающееся нечеткое управление, как отмечено в [1], является широко применяемым методом управления. Такое управление реализуется на базе нейро-нечеткого подхода, сочетающего в себе робастность и способность к объяснению оснований получения решения нечеткого логического вывода с мощной аппроксимирующей способностью искусственных нейронных сетей.

Для настройки нейро-нечеткой сети требуется наличие обучающей выборки, отражающей требуемое функционирование регулятора. В задаче оптимального синтеза такая выборка должна соответствовать оптимальному управлению. Получить такую выборку возможно, снимая показания в системе управления, для которой синтезируется нечеткий регулятор, с оптимально настроенным, например, ПИД-регулятором. Получение оптимальных параметров ПИД-регулятора является задачей многопараметрической оптимизации, эффективно решаемой с применением генетических алгоритмов.

В настоящей работе синтез оптимального комбинированного нечеткого регулятора системы управления движением материальной точки осуществлен с использованием модифицированного генетического алгоритма, предложенного в работе [2], и нейро-нечеткой сети ANFIS.

Постановка задачи

Введём неподвижную систему координат *OXYZ* так, чтобы плоскость *OXY* совпадала с горизонтальной шероховатой плоскостью, по которой в вязкой подвижной среде движется материальная точка массой *m* под действием силы $\vec{F}$ (рис. 1).

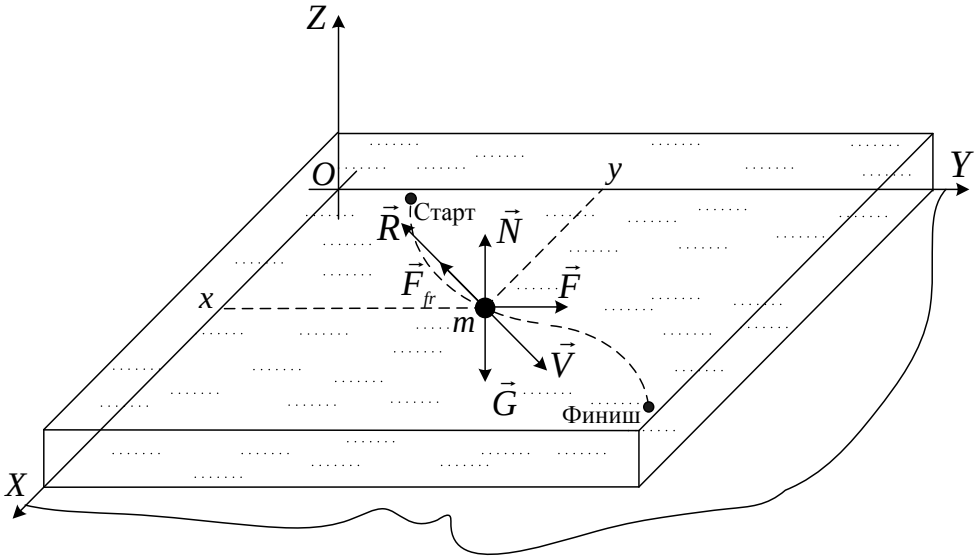


Рис. 1. Схема движения материальной точки по шероховатой плоскости в вязкой среде

Материальную точку будем рассматривать как систему, положение которой в системе *OXYZ* определяется вектором обобщенных координат $\left|x \;\; y\right|^{\mathrm{T}}$, где x, y – координаты материальной точки.

Запишем уравнение движения материальной точки в векторной форме:

$$m\vec{a} = \vec{F} + \vec{F}_{fr} + \vec{R}, \tag{1}$$

где $\vec{a}$ – ускорение материальной точки; $\vec{F}_{fr}$ – сила сухого трения; $\vec{R}$ – сила вязкого трения.

В проекциях на оси системы координат *OXYZ* уравнение (1) запишем в виде системы дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_x - F_{fr_x} - R_x; \\ m\ddot{y} = F_y - F_{fr_y} - R_y, \end{cases} \tag{2}$$

где $\ddot{x}$, $\ddot{y}$ – проекции ускорения $\vec{a}$ материальной точки на оси *OX* и *OY* соответственно (две точки обозначают двойное дифференцирование по времени); F_x, F_y – проекции движущей материальную точку силы $\vec{F}$ на оси *OX* и *OY* соответственно; F_{fr_x}, F_{fr_y} –

проекции силы сухого трения $\vec{F}_{fr}$ на оси *OX* и *OY* соответственно; R_x, R_y – проекции силы вязкого сопротивления $\vec{R}$ на оси *OX* и *OY* соответственно.

Исследование управляемого движения материальной точки удобно проводить, используя безразмерные переменные. Для перехода к безразмерным переменным системы уравнений (2) введем масштаб массы *M*, масштаб пути *L* и масштаб времени *T*, такие, что

$$m = M\tilde{m},\ l = L\tilde{l},\ t = T\tilde{t}, \tag{3}$$

где m, l, t – соответственно размерная масса, размерный путь и размерное время; $\tilde{m}, \tilde{l}, \tilde{t}$ – соответственно безразмерная масса, безразмерный путь и безразмерное время.

С учетом (3) выведем тождества:

$$\begin{aligned}
&x = \tilde{x}L;\ \ \dot{x} = \dot{\tilde{x}}\frac{L}{T};\ \ \ddot{x} = \ddot{\tilde{x}}\frac{L}{T^2};\\
&y = \tilde{y}L;\ \dot{y} = \dot{\tilde{y}}\frac{L}{T};\ \ddot{y} = \ddot{\tilde{y}}\frac{L}{T^2};\\
&F_x = \tilde{F}_x\frac{ML}{T^2};\ F_y = \tilde{F}_y\frac{ML}{T^2};\\
&F_{fr_x} = \tilde{F}_{fr_x}\frac{ML}{T^2};\ F_{fr_y} = \tilde{F}_{fr_y}\frac{ML}{T^2};\\
&R_x = \tilde{R}_x\frac{ML}{T^2};\ R_y = \tilde{R}_y\frac{ML}{T^2},
\end{aligned} \tag{4}$$

где $\dot{x},\ \dot{y}$ – проекции скорости $\vec{V}$ материальной точки на оси *OX* и *OY* соответственно (точка обозначает дифференцирование по времени); $\tilde{x},\ \tilde{y}$ – безразмерные координаты; $\dot{\tilde{x}},\ \dot{\tilde{y}}$ – безразмерные проекции скорости $\vec{V}$ материальной точки на оси *OX* и *OY* соответственно; $\ddot{\tilde{x}},\ \ddot{\tilde{y}}$ – безразмерные проекции ускорения $\vec{a}$ материальной точки на оси *OX* и *OY* соответственно; $\tilde{F}_x,\ \tilde{F}_y$ – безразмерные проекции движущей материальную точку силы $\vec{F}$ на оси *OX* и *OY* соответственно; $\tilde{F}_{fr_x},\ \tilde{F}_{fr_y}$ – безразмерные проекции силы сухого трения $\vec{F}_{fr}$ на оси *OX* и *OY* соответственно; $\tilde{R}_x,\ \tilde{R}_y$ – безразмерные проекции силы вязкого сопротивления $\vec{R}$ на оси *OX* и *OY* соответственно.

С учетом тождеств (3) и (4) систему уравнений (2) можно записать в следующем виде:

$$\begin{cases} \tilde{m}\ddot{\tilde{x}}\dfrac{ML}{T^2} = (\tilde{F}_x - \tilde{F}_{fr_x} - \tilde{R}_x)\dfrac{ML}{T^2}; \\ \tilde{m}\ddot{\tilde{y}}\dfrac{ML}{T^2} = (\tilde{F}_y - \tilde{F}_{fr_y} - \tilde{R}_y)\dfrac{ML}{T^2}. \end{cases} \quad (5)$$

Осуществив тривиальные преобразования, систему уравнений (5) можно привести к форме

$$\begin{cases} \tilde{m}\ddot{\tilde{x}} = \tilde{F}_x - \tilde{F}_{fr_x} - \tilde{R}_x; \\ \tilde{m}\ddot{\tilde{y}} = \tilde{F}_y - \tilde{F}_{fr_y} - \tilde{R}_y. \end{cases} \quad (6)$$

Примем безразмерную массу материальной точки $\tilde{m} = 1$, тогда система уравнений (6) примет вид

$$\begin{cases} \ddot{\tilde{x}} = \tilde{F}_x - \tilde{F}_{fr_x} - \tilde{R}_x; \\ \ddot{\tilde{y}} = \tilde{F}_y - \tilde{F}_{fr_y} - \tilde{R}_y. \end{cases} \quad (7)$$

Для определения $\tilde{F}_{fr_x}$, $\tilde{F}_{fr_y}$ из системы уравнений (7) будем использовать модель Кулона (модель симметричного сухого трения). В соответствии с этой моделью запишем в нотации безразмерных переменных, переход к которым осуществлен с учетом того, что коэффициент трения является безразмерным, следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \tilde{F}_{fr_x} = \tilde{N} f_x; \\ \tilde{F}_{fr_y} = \tilde{N} f_y, \end{cases} \quad (8)$$

где $\tilde{N}$ – безразмерная проекция силы реакции шероховатой поверхности $\vec{N}$ на ось *OZ*; f_x, f_y – коэффициенты трения;

$$f_x = \begin{cases} f_0 \operatorname{sign}(\dot{\tilde{x}}), \ \dot{\tilde{x}} \neq 0; \\ \dfrac{\tilde{F}_x}{\tilde{N}}, \ \dot{\tilde{x}} = 0, \left|\tilde{F}_{0_x}\right| \le f_0 \tilde{N}; \\ f_0 \operatorname{sign}(\tilde{F}_{0_x}), \ \dot{\tilde{x}} = 0, \left|\tilde{F}_{0_x}\right| > f_0 \tilde{N}; \end{cases} \qquad f_y = \begin{cases} f_0 \operatorname{sign}(\dot{\tilde{y}}), \ \dot{\tilde{y}} \neq 0; \\ \dfrac{\tilde{F}_y}{\tilde{N}}, \ \dot{\tilde{y}} = 0, \left|\tilde{F}_{0_y}\right| \le f_0 \tilde{N}; \\ f_0 \operatorname{sign}(\tilde{F}_{0_y}), \ \dot{\tilde{y}} = 0, \left|\tilde{F}_{0_y}\right| > f_0 \tilde{N}; \end{cases} \quad (9)$$

f_0 – коэффициент сухого трения.

Из системы уравнений (2) определим R_x, R_y с использованием линейной модели вязкого трения. В соответствии с этой моделью запишем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} R_x = \mu\dot{x}; \\ R_y = \mu\dot{y}, \end{cases} \tag{10}$$

где μ – коэффициент вязкого трения.

Коэффициент вязкого трения μ имеет размерность $[\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}]$, поэтому для перехода к безразмерным переменным системы уравнений (10) введем масштаб коэффициента вязкого трения *K*, такой, что

$$\mu = K\tilde{\mu}, \tag{11}$$

где $\tilde{\mu}$ – безразмерный коэффициент вязкого трения.

С учетом тождеств (3) и (11) систему уравнений (10) можно представить в виде

$$\begin{cases} \tilde{R}_x K\dfrac{L}{T} = \tilde{\mu}K\dfrac{L}{T}\dot{\tilde{x}}; \\ \tilde{R}_y K\dfrac{L}{T} = \tilde{\mu}K\dfrac{L}{T}\dot{\tilde{y}}. \end{cases} \tag{12}$$

Осуществив преобразования, систему (12) можно привести к виду

$$\begin{cases} \tilde{R}_x = \tilde{\mu}\dot{\tilde{x}}; \\ \tilde{R}_y = \tilde{\mu}\dot{\tilde{y}}. \end{cases} \tag{13}$$

С учетом (8) и (13) систему дифференциальных уравнений динамики движения материальной точки (7) можно записать в виде

$$\begin{cases} \ddot{\tilde{x}} = \tilde{F}_x - \tilde{N}f_x - \tilde{\mu}\dot{\tilde{x}}; \\ \ddot{\tilde{y}} = \tilde{F}_y - \tilde{N}f_y - \tilde{\mu}\dot{\tilde{y}}. \end{cases} \tag{14}$$

Сила $\vec{F}$ возникает в результате преобразования управляющего значения u:

$$\vec{F} = \vec{f}(u). \tag{15}$$

В скалярной форме уравнение (15) примет вид системы уравнений

$$\begin{cases} F_x = f_x(u); \\ F_y = f_y(u), \end{cases} \tag{16}$$

где

$$f_x(u) = \begin{cases} ku, & u > 0; \\ 0, & u < 0; \end{cases} \qquad f_y(u) = \begin{cases} 0, & u > 0; \\ -ku, & u < 0; \end{cases} \tag{17}$$

k – коэффициент пропорциональности, который, учитывая безразмерность величины *u*, имеет размерность силы [Н].

В нотации безразмерных переменных систему уравнений (17) можно записать в виде

$$\begin{cases} \tilde{F}_x = \begin{cases} \tilde{k}u, \ u > 0; \\ 0, \ u < 0; \end{cases} \\ \tilde{F}_y = \begin{cases} 0, \ u > 0; \\ -\tilde{k}u, \ u < 0, \end{cases} \end{cases} \tag{18}$$

где $\tilde{k}$ – безразмерный коэффициент пропорциональности.

Пусть $\tilde{k} = 1$, тогда на основе (18) можно записать следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \tilde{F}_x = \begin{cases} u, \ u > 0; \\ 0, \ u < 0; \end{cases} \\ \tilde{F}_y = \begin{cases} 0, \ u > 0; \\ -u, \ u < 0. \end{cases} \end{cases} \tag{19}$$

Пусть $\tilde{F}_x = u_x$, $\tilde{F}_y = u_y$, тогда систему уравнений (14) можно записать в виде

$$\begin{cases} \ddot{\tilde{x}} = u_x - \tilde{N}f_x - \tilde{\mu}\dot{\tilde{x}}; \\ \ddot{\tilde{y}} = u_y - \tilde{N}f_y - \tilde{\mu}\dot{\tilde{y}}, \end{cases} \tag{20}$$

где

$$\begin{cases} u_x = \begin{cases} u, \ u > 0; \\ 0, \ u < 0; \end{cases} \\ u_y = \begin{cases} 0, \ u > 0; \\ -u, \ u < 0. \end{cases} \end{cases} \tag{21}$$

Система (20) представляет собой систему дифференциальных уравнений динамики управляемого движения материальной точки по шероховатой плоскости в вязкой среде с безразмерными переменными. Если принять параметр f_0 случайной величиной, то уравнения настоящей системы будут описывать движением материальной точки в условиях неопределенности, вызванной гетерогенностью шероховатой поверхности.

В рассматриваемом случае заданной траекторией является *s*-образная гладкая кривая – сигмоида (рис. 2), задаваемая функцией

$$y^*(x^*) = \frac{370}{1 + e^{-0{,}025x^* + 6}}.$$

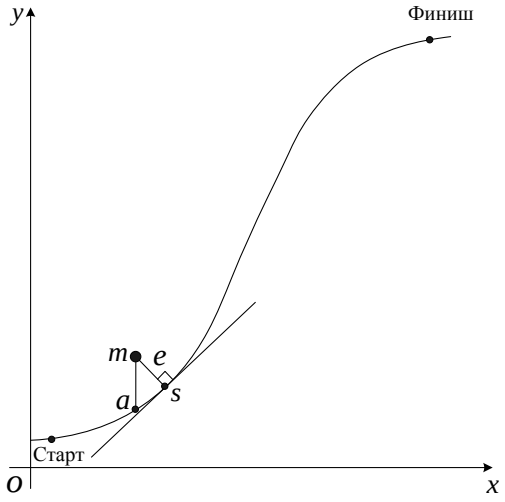


Рис. 2. Заданная траектория движения материальной точки

Задача управления движением материальной точки заключается в определении управляющего значения u, обеспечивающего ее перемещение вдоль участка заданной s-образной траектории от точки «Старт» до точки «Финиш» (см. рис. 1) за минимальное время в указанных условиях неопределенности.

Система управления движением

Структурная схема системы управления движением материальной точки представлена на рис. 3. Система включает регулятор (Р); преобразователь управляющего сигнала (П); объект управления (ОУ); блок расчета ускорения, сообщаемого материальной точке силой вязкого сопротивления (ВТ); блок расчета ускорения, сообщаемого материальной точке силой сухого трения (СТ); обозреватель рабочего пространства (ОРП).

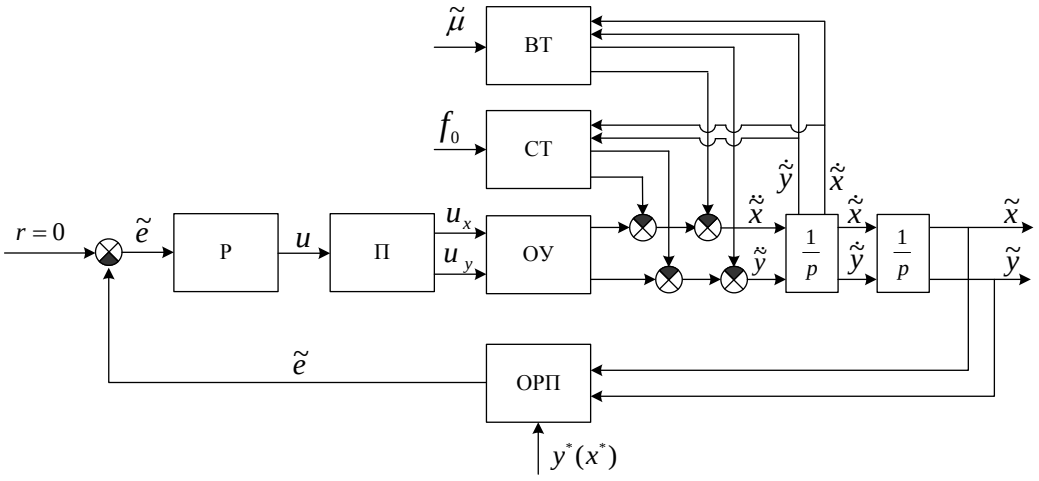


Рис. 3. Структурная схема системы управления движением материальной точки

Объектом управления является материальная точка, движущаяся по шероховатой плоскости в вязкой среде. Влияние окружающей среды на объект управления реализуется блоками ВТ и СТ. Функционирование блоков ОУ, ВТ и СТ в системе описывается системой уравнений (20).

Блок ОРП реализует расчет отклонения $\tilde{e}$ положения материальной точки от заданной траектории (см. рис. 2).

Модуль отклонения $|\tilde{e}|$ определяется минимальным расстоянием между точкой *m* и кривой. Это расстояние равно безразмерной длине отрезка, соединяющего точку *m* и точку *s* кривой, в которой касательная к кривой перпендикулярна этому отрезку. В рамках предложенного алгоритма расчета модуля отклонения $\tilde{e}$ точка *s* определяется без учета указанного условия следующим образом. Определяются координаты $(x_a, y^*(x_a))$ точки кривой *a*. На первой итерации поиска $x_a = x$, где x – текущая координата точки *m* по оси *OX*. На последующих итерациях x_a увеличивается на 1, если $y > y^*(x)$, либо уменьшается на 1, если $y < y^*(x)$. На каждой итерации рассчитывается длина отрезка *ma* следующим образом: $ma = \sqrt{(x - x_a)^2 + (y - y^*(x_a))^2}$. Если значение *ma* увеличивается, то цикл прерывается и возвращается значение *ma* из предшествующей итерации.

Значение $\tilde{e}$ определяется следующим образом:

$$\begin{cases} \tilde{e} = |\tilde{e}|, \ y > y^*(x); \\ \tilde{e} = -|\tilde{e}|, \ y < y^*(x). \end{cases}$$

Преобразователь управляющего сигнала функционирует в соответствии с соотношениями (21).

На вход системы подается уставка $r = 0$, что предполагает отсутствие отклонения траектории движения материальной точки от заданной траектории.

Система функционирует в дискретном режиме с безразмерным периодом $\tilde{T} = 1$.

Следует отметить, что прямая, на которой лежит отрезок *ms*, определяющий модуль отклонения положения материальной точки от заданной траектории, в общем случае неколлинеарна вектору движущей силы $\vec{F}$, поэтому определение этой силы по отклонению e является задачей, сопряженной с неточностью.

Качество управления движением q определяется временем перемещения материальной точки от точки «Старт» до точки «Финиш» и степенью идентичности траектории ее движения заданной. Значение q определяется следующим образом:

$$q = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} |\tilde{e}_i|}, \tag{22}$$

где $\tilde{e}_i$ – безразмерное отклонение от заданной траектории на i-й итерации управления; n – число итераций, осуществленных до достижения точкой «Финиша». В условиях действия помех этот показатель характеризует также устойчивость управляемого движения.

Синтез оптимального комбинированного нечеткого ПИД-регулятора и результаты моделирования

В качестве регулятора системы управления движением используется комбинированный нечеткий ПИД-регулятор, включающий традиционный ПИД-регулятор и нечеткий ПИД-регулятор.

Уравнение традиционного ПИД-регулятора в настоящем случае имеет следующий вид:

$$u_{i+1} = k_{\text{П}}\tilde{e}_i + k_{\text{Д}}(\tilde{e}_i - \tilde{e}_{i-1}) + k_{\text{И}}\sum_{p=1}^{i}\tilde{e}_p, \tag{23}$$

где u_{i+1} – управляющий сигнал на $(i+1)$-й итерации управления; $k_{\text{П}}$, $k_{\text{И}}$, $k_{\text{Д}}$ – соответственно коэффициенты пропорциональности, интегрирования и дифференцирования; $\tilde{e}_i$, $\tilde{e}_{i-1}$ – безразмерные отклонения соответственно на i-й и на $(i-1)$-й итерации управления; $\tilde{e}_p$ – безразмерное отклонение на p-й итерации управления.

Определение оптимальных значений $k_{\text{П}}$, $k_{\text{И}}$, $k_{\text{Д}}$ было осуществлено с использованием модифицированного генетического алгоритма, предложенного в [2] и реализованного в разработанном программном приложении (рис. 4). При этом считалось, что регулятор системы управления движением реализует только традиционное ПИД-управление, «хромосомы» формировались из значений коэффициентов усиления, в качестве функции цели было принято соотношение $(qn)^{-1}$, $f_0 = 0,05$, $\mu = 0,1$, начальными условиями задачи перемещения были: $x = 10$, $y = 20$, $\dot{x} = 0$, $\dot{y} = 0$.

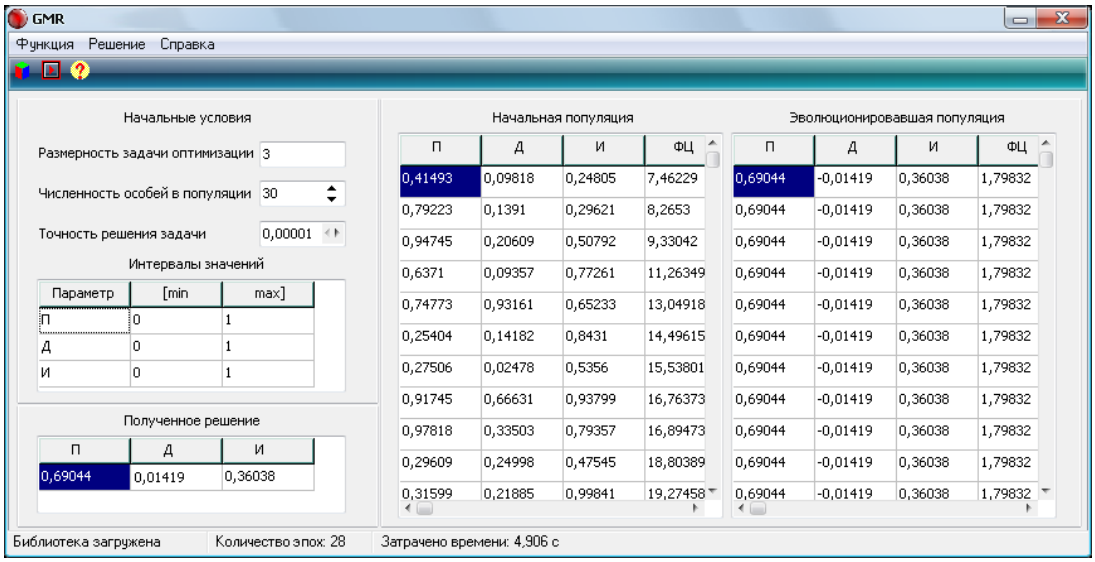


Рис 4. Скриншот программного приложения, реализующего модифицированный генетический алгоритм

Были получены следующие значения коэффициентов усиления: $k_П$ = 6,9045, $k_И$ = 3,60295, $k_Д$ = 0,141.

Управляемое движение материальной точки моделировалось с использованием разработанного программного приложения, интерфейс которого представлен на рис. 5. Вид траектории движения материальной точки, управляемого с применением оптимального традиционного ПИД-регулятора, также показан на этом рисунке. В этом случае q = 0,24.

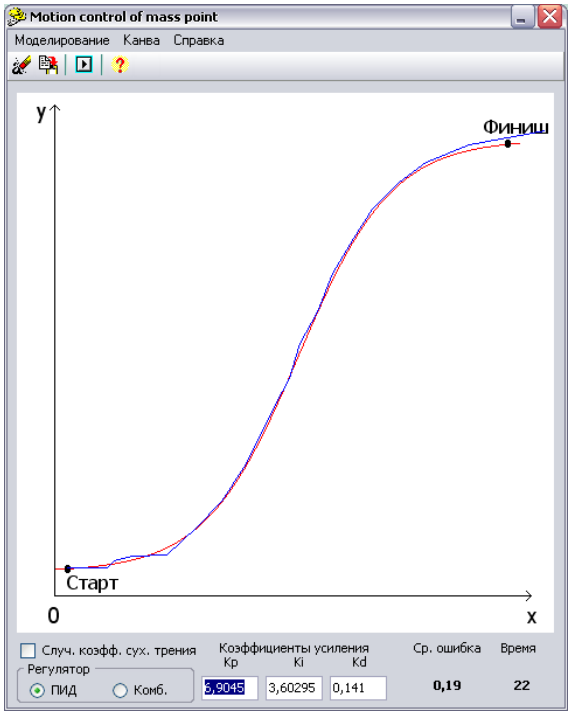


Рис. 5. Скриншот программного приложения моделирования управляемого движения материальной точки

На основе уравнения (23) ПИД-регулятора с оптимальными коэффициентами была получена обучающая выборка, состоящая из 150 записей, представляющих собой кортежи вида $\left\langle \tilde{e}_i, \tilde{e}_i - \tilde{e}_{i-1}, \sum_{p=1}^{i} \tilde{e}_p, u_{i+1} \right\rangle$. При этом максимальные и минимальные значения первых трех элементов кортежей не выходили за пределы соответствующих им значений, полученных при традиционном ПИД-управлении.

На базе обучающей выборки с использованием ANFIS-редактора программного приложения Matlab был автоматически синтезирован нечеткий ПИД-регулятор, реализующий нечеткий логический вывод по синглтонной базе правил, рассмотренный в [3].

Пусть лингвистические переменные e, e_1, e_2 соответствуют $\tilde{e}_i, \tilde{e}_i - \tilde{e}_{i-1}, \sum_{p=1}^{i} \tilde{e}_p$.

Графики функций принадлежности множеств термов, соответствующих лингвистическим переменным, представлены на рис. 6.

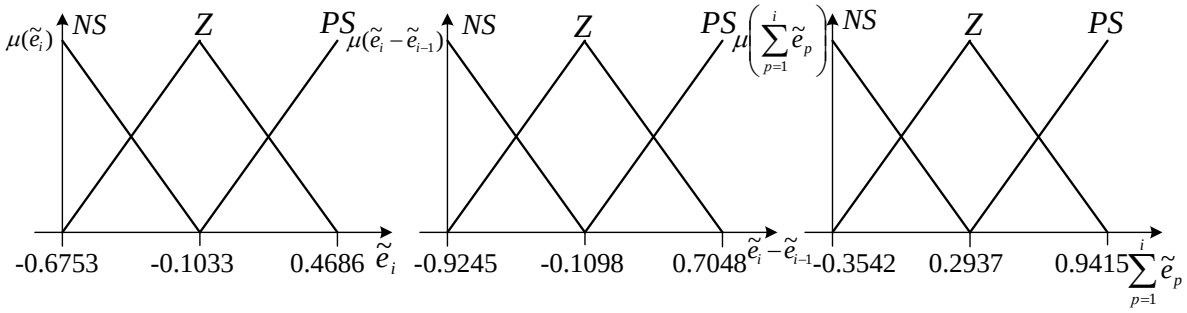


Рис. 6. Графики функций принадлежности термов лингвистических переменных

Набор лингвистических правил включает 27 записей, которые представлены в таблице.

Лингвистические правила

Номер правила	e	e_1	e_2	u	Номер правила	e	e_1	e_2	u
1	*NS*	*NS*	*NS*	–6,069	15	*Z*	*Z*	*PS*	2,663
2	*NS*	*NS*	*Z*	–3,735	16	*Z*	*PS*	*NS*	–1,89
3	*NS*	*NS*	*PS*	–1,401	17	*Z*	*PS*	*Z*	0,4441
4	*NS*	*Z*	*NS*	–5,594	18	*Z*	*PS*	*PS*	2,778
5	*NS*	*Z*	*Z*	–3,62	19	*PS*	*NS*	*NS*	1,829
6	*NS*	*Z*	*PS*	–1,286	20	*PS*	*NS*	*Z*	4,163
7	*NS*	*PS*	*NS*	–5,839	21	*PS*	*NS*	*PS*	6,497
8	*NS*	*PS*	*Z*	–3,505	22	*PS*	*Z*	*NS*	1,944

Окончание табл.

Номер правила	e	e_1	e_2	u	Номер правила	e	e_1	e_2	u
9	*NS*	*PS*	*PS*	–1,171	23	*PS*	*Z*	*Z*	4,278
10	*Z*	*NS*	*NS*	–2,12	24	*PS*	*Z*	*PS*	6,612
11	*Z*	*NS*	*Z*	0,2143	25	*PS*	*PS*	*NS*	2,059
12	*Z*	*NS*	*PS*	2,548	26	*PS*	*PS*	*Z*	4,393
13	*Z*	*Z*	*NS*	–2,005	27	*PS*	*PS*	*PS*	6,727
14	*Z*	*Z*	*Z*	0,3292					

Обозреватель правил ANFIS-редактора для синтезированного нечеткого регулятора представлен на рис. 7.

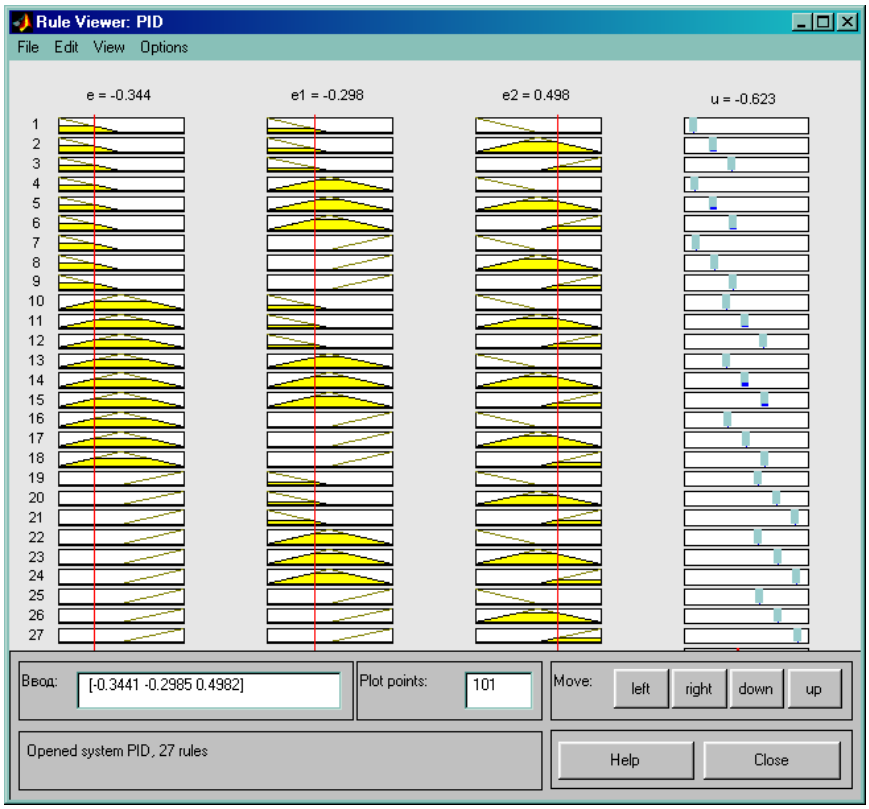


Рис. 7. Скриншот обозревателя правил ANFIS-редактора

Нечеткий ПИД-регулятор функционирует только при ограниченных значениях входных переменных, поэтому в процессе управления движением возможно возникновение ситуации, когда управляющее значение u не может быть получено. В таких случаях комбинированный регулятор реализует традиционное ПИД-управление.

Траектория движения точки, управляемого с применением комбинированного нечеткого ПИД-регулятора, показана на рис. 8. При таком управлении q = 0,23.

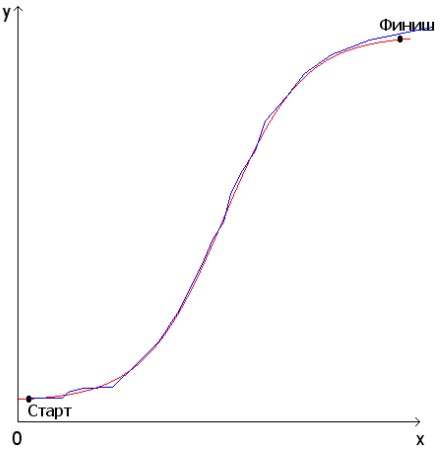


Рис. 8. Траектория движения материальной точки, управляемого на базе оптимального комбинированного нечеткого ПИД-регулятора

Исходя из значений показателя качества q, можно заключить, что традиционный ПИД-регулятор и комбинированный нечеткий ПИД-регулятор обеспечивают управление движением одинакового качества в детерминированных условиях, когда отсутствует влияние стохастических факторов.

Для исследования рассматриваемых методов управления в условиях частичной неопределенности примем коэффициент сухого трения f_0 непрерывной случайной величиной, характеризующейся плотностью вероятностей, график которой представлен на рис. 9.

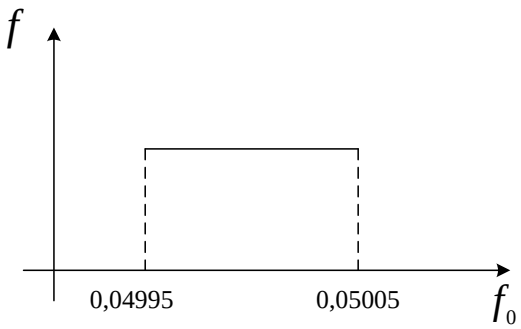


Рис. 9. График плотности вероятностей f_0

В процессе моделирования f_0 могла принимать с равной вероятностью любое значение из интервала [0,04995;0,05005] каждый период $\tilde{T}$.

Случай с применением традиционного ПИД-регулятора проиллюстрирован на рис. 10, а. В этом случае q= 0,19, что свидетельствует о снижении качества управления движением в неопределенных условиях.

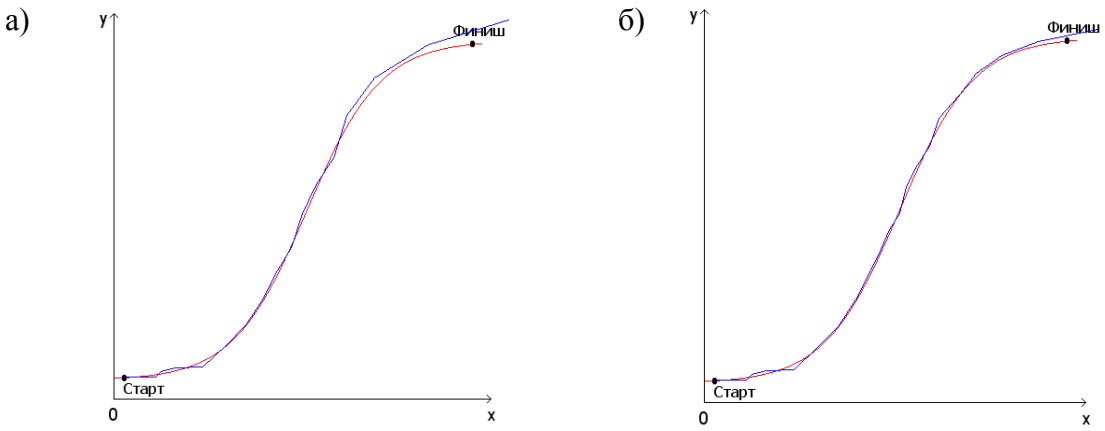


Рис. 10. Траектории движения материальной точки, управляемого на базе оптимального традиционного ПИД-регулятора (а) и комбинированного нечеткого ПИД-регулятора (б) в недетерминированных условиях

Траектория движения материальной точки для случая реализации в недетерминированных условиях показана на рис. 10, б. Здесь q = 0,23.

Заключение

Применение комбинированного нечеткого ПИД-регулятора в сравнении с реализацией традиционного ПИД-управления обеспечивает более качественное управляемое движение мобильного объекта по критерию устойчивости. Это является весомым аргументом в пользу реализации нечеткого управления в мобильной робототехнике, функционирование которой в общем случае сопряжено с влиянием стохастических факторов.

Исследования проводились в рамках гранта РФФИ 1.10.08ф «Динамика и управление движением автономных вибрационных мобильных микророботов по шероховатой поверхности» 08-08-00438-а.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Методы робастного, нейро-нечёткого и адаптивного управления: учеб. / под ред. Н.Д. Егупова. 2-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. 744 с.

2. Сабанин, В.Р. Модифицированный генетический алгоритм для задач оптимизации в управлении / В.Р. Сабанин, А.И. Смирнов, А.И. Репин // Exponenta Pro. Математика в приложениях. 2004. №3–4. С. 78–85.

3. Штовба, С.Д. Проектирование нечетких систем в среде Matlab / С.Д. Штовба. М.: Горячая линия – Телеком, 2007. 284 с.

4. Юревич, Е.И. Основы робототехники / Е.И. Юревич. 2-е изд. Спб.: BXV-Петербург, 2005. 416 с.

УДК 621.864.8

Л.Ю. Волкова, Б.В. Лушников, С.Ф. Яцун

Курский государственный технический университет

РАЗРАБОТКА И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДОМ МОБИЛЬНОГО ВИБРАЦИОННОГО РОБОТА

Рассматривается разработка и моделирование в среде Simulink/Matlab системы автоматического управления приводом мобильного вибрационного робота, перемещающегося по шероховатой поверхности за счет периодического движения внутренней массы в соответствии с требуемым законом.

Введение

В настоящее время одним из перспективных направлений в робототехнике является разработка мобильных вибрационных роботов. Это обусловлено их широким применением для осуществления технологических и инспекционных операций в агрессивных средах, в недоступных и опасных для человека местах [1–6]. Вибророботы перемещаются по поверхностям и в различных средах без использования специальных движителей за счет периодического движения внутренних масс относительно корпуса, что делает их более простыми по конструкции, маневренными, мобильными [7–10].

Результаты исследования движения вибрационных систем [1, 2, 6, 11–14] свидетельствуют о том, что актуальной является задача повышения управляемости вибророботов. Один из способов улучшения этой характеристики заключается в использовании оптимальных систем автоматического управления приводами устройств.

Целью работы является разработка и компьютерное моделирование системы автоматического управления электромагнитным приводом мобильного вибрационного робота, перемещающегося за счет периодического движения внутренней массы по заданному закону.

1. Описание робота

Мобильный виброробот (рис. 1) общей массой m состоит из корпуса 1, который установлен на шероховатой поверхности 2. Движение робота происходит в неподвижной системе координат $Oxyz$ за счет вибрационного движения внутренней подвижной массы. Для обеспечения движения внутренней массы внутри корпуса 1 установлена катушка 3 электромагнита, которая может поворачиваться на угол α=0…180° относительно горизонтальной оси O_1z_1 при помощи сервопривода 4. В корпусе катушки 3 упруго подвешен на пружине 5 с жесткостью c и вязкостью μ сердечник 6 массой m_1, ко-

торый перемещается возвратно-поступательно, в качестве направляющей используется каркас катушки 3.

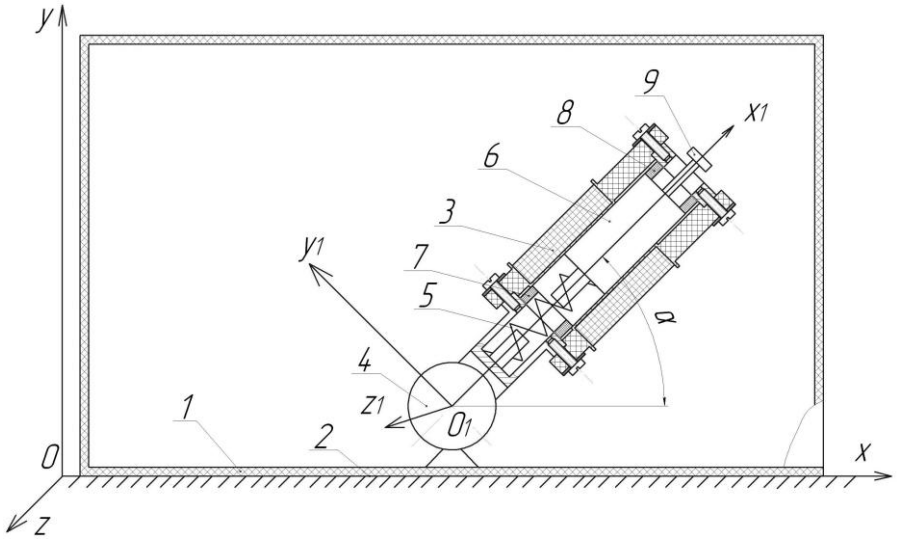


Рис. 1. Общий вид виброробота

Масса m_1 движется в подвижной системе координат $O_1x_1y_1z_1$. Амплитуда перемещения сердечника 6 ограничена упругими элементами 7 и 8. На сердечнике 6 электромагнита установлен датчик-акселерометр 9 [15]. При подаче синусоидального напряжения на обмотку электромагнита возникает электромагнитная сила, под действием которой сердечник 6 перемещается, сжимая пружину 5 и останавливаясь до удара об упругий ограничитель 7. После остановки сердечник 6 движется в противоположную сторону под действием силы упругости пружины 5 до тех пор, пока она не уравновесится электромагнитной силой, и останавливается до удара об ограничитель 8.

Расчетные схемы движения виброробота и внутренней массы показаны на рис. 2.

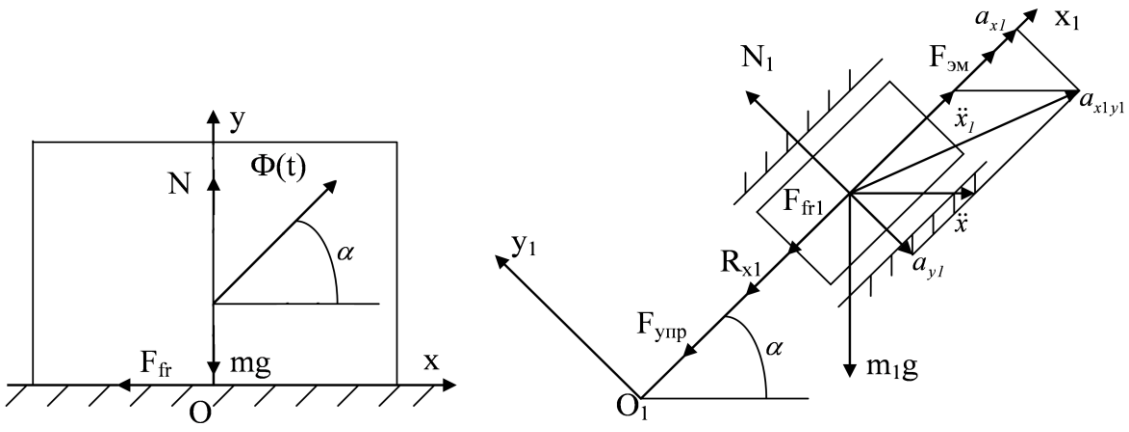


Рис. 2. Расчетные схемы движения: а – виброробота; б – внутренней массы

Система уравнений, описывающих движение виброробота в неподвижной системе координат, имеет вид

$$\begin{cases} m\ddot{x} = \Phi\cos\alpha - F_{fr}; \\ 0 = N - mg + \Phi\sin\alpha, \end{cases} \quad (1)$$

где N – нормальная реакция, Н; F_{fr} – сила сухого трения, Н; Ф – сила инерции, возникающая за счет ускоренного движения внутренней подвижной массы;

$$\Phi = m_1\ddot{x}_1. \quad (2)$$

Уравнения, описывающие движение внутренней массы m_1, в проекциях на координатные оси подвижной системы координат O_1x_1, O_1y_1 имеют вид:

$$\begin{cases} z\dot{\Phi}_1 + iR = U; \\ m_1a_{x1} = F_{\text{эм}} - R_{x1} - F_{\text{упр}} - F_{fr1} - m_1g\sin\alpha; \\ -m_1a_{y1} = N_1 - m_1g\cos\alpha, \end{cases} \quad (3)$$

где U – управляющее напряжение, В; i – ток в обмотках электромагнита, А;

$$i = (a + bx_1)\Phi_1; \quad (4)$$

a [Гн], b [(Гн·м)$^{-1}$] – коэффициенты, определяемые геометрическими параметрами электромагнита; R – активное сопротивление обмотки соленоида, Ом; z – число витков; Φ_1 – магнитный поток, создаваемый в обмотках электромагнита, Вб; a_{x1y1} – амплитуда абсолютного ускорения сердечника электромагнита;

$$a_{x1y1} = \sqrt{\left(a_{x1}\right)^2 + \left(a_{y1}\right)^2}; \quad (5)$$

a_{x1}, a_{y1} – проекции абсолютного ускорения сердечника электромагнита на ось O_1x_1 и O_1y_1подвижной системы координат;

$$a_{x1} = \ddot{x}_1 + \ddot{x}\cos\alpha; \quad (6)$$

$$a_{y1} = \ddot{x}\sin\alpha; \quad (7)$$

$F_{\text{эм}}$ – электромагнитная сила, Н;

$$F_{\text{эм}} = k\Phi_1^2; \quad (8)$$

k – постоянная электромагнита, Гн·м$^{-1}$;

$$R_{x1} = \mu\dot{x}_1 \quad (9)$$

R_{x1} – сила вязкого сопротивления, Н; $F_{\text{упр}}$ – сила упругости пружины, Н;

$$F_{\text{упр}} = c(x_1 + l); \tag{10}$$

l – статическая деформация пружины, м; F_{fr1} – сила сухого трения, Н;

$$F_{fr1} = \begin{cases} -f_1 N_1 \text{sign}(\dot{x}_1), & \dot{x}_1 \neq 0; \\ -F_0, & \dot{x}_1 = 0, |F_{01}| \leq f_1 N_1; \\ -f_1 N_1 \text{sign}(F_{01}), & \dot{x}_1 = 0, |F_{01}| > f_1 N_1; \end{cases} \tag{11}$$

N_1 – нормальная реакция, Н; f_1 – коэффициент трения; F_{01} – сумма всех внешних сил, кроме силы сухого трения.

Система уравнений, описывающая движение виброробота и электромагнита, с учетом формул (4)–(10) принимает вид

$$\begin{cases} z\dot{\Phi}_1 + (a + bx_1)R\Phi_1 = U; \\ m_1\ddot{x}_1 = k\Phi_1^2 - \mu\dot{x}_1 - c(x_1 - l) - F_{fr1} - m_1 g \sin\alpha - m_1\ddot{x}\cos\alpha; \\ -m_1\ddot{x}\sin\alpha = N_1 - m_1 g\cos\alpha; \\ m\ddot{x} = \Phi\cos\alpha - F_{fr}; \\ N = mg - \Phi\sin\alpha. \end{cases} \tag{12}$$

Изменяя управляющее напряжение U, можно управлять движением внутренней массы по определенному закону. Для получения заданного закона изменения силы инерции, возникающей при движении внутренней массы, при наличии возмущающего воздействия целесообразно использовать САУ с отрицательной обратной связью по ускорению. В этом случае величина U определяется отклонением управляемой величины от заданной. В дальнейшем рассмотрим замкнутую САУ, где управляемой величиной является относительное ускорение внутренней массы $\ddot{x}_1$.

2. Построение управляющего закона ускорения внутренней массы

Будем рассматривать управляемое движение внутренней массы, обеспечивающее изменение силы инерции по синусоидальному закону:

$$\Phi = \Phi_0 \sin(\omega t + \varphi_0), \tag{13}$$

где Φ_0 – амплитуда силы инерции, Н;

$$\Phi_0 = m_1\ddot{x}_{10}; \tag{14}$$

$\ddot{x}_{10}$ – амплитуда относительного ускорения внутренней массы; ω – круговая частота, рад/с; φ_0 – начальная фаза, рад.

На рис. 3 представлена структурная схема цифроаналоговой САУ электромагнитным приводом виброробота.

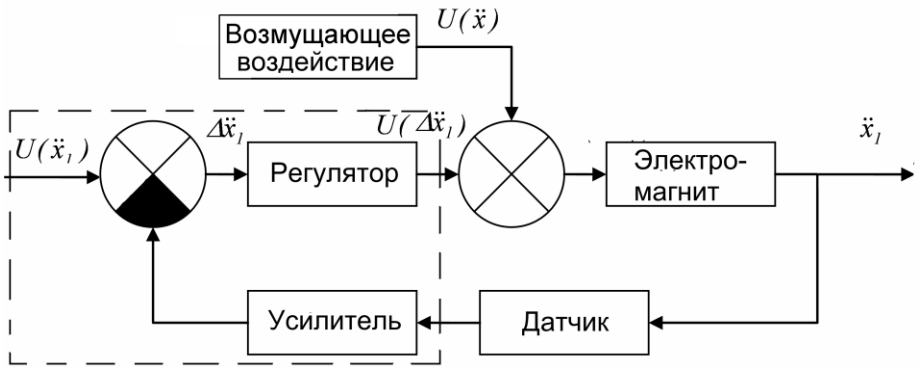


Рис. 3. Структурная схема САУ ускорением внутренней массы:
$U(\ddot{x}_1)$ – задающее воздействие; $\Delta\ddot{x}_1$ – ошибка рассогласования;
$U(\Delta\ddot{x}_1)$ – управляющий сигнал; $U(\ddot{x})$ – возмущающее воздействие

Задающее воздействие в виде напряжения, пропорционального относительному ускорению внутренней массы $U(\ddot{x}_1)$, поступает на компаратор, где сравнивается с сигналом, пропорциональным фактическому ускорению сердечника, измеренному датчиком. Ошибка $\Delta\ddot{x}_1$, равная разности двух сигналов, поступает на регулятор, на выходе которого формируется управляющее воздействие $U(\Delta\ddot{x}_1)$, которое складывается с возмущающим воздействием $U(\ddot{x})$ и подается на электромагнит. В качестве регулятора будем использовать ПИД-регулятор, тогда управляющий сигнал имеет вид

$$U(\Delta\ddot{x}_1) = K_p\Delta\ddot{x}_1 + K_i\int(\Delta\ddot{x}_1)dt + K_d\frac{d(\Delta\ddot{x}_1)}{dt}, \qquad (15)$$

где K_p, K_i, K_d – пропорциональный, интегральный и дифференциальный коэффициенты.

В программном пакете Simulink/Matlab проведем компьютерное моделирование работы САУ, используя схему (рис. 4) решения дифференциальных уравнений (12), описывающих ее работу [16].

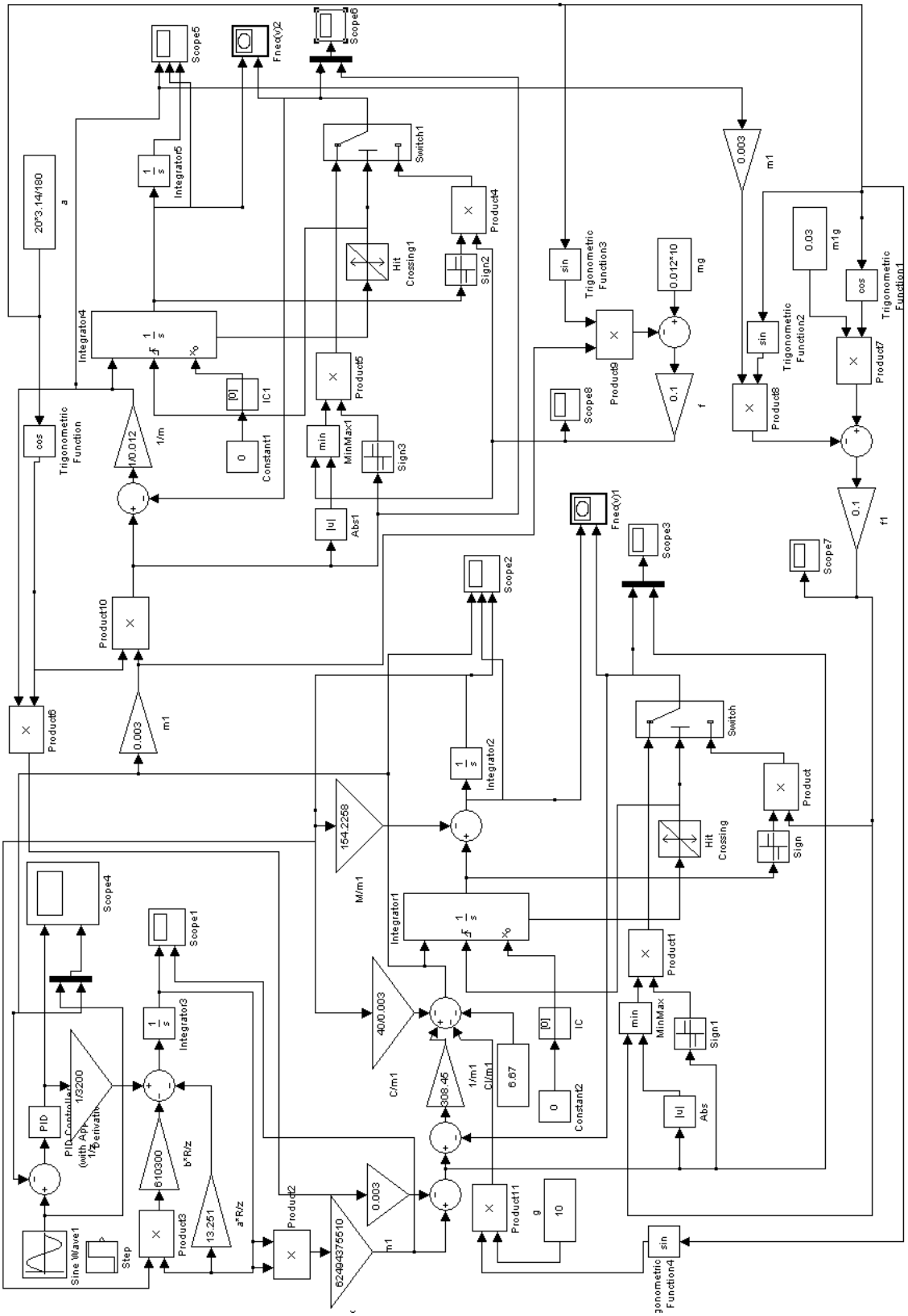


Рис. 4. Схема решения дифференциальных уравнений, описывающих работу САУ ускорением внутренней массы

В процессе настройки ПИД-регулятора САУ были подобраны его коэффициенты: K_p=10, K_i=20, K_d=0,001, обеспечивающие изменение ускорения внутренней массы по заданному гармоническому закону с погрешностью менее 5%. Графики фактического и заданного относительных ускорений внутренней массы и управляющего напряжения при различных углах α наклона электромагнита показаны на рис. 5–7. На тех же рисунках представлены динамические характеристики виброробота: его перемещение, скорость и ускорение.

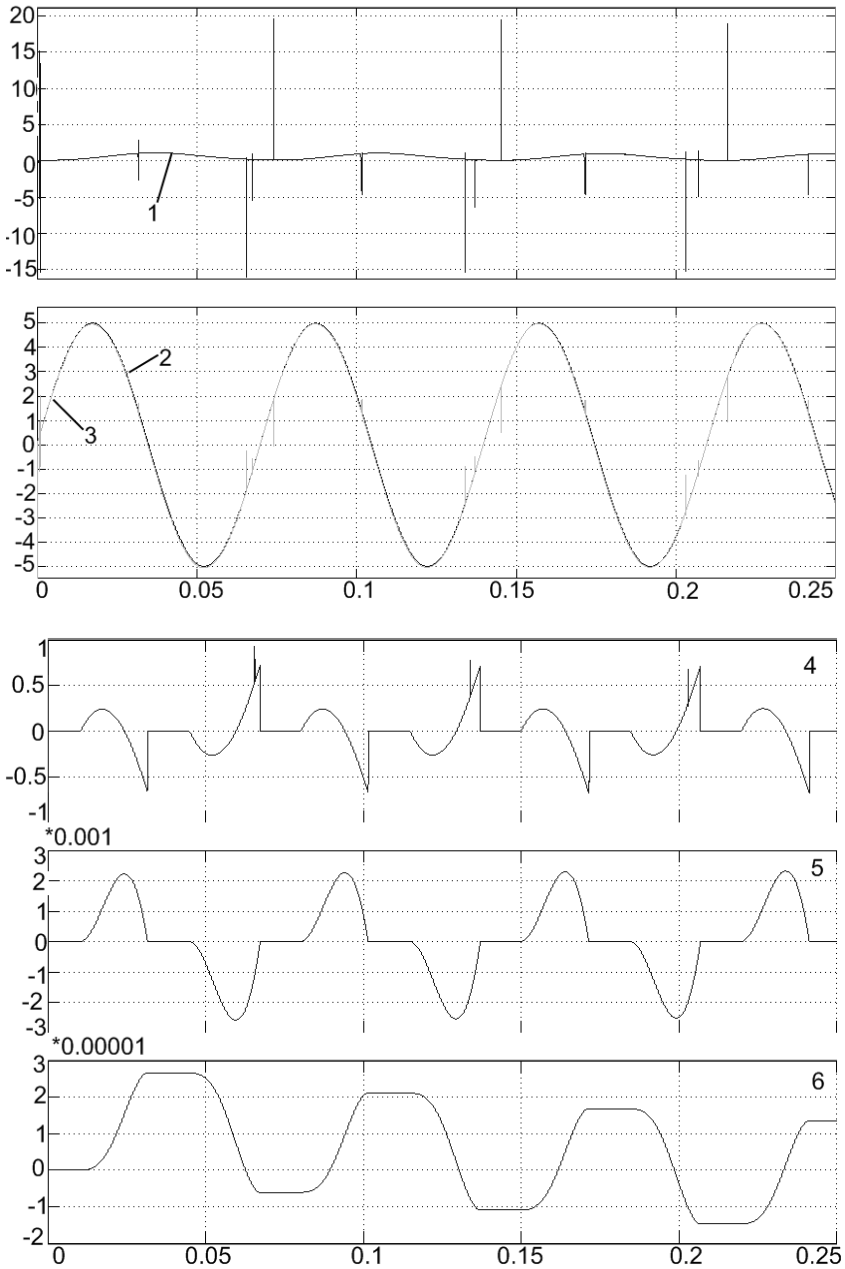


Рис. 5. Графики характеристик внутренней массы и виброробота при α=0:
1 – управляющее напряжение, В; 2 – заданное ускорение внутренней массы, м/с^2;

3 – фактическое ускорение внутренней массы, м/с^2; 4 – ускорение робота, м/с^2;
5 – скорость робота, м/с; 6 – перемещение робота, м

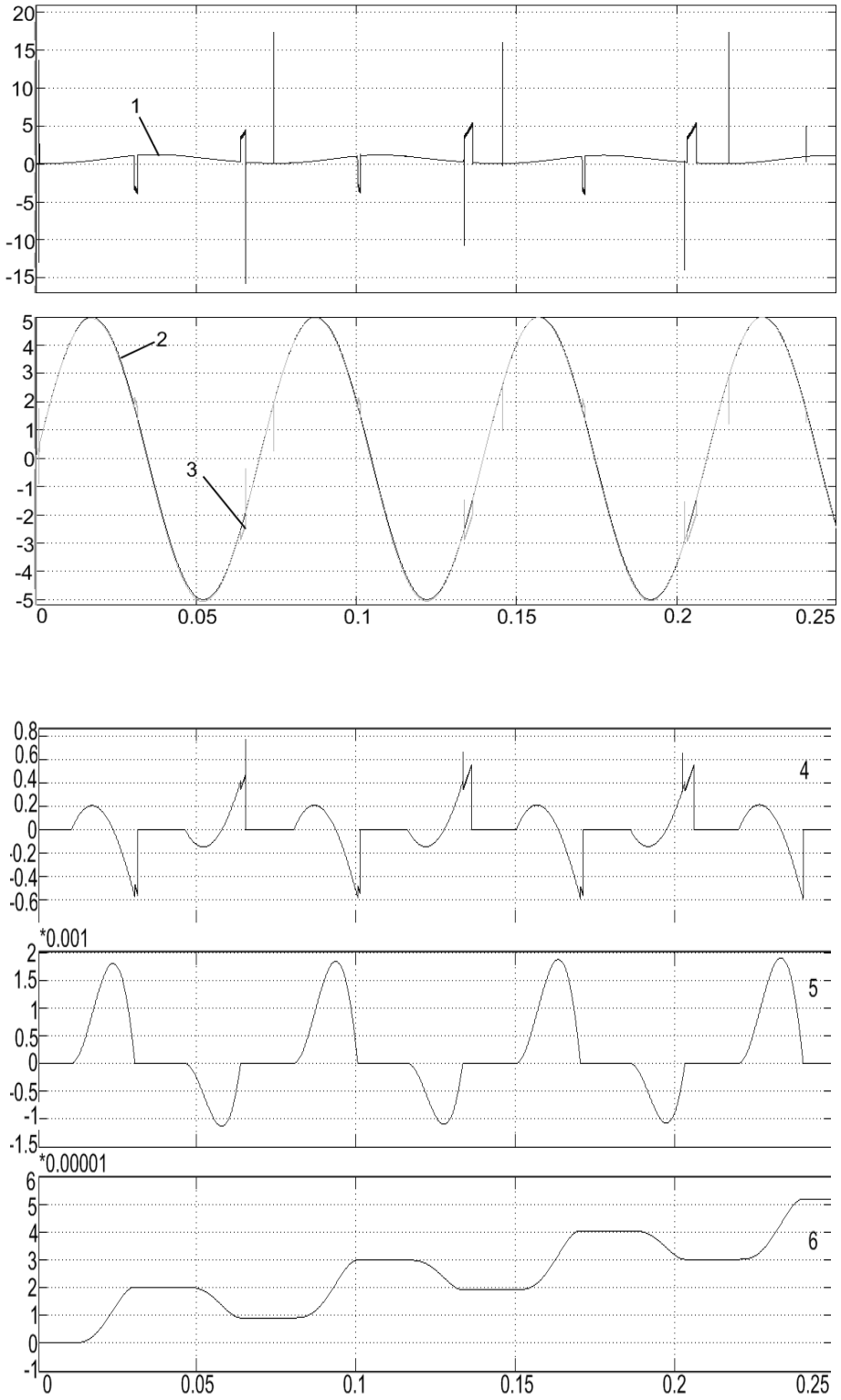


Рис. 6. Графики характеристик внутренней массы и виброробота при α=20°:
1 – управляющее напряжение, В; 2 - заданное ускорение внутренней массы, м/с^2;
3 – фактическое ускорение внутренней массы, м/с^2; 4 – ускорение робота, м/с^2;
5 – скорость робота, м/с; 6 – перемещение робота, м

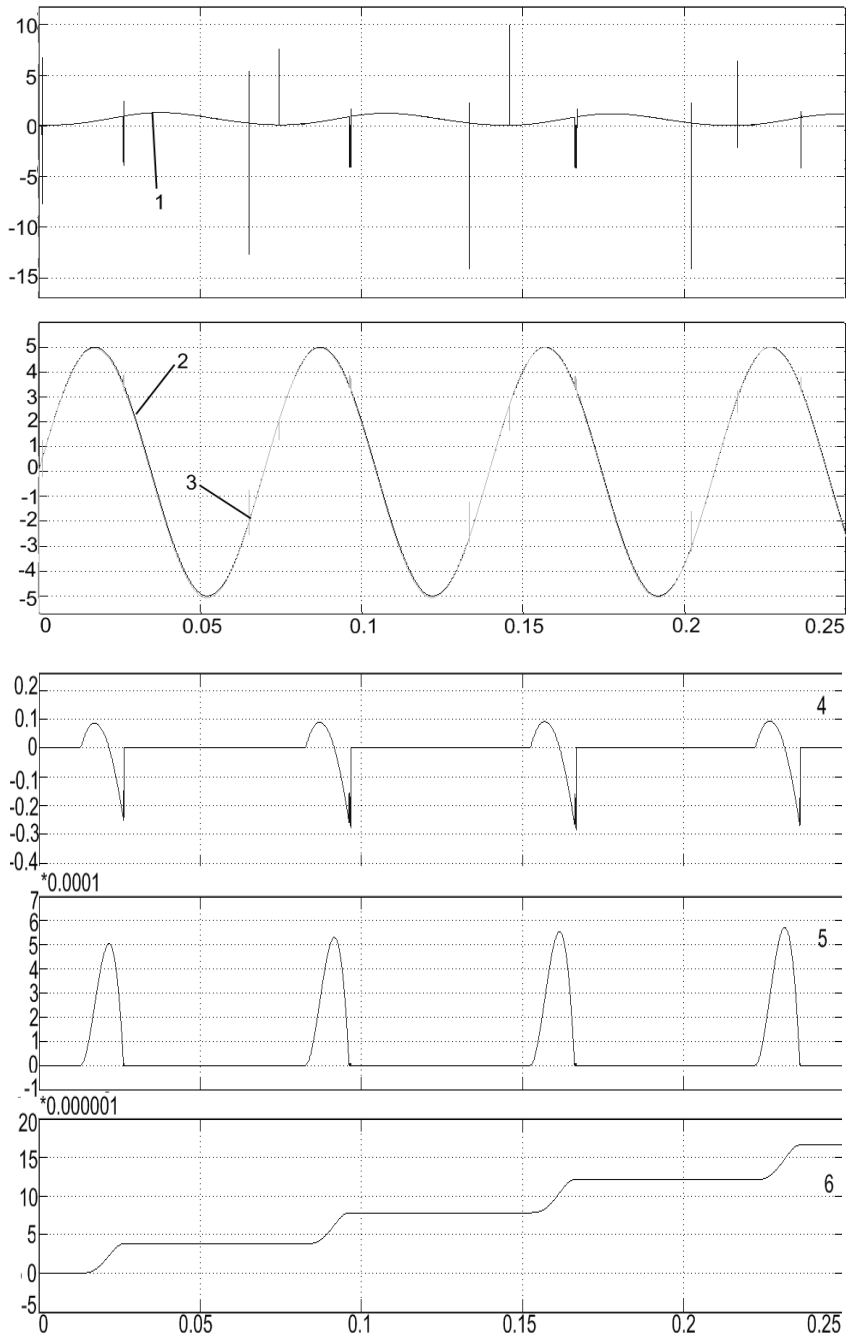


Рис. 7. Графики характеристик внутренней массы и виброробота при α=35°:
1 – управляющее напряжение, В; 2 – заданное ускорение внутренней массы, м/с^2;
3 – фактическое ускорение внутренней массы, м/с^2; 4 – ускорение робота, м/с^2;
5 – скорость робота, м/с; 6 – перемещение робота, м

По графикам фактического ускорения внутренней массы видно, что ось симметрии сигнала незначительно смещена относительно нуля в отрицательную сторону, т.е. значение фактического ускорения всегда меньше заданного. Это означает, что ошибка между задающим и выходным сигналами всегда положительна, что подтверждается графиками управляющего напряжения. Асимметрия фактического ускорения объясняется тем, что движение сердечника электромагнита вдоль оси O_1x_1 в положи-

тельном направлении обеспечивает электромагнитная сила (положительная полуволна сигнала), а в отрицательном направлении – сила упругости пружины (отрицательная полуволна). Природа этих сил различна, поэтому даже при работе САУ с подобранным ПИД-регулятором невозможно обеспечить их одинаковую работу. В результате этого при горизонтально действующей силе инерции за счет ее асимметрии относительно нуля наблюдается перемещение виброробота в отрицательном направлении (рис. 5), а не колебания его относительно положения равновесия.

При угле наклона силы инерции α=20° робот перемещается в положительном направлении с откатом назад (см. рис. 6), а при α=35° – в положительном направлении без отката (см. рис. 7). В этих случаях влияние смещения оси симметрии силы инерции относительно нуля на перемещение робота незначительно и не изменяет характер его движения.

На графиках управляющего напряжения и фактического ускорения внутренней массы наблюдаются скачки сигналов (четыре скачка за период). Бóльшие по амплитуде скачки вызваны действием внутренней силы сухого трения F_{fr1}, а меньшие – действием внешней силы сухого трения F_{fr}.

Влияние внутренней силы сухого трения также проявляется на графиках ускорения виброробота в виде скачков сигнала при положительном ускорении в те же моменты времени, что и скачки большей амплитуды на графиках управляющего напряжения и фактического ускорения внутренней массы.

Вывод об устойчивости разработанной САУ можно сделать по графикам управляющего напряжения. При работе системы в установившемся режиме (начиная со второго периода) график управляющего напряжения изменяется по некоторому периодическому закону, значит, ошибка рассогласования между задающим воздействием и выходным сигналом фактического ускорения не увеличивается, а так же изменяется по периодическому закону.

Заключение

В работе описана разработка и компьютерное моделирование системы автоматического управления ускорением внутренней подвижной массы мобильного вибрационного робота, перемещающегося по шероховатой поверхности, подобраны параметры регулятора для ее работы.

Исследования проводились в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 гг. (госконстракт № П2228 от 11.11.09).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Черноусько, Ф.Л. О движении тела, содержащего подвижную внутреннюю массу / Ф.Л. Черноусько // Доклады РАН. 2005. Т. 405, №1. С. 1–5.

2. Modelling of Robot´s Motion by Use of Vibration of Internal Masses / S. Jatsun, V. Dyshenko, A.Yatsun [et al.] // Proc. of EUCOMES 2008. P. 267–274.

3. Черноусько, Ф.Л. Анализ и оптимизация движения тела, управляемого посредством подвижной внутренней массы / Ф.Л. Черноусько // ПММ. 2006. Т. 70, вып. 6. С. 915–941.

4. Динамика управляемых движений вибрационных систем / Н.Н. Болотник, И.М. Зейдис, К. Циммерманн [и др.] // Изв. РАН. ТиСУ. 2005. №3. С. 149–156.

5. Vibration-driven robots with movable internal masses / S. Jatsun, I. Lupehina, A.Yatsun [et al.] // ENOC-2008. Saint Petersburg, Russia, 2008.

6. Яцун, С.Ф. Экспериментальное исследование движения вибрационного мобильного робота с внутренней подвижной массой / С.Ф. Яцун, П.А. Безмен, Ю.Ю. Лосев // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. Курск, 2008. С. 763–774

7. Bolotnik, N.N. Automatically controlled vibration-driven / N.N. Bolotnik, S.F. Yatsun, A.A. Cherepanov // Proc. Intern. conf. of mechatronics ICM2006. Budapest, 2006, P. 438–441.

8. Гранкин, А.Н. Исследование виброударных режимов движения мобильного микроробота с электромагнитным приводом / А.Н. Гранкин, С.Ф. Яцун // Изв. РАН. Теория и системы управления. 2009. №1. С. 163–171.

9. Design and Simulation of Kursk Robot for In-Pipe Inspection / G. Carbone, A. Malchikov, M. Ceccarelli [et al.] // Proc. of SYROM 2009: the 10-th IFToMM Intern. symposium on Science of Mechanisms and Machines. 2009. P. 103–114.

10. Dynamics of Mobile Vibration-Driven Robots Inspection / K. Zimmermann, I. Zeidis, N. Bolotnik [et al.] // Proc. of SYROM 2009: the 10-th IFToMM Intern. symposium on Science of Mechanisms and Machines. 2009. P. 465–479.

11. Яцун, С.Ф. Исследование движения двухмассового вибрационного робота / С.Ф. Яцун, В.Я. Мищенко, Д.И. Сафаров // Изв. вузов. Машиностроение. 2006. №5. С. 32–42.

12. Li, H. Motion generation of the capsubot using internal force and static friction / H. Li, K. Furuta, F.L. Chernousko // Proc. 45th IEEE conf. on Decision and Control. December 13–15, 2006. San Diego, CA, USA, 2006. P. 6575–6580.

13. Jatsun, S. Dynamics of vibrating robot for in pipe inspection International Symposium / S. Jatsun, A. Yatsun, R. Vorontsov // SYROM. Bucharest, 2001. P. 205–209.

14. Zimmermann, K. Dynamics of a nonlinear oscillator in consideration of non-symmetric Coulomb dry friction / K. Zimmermann, I. Zeidis and M. Pivovarov // Fifth Euromech. Nonlinear Dynamics Conf. Book of Abstracts. Eindhoven, Netherlands, 2005. P. 308.

15. Яцун, С.Ф. Пат. Рос. Федерация 88639, МПК[7] B 62 D 57/00. Вибродвижитель Яцун С.Ф., Мищенко В.Я., Лупехина И.В., Волкова Л.Ю. №2009127608/22; заявл. 17.07.09; опубл. 20.11.09, Бюл. №32.

16. Бесекерский, В.А. Теория линейных систем автоматического регулирования / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. М.: Наука, 1975.

УДК 621.864.8

Л.Ю. Волкова, С.Ф. Яцун

Курский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МОБИЛЬНОГО ВИБРАЦИОННОГО РОБОТА ПО ШЕРОХОВАТОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ МОДЕЛЯХ СИЛЫ ТРЕНИЯ

Рассматривается перемещение мобильного вибрационного робота по шероховатой поверхности при различных моделях силы трения. Представлены результаты математического моделирования движения робота, исследовано влияние различных моделей сил трения на характеристики движения объекта.

Введение

Мобильные роботы используются для проведения различных операций в опасных или недоступных для человека местах, например, для инспекционных работ и устранения аварий на объектах атомной и химической промышленности, в зоне завалов, вызванных землетрясением или взрывом, для обезвреживания различных взрывных устройств и т.д. [1–3].

Большинство из этих роботов передвигается посредством колёс, гусениц и шагающих механизмов. Данные принципы движения не дают возможности роботам проникать в узкие щели или двигаться в плотных средах. Это обусловливает необходимость поиска новых принципов движения, которые позволяют роботам эффективно передвигаться в условиях и средах, не доступных для аппаратов с колёсными, гусеничными или шагающими движителями [4–7].

Поэтому одним из перспективных направлений в развитии робототехники является разработка мобильных вибрационных роботов, перемещающихся за счет периодического движения внутренних масс относительно корпуса при воздействии внешнего

вязкого или сухого трения [9–11]. К их достоинствам можно отнести: простоту конструкции; отсутствие необходимости использования специальных движителей, таких, как колеса, гусеницы или ноги; возможность перемещения не только по поверхностям, но и внутри плотных сред, сопротивляющихся давлению (например, в грунтах), а также в трубах; миниатюрность [3, 6, 12, 13].

Наиболее распространенной моделью взаимодействия вибророботов с шероховатой поверхностью является сухое Кулоново трение, движение объектов при действии этой силы достаточно хорошо изучено [14–16]. Другие модели сил трения, такие, как сила трения с уменьшенной динамической составляющей, с непрерывно падающей характеристикой, и их влияние на характеристики движения вибророботов изучены мало.

В данной работе исследуется движение мобильного вибрационного робота, перемещающегося за счет силы инерции, возникающей при движении одной внутренней массы, при различных моделях шероховатой поверхности.

1. Математическая модель движения робота

На рис. 1 представлена расчетная схема для моделирования движения виброробота. Корпус робота 1 перемещается по горизонтальной шероховатой поверхности в неподвижной системе координат Oxy, внутренняя подвижная масса 2 совершает гармонические колебания относительно центра масс всей конструкции O_1 вдоль оси O_1x_1 подвижной системы координат $O_1x_1y_1$. Будем считать, что на движение объекта оказывает влияние вызываемая перемещением внутренней массы гармоническая сила, точку приложения которой – центр масс виброробота – считаем постоянной, а перемещение внутренней массы учитывать не будем. Поэтому перейдем к рассмотрению материальной точки, движущейся под действием периодической вынуждающей силы.

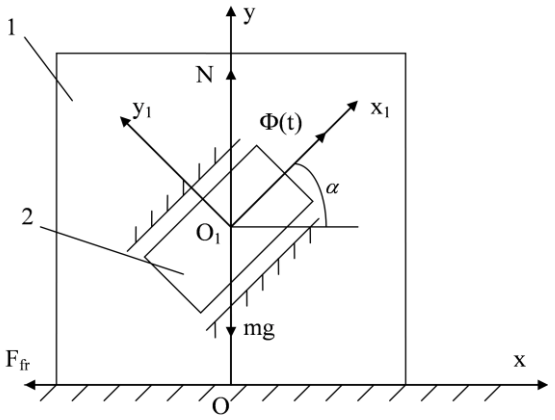


Рис. 1. Расчетная схема виброробота: 1 – корпус робота;
2 – внутренняя подвижная масса

Будем рассматривать движение виброробота по горизонтальной шероховатой плоскости под действием силы тяжести mg, нормальной реакции N, силы сухого трения F_{fr} и периодической силы Ф, направленной к поверхности под углом α. Отрыва корпуса робота от поверхности не происходит. Вынуждающая сила изменяется по закону

$$\Phi=\Phi_0 \sin(\omega t+\varphi_0), \tag{1}$$

где ω – круговая частота, рад/с; φ_0 – начальная фаза, рад.

Рассмотрим статический и динамический режимы. Когда объект неподвижен, справедлива следующая система уравнений:

$$\begin{cases} 0=\Phi\cos\alpha-F_{fr}; \\ 0=N-mg+\Phi\sin\alpha. \end{cases} \tag{2}$$

В состоянии покоя тела сила трения уравновешивает проекцию всех внешних сил F_0, действующих на тело:

$$F_{fr}=-F_0=-\Phi\cos\alpha, \tag{3}$$

где F_0 – проекция суммы всех внешних сил, кроме сил трения, действующих на тело, на горизонтальную ось Оx.

В динамике система уравнений (2) принимает вид

$$\begin{cases} m\ddot{x}=\Phi\cos\alpha-F_{fr}; \\ 0=N-mg+\Phi\sin\alpha. \end{cases} \tag{4}$$

Тело приобретает ускорение, определяемое разностью проекций вынуждающей силы и силы трения, которое приводит к появлению скорости и перемещения тела вдоль горизонтальной оси:

$$\ddot{x}_i=\frac{1}{m}\left(\Phi\cos\alpha-F_{fr}\right);\quad \dot{x}_i=\dot{x}_{i-1}+\ddot{x}_i\Delta T;\quad x_i=x_{i-1}+\dot{x}_i\Delta T+\ddot{x}_i\frac{(\Delta T)^2}{2}, \tag{5}$$

где ΔT – шаг по времени; i – номер шага.

Осуществим переход к безразмерным величинам, введем обозначения:

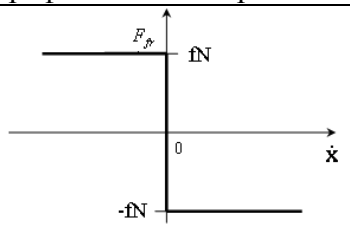
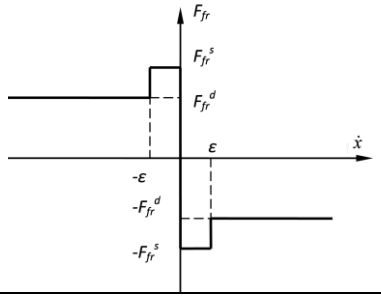
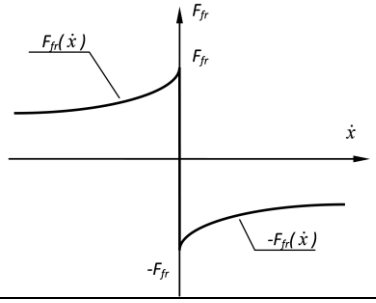
$$\tau=\omega t;\quad x=x_0\bar{x};\quad \dot{x}=x_0\omega\dot{\bar{x}};\quad \ddot{x}=x_0\omega^2\ddot{\bar{x}}, \tag{6}$$

где τ – безразмерное время; x_0 – масштаб длины.

2. Модели силы трения

При моделировании движения объекта рассмотрим влияние различных видов сил трения на его характеристики (табл.).

Модели сил трения

Модель трения	Графическое отображение	Аналитическая запись
1. Симметричное сухое трение		$F_{fr} = \begin{cases} -f_0 N\,\mathrm{sign}(\dot{x}), & \dot{x} \neq 0; \\ -F_0, & \dot{x} = 0, \lvert F_0 \rvert \leq f_0 N; \\ -f_0 N\,\mathrm{sign}(F_0), & \dot{x} = 0, \lvert F_0 \rvert > f_0 N \end{cases}$
2. Сила трения с уменьшенной динамической составляющей		$F_{fr} = \begin{cases} -f_0^{\,d} N\,\mathrm{sign}(\dot{x}), & \lvert \dot{x} \rvert \geq \varepsilon; \\ -f_0^{\,s} N\,\mathrm{sign}(\dot{x}), & 0 < \lvert \dot{x} \rvert < \varepsilon; \\ -F_0, & \dot{x} = 0, \lvert F_0 \rvert \leq f_0^{\,s} N; \\ -f_0^{\,s} N\,\mathrm{sign}(F_0), & \dot{x} = 0, \lvert F_0 \rvert > f_0^{\,s} N \end{cases}$
3. Сила трения с непрерывно падающей характеристикой		$F_{fr} = \begin{cases} -F_{fr}(\dot{x})\,\mathrm{sign}(\dot{x}), & \dot{x} \neq 0; \\ -F_0, & \dot{x} = 0, \lvert F_0 \rvert \leq f_0 N; \\ -f_0 N\,\mathrm{sign}(F_0), & \dot{x} = 0, \lvert F_0 \rvert > f_0 N. \end{cases}$ $F_{fr}(\dot{x}) = f_0 N \cdot e^{-\alpha \dot{x}}$

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: F_0 – равнодействующая всех сил, кроме силы сухого трения, приложенных к конструкции робота; f_0 – коэффициент сухого трения; N – нормальная реакция опоры робота; $\dot{x}$ – скорость робота вдоль оси Оx; f_0^s, f_0^d – коэффициенты трения покоя и скольжения соответственно; $\alpha>0$ – параметр, определяющий свойства шероховатой поверхности.

3. Алгоритм моделирования движения виброробота

Алгоритм (рис. 2) позволяет исследовать следующие характеристики виброробота: перемещение, скорость, ускорение вдоль оси x, силу трения, нормальную реакцию. Результаты исследования записываются в матрицу, которая имеет 6 столбцов (τ, $\bar{x}$, $\dot{\bar{x}}$, $\ddot{\bar{x}}$, $\overline{F}_{fr}$, $\overline{N}$) и число строк, равное $\tau/\Delta\tau$. Каждая строка матрицы соответствует

определенному безразмерному моменту времени, шаг по времени равен $\Delta\tau$. Счетчик i обеспечивает переход на следующую строку матрицы.

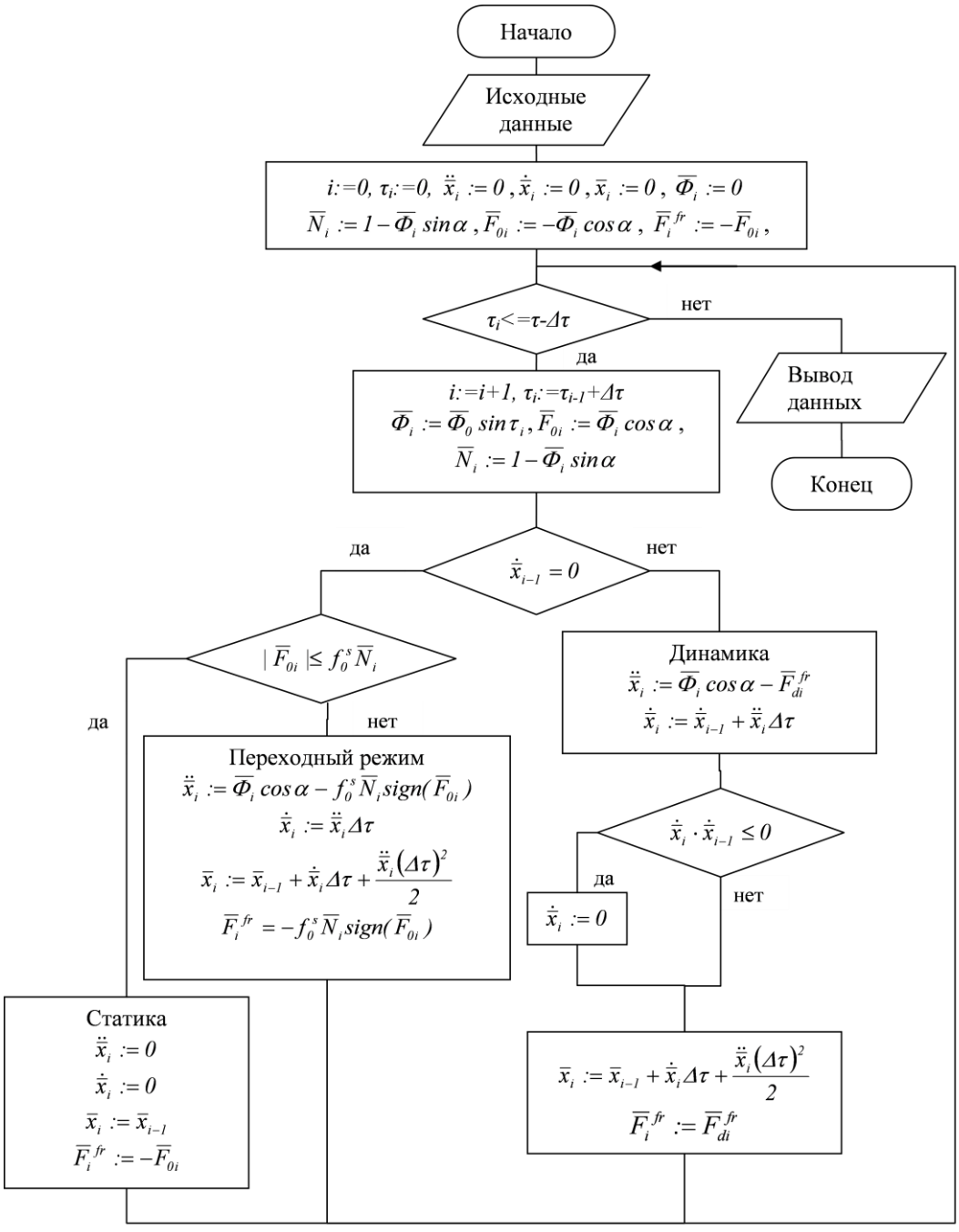


Рис. 2. Алгоритм моделирования движения виброробота

4. Результаты моделирования

При моделировании движения виброробота по описанному выше алгоритму приняты следующие численные значения параметров: $f_0 = 0,2$; $f_0^s = 0,2$; $f_0^d = 0,18$;

$\Phi_0 / mg = 0{,}3$; $\omega = 10$ рад/с; $x_0 = 0{,}1$ м. На рис. 3 и 4 представлены графики характеристик виброробота при различных моделях силы трения и углах наклона возбуждающей силы: 0, 30° и 38°, и петли гистерезиса.

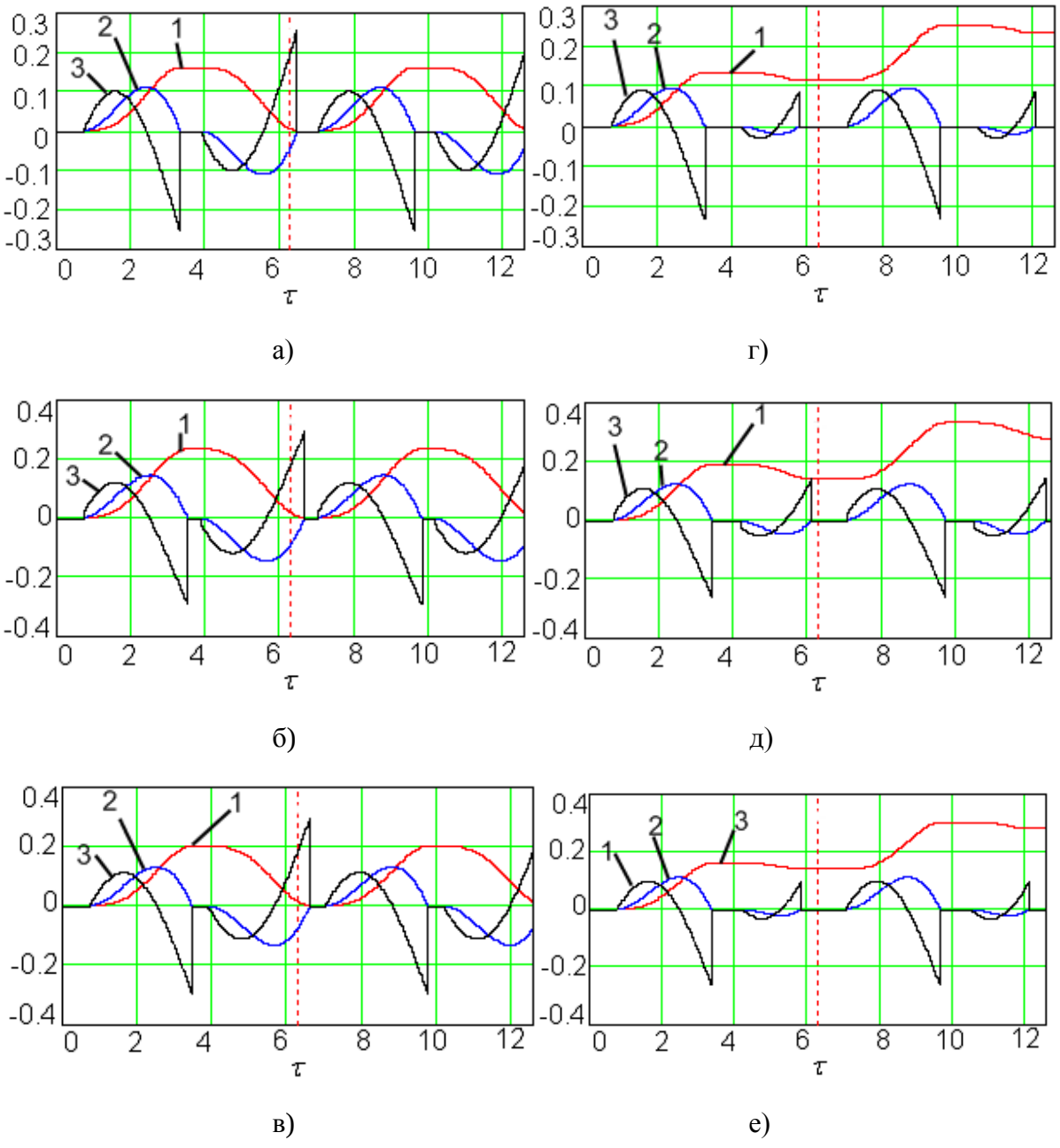


Рис. 3. Графики перемещения, скорости и ускорения робота при углах наклона возбуждающей силы: α=0 (а – в) и α=30° (г – е): а, г – симметричное сухое трение; б, д – сила трения с уменьшенной динамической составляющей; в, е – сила трения с постоянно убывающей характеристикой: 1 – перемещение; 2 – скорость; 3 – ускорение

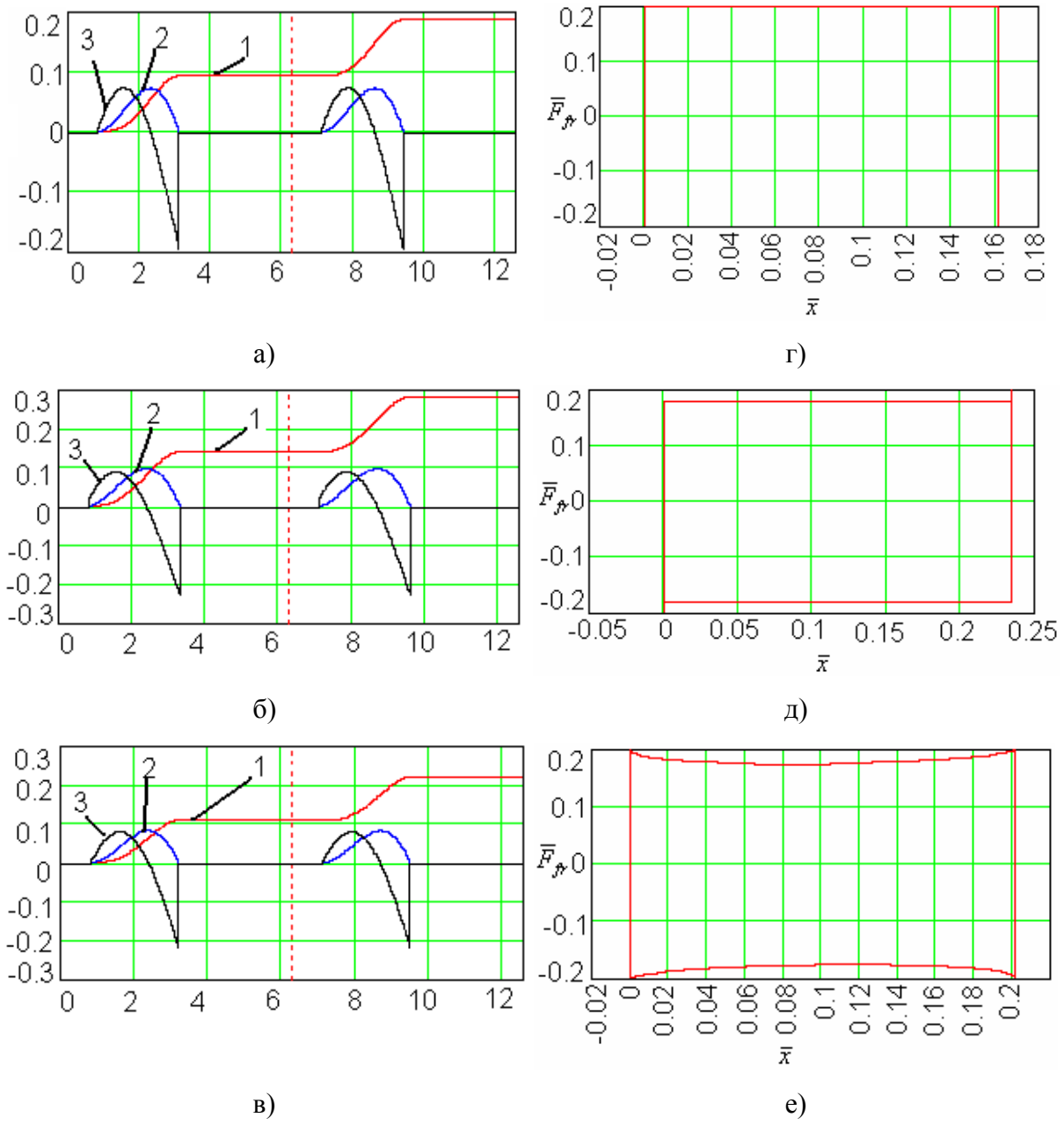


Рис. 4. Графики перемещения, скорости и ускорения робота при угле наклона возбуждающей силы: α=38° (а– в) и петли гистерезиса (г – е): а, г – симметричное сухое трение; б, д – сила трения с уменьшенной динамической составляющей; в, е – сила трения с постоянно убывающей характеристикой: 1 – перемещение; 2 – скорость; 3 – ускорение

При всех моделях трения при горизонтально действующей возбуждающей силе α=0 робот колеблется относительно положения равновесия, при α=30° перемещается в положительном направлении с откатом назад, а при α=38° наблюдается движение робота только в положительном направлении оси O*x*.

Представленные петли гистерезиса характеризуют количество энергии, затраченной на преодоление силы трения: наибольшие потери на трение наблюдаются при

симметричном Кулоновом трении, а наименьшие – при силе трения с уменьшенной динамической составляющей.

5. Диаграмма динамических режимов движения виброробота

Для обобщения результатов моделирования движения объекта при различных моделях трения и при указанных ранее параметрах была построена диаграмма режимов движения робота (рис. 5) при изменении угла наклона возбуждающей силы и коэффициента трения в диапазонах: α=0…180°, $f_0 = f_0^s = 0,01...0,4$. Для модели трения с уменьшенной динамической характеристикой принято следующее соотношение между коэффициентами трения-покоя и трения-скольжения: $f_0^d / f_0^s = 0,9$.

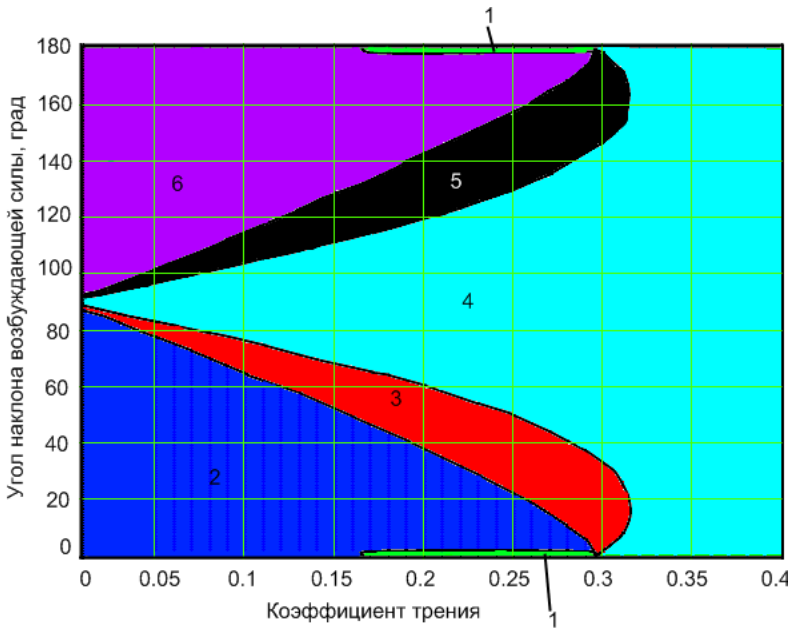


Рис. 5. Диаграмма режимов движения виброробота: 1 – колебания относительно положения равновесия; 2 –движение в положительном направлении с откатом назад; 3 – движение в положительном направлении без отката назад; 4 – объект неподвижен; 5 – движение в отрицательном направлении без отката; 6 – движение в отрицательном направлении с откатом

Данная диаграмма одинакова для всех рассмотренных моделей трения и не зависит от закона изменения коэффициента трения-скольжения. Выделенные шесть режимов движения виброробота: колебания относительно положения равновесия, неподвижное состояние, движение в положительном и отрицательном направлениях с откатом и без отката симметричны относительно угла наклона возбуждающей силы α=90°. Переходы из одного режима в другой при коэффициенте трения $f_0 = f_0^s = 0,2$ наблю-

даются при следующих значениях угла α: $\alpha_{12} = 1°$; $\alpha_{23} = 38°$; $\alpha_{34} = 61°$; $\alpha_{45} = 119°$; $\alpha_{56} = 142°$, $\alpha_{61} = 179°$.

Заключение

В данной работе представлены математическая модель и расчетная схема мобильного вибрационного робота, перемещающегося по шероховатой поверхности под действием переносной силы инерции, возникающей при движении внутренней подвижной массы. Разработан алгоритм движения устройства, проведено моделирование движения робота по шероховатой поверхности, исследовано влияние различных моделей сил трения на характер движения виброробота. Установлено, что вид моделей сухого трения влияет на количественные показатели движения робота: изменяются амплитуда перемещения, скорости и ускорения; в то же время вид траектории движения не зависит от типа модели сухого трения. Максимальные потери энергии за цикл соответствуют Кулоновой модели, а минимальные – модели трения с уменьшенной динамической составляющей.

Исследования проводились в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 гг. (госконстракт № П2228 от 11.11.09).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Черноусько, Ф.Л. Оптимальное прямолинейное движение двухмассовой системы / Ф.Л. Черноусько // ПММ. 2002. Т. 66, вып. 1. С. 3–9.

2. Черноусько, Ф.Л. О движении тела, содержащего подвижную внутреннюю массу / Ф.Л. Черноусько // Докл. РАН. 2005. Т. 405, №1. С. 15.

3. Modelling of Robot´s Motion by Use of Vibration of Internal Masses / S. Jatsun, V. Dyshenko, A. Yatsun [et al.] // Proc. of EUCOMES. 2008. P. 267–274.

4. Черноусько, Ф.Л. Анализ и оптимизация движения тела, управляемого посредством подвижной внутренней массы / Ф.Л. Черноусько // ПММ. 2006. Т. 70.

5. Jatsun, S. Study of vibration driven hopping robot / S. Jatsun, V. Dyshenko, A. Yatsun // Advances in Mobile robotics: proc. of the 11 Intern. conf. on Climbing and Walking Robots. Coimbra, Portugal, 2008. P. 893–901.

6. Динамика управляемых движений вибрационных систем / Н.Н.Болотник, И.М. Зейдис, К. Циммерман [и др.] // Изв. РАН. ТиСУ. 2005. №3. С. 149–156.

7. Vibration-driven robots with movable internal masses / S. Jatsun, I. Lupehina, A. Yatsun [et al.] // ENOC-2008. Saint Petersburg, Russia, 2008.

8. Яцун, С.Ф. Экспериментальное исследование движения вибрационного мобильного робота с внутренней подвижной массой / С.Ф. Яцун, П.А. Безмен, Ю.Ю. Лосев // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. Курск, 2008. С. 763–774.

9. Яцун, С.Ф. Моделирование движения прыгающего робота / С.Ф. Яцун, К.А. Сапронов, И.В. Лупехина // Изв. Курск. гос. техн. ун-т. 2009. №3. С. 25–31.

10. Mobile vibrating robots / N.N. Bolotnik, I.M. Zeidis, K. Zimmermann [et al.] // Proc. of the CLAWAR 2006. Brussels, Belgium, 2006. P. 558–563.

11. Bolotnik, N.N. Automatically controlled vibration-driven / N.N. Bolotnik, S.F. Yatsun, A.A. Cherepanov // Proc. Intern. conf. of mechatronics ICM 2006. Budapest, 2006. P. 438–441.

12. Яцун, С.Ф. Исследование движения двухмассового вибрационного робота / С.Ф. Яцун, В.Я. Мищенко, Д.И. Сафаров // Изв. вузов. Машиностроение. 2006. №5. С. 32–42.

13. Жусубалиев, Ж.Т. Бифуркационный анализ мобильной вибрационной системы / Ж.Т. Жусубалиев, С.Ю. Чевычелов, С.Ф. Яцун // Изв. вузов. Системы управления и информационные технологии. 2009. №3. С. 16–20.

14. Vibration-Driven Robots / F. Chernousko, K. Zimmermann, N. Bolotnik [et al.] // The Workshop on Adaptive and Intelligent Robots: Present and Future. proc. M.: The Institute for problem in mechanics RAS, 2005. V. 1. P. 26–31.

15. Aoshima, S. A miniature mobile robot using piezo vibration for mobility in a thin tube / S. Aoshima, T. Tsujimura, T. Yabuta, // J. of Dynamic Systems, Measurement and Control. 1993. Vol. 115. P. 270–278.

16. Dynamics of vibration driven systems / I. Zeidis, K. Zimmermann, M. Pivovarov [et al.] // 7th EUROMECH Solid Mechanics conf., 7–11 September 2009. Lisbon, Portugal, 2009. P. 1–18.

УДК 621

Е.Ю. Кобзарь, В.С. Дышенко, С.Ф. Яцун

Курский государственный технический университет

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АНТРОПОМОРФНОГО ЗАХВАТНОГО УСТРОЙСТВА

В данной статье авторами представлено описание антропоморфного трехпальцевого захватного устройства оригинальной конструкции. Разработана кинематическая схема и осуществлено ее моделирование в среде Simulink программного пакета MatLAB. Спроектирован экспериментальный лабораторный стенд для исследования системы.

Введение

Механизмы захватных устройств относятся к одним из основных элементов роботов и манипуляторов, которые определяют их технологические возможности. Принцип действия захватных устройств и их конструктивное исполнение весьма разнообразны и обусловлены формой, массой, размерами и физическими свойствами перемещаемых объектов, а также типом обслуживаемого технологического оборудования. В настоящее время наибольший интерес для исследователей представляют антропоморфные захватные устройства, имитирующие движение руки человека. Такие устройства имеют несколько степеней подвижности и позволяют захватывать предметы произвольной формы. Количество пальцев в современных захватных устройствах варьируется от двух до пяти, однако считается, что трехпальцевой конструкции вполне достаточно для захвата и удержания предмета любой формы.

В данной работе представлена конструкция трехпальцевого захватного устройства, которое обладает 8 степенями свободы и позволяет производить захват двух типов: параллельный и центрический.

Математическая модель

С точки зрения кинематики антропоморфное захватное устройство представляет собой незамкнутую цепь звеньев, соединенных последовательно посредством шарнирных (вращательных) сочленений [1]. Положение и ориентация конечного звена могут быть описаны через положение и ориентацию системы координат, связанной с этим звеном, по отношению к инерциальной базовой системе координат, которая размещается в основании захватного устройства. Кинематическая схема проектируемого захватного устройства представлена на рис. 1

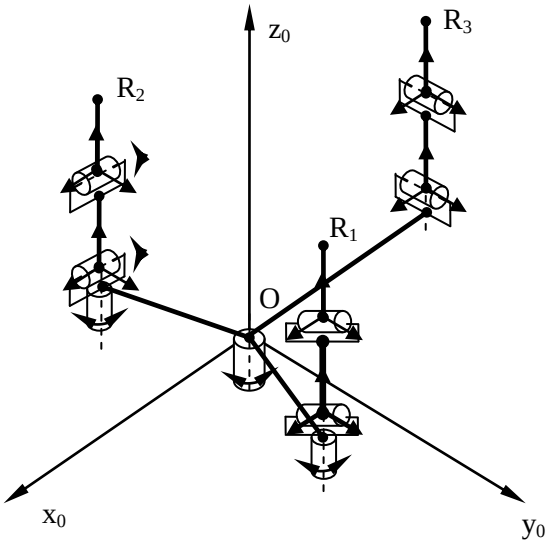
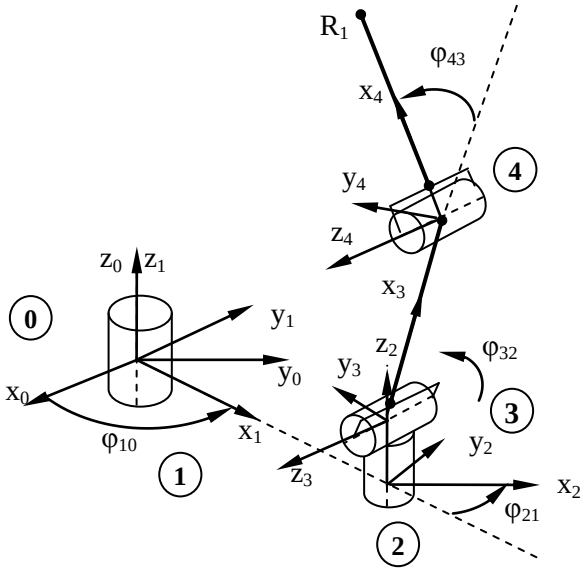


Рис. 1. Кинематическая схема антропоморфного захватного устройства

Рассмотрение кинематики манипуляторов и захватных устройств предполагает решение прямой и обратной задач кинематики. Прямая задача в робототехнике заключается в определении по заданному *n*-мерному вектору изменяемых параметров сочленений $\varphi_i = [\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3 \ldots \varphi_n]$ соответствующей матрицы положений T_0^n, связанной с положением и ориентацией конечного звена захватного устройства. В данной статье представлено решение прямой задачи кинематики для пальца антропоморфного захватного устройства, имеющего 4 степени свободы (рис. 2).



Link	a_i	α_i	d_i	φ_i
1	R	0	0	φ_{10}
2	0	90	0	φ_{21}
3	H	0	0	φ_{32}
4	H	0	0	φ_{43}

Рис. 2. Кинематическая схема отдельного пальца захватного устройства

Согласно представлению Денавита и Хартенберга, матрица положения конечной фаланги T_0^n имеет вид

$$T = A_{10} \cdot A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{43}, \quad (1)$$

где

$$A_{10} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{10} & -\sin\varphi_{10} & 0 & 0 \\ \sin\varphi_{10} & \cos\varphi_{10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & R \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{10} & -\sin\varphi_{10} & 0 & \cos\varphi_{10}R \\ \sin\varphi_{10} & \cos\varphi_{10} & 0 & \sin\varphi_{10}R \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$A_{21} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{21} & -\sin\varphi_{21} & 0 & 0 \\ \sin\varphi_{21} & \cos\varphi_{21} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{21} & 0 & \sin\varphi_{21} & 0 \\ \sin\varphi_{21} & 0 & -\cos\varphi_{10} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$A_{32} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{32} & -\sin\varphi_{32} & 0 & 0 \\ \sin\varphi_{32} & \cos\varphi_{32} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & h \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{32} & -\sin\varphi_{32} & 0 & \cos\varphi_{32}h \\ \sin\varphi_{32} & \cos\varphi_{32} & 0 & \sin\varphi_{32}h \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$A_{43} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{43} & -\sin\varphi_{43} & 0 & 0 \\ \sin\varphi_{43} & \cos\varphi_{43} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & h \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{43} & -\sin\varphi_{43} & 0 & \cos\varphi_{43}h \\ \sin\varphi_{43} & \cos\varphi_{43} & 0 & \sin\varphi_{43}h \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

.

После выполнения умножения результирующая матрица положения конечного звена T_0^n имеет вид

$$T_0^n = \begin{bmatrix} c(\varphi_{10}+\varphi_{21}) \cdot c(\varphi_{32}+\varphi_{43}) & -c(\varphi_{10}+\varphi_{21}) \cdot s(\varphi_{43}+\varphi_{32}) & s(\varphi_{10}-\varphi_{21}) \\ s(\varphi_{10}-\varphi_{21}) \cdot c(\varphi_{32}+\varphi_{43}) & -s(\varphi_{10}-\varphi_{21}) \cdot s(\varphi_{43}-\varphi_{32}) & -c(\varphi_{10}+\varphi_{21}) \\ s(\varphi_{32}-\varphi_{43}) & c(\varphi_{32}+\varphi_{43}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} c(\varphi_{10}+\varphi_{21}) \cdot (c(\varphi_{32}+\varphi_{43}) + c\varphi_{32}) + c\varphi_{10}R \\ h \cdot c(\varphi_{21}-\varphi_{10}) \cdot (c(\varphi_{32}+\varphi_{43}) + c\varphi_{32}) + s\varphi_{10}R \\ h \cdot s(\varphi_{32}-\varphi_{43}) + s\varphi_{32} \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Данная матрица позволяет получить связь между углами поворота в каждом суставе и координатами конечного звена захватного устройства в глобальной системе координат. Таким образом, программно задавая углы поворота приводов схвата, можно гарантированно иметь координаты каждого пальца.

Обратная задача кинематики состоит в определении вектора компонент перемещений сочленений φ_i (i=1, 2, …, n) захватного устройства с n степенями подвижности для данного кинематического положения конечного звена по отношению к базовой системе координат [1]. Решение данной задачи необходимо для реализации цифровой системы управления захватного устройства, которая рассчитывает необходимые углы поворота приводов при движении пальца к заданной точке. Геометрическое решение обратной задачи кинематики для отдельного пальца антропоморфного захватного устройства с 3-мя степенями подвижности имеет следующий вид (рис. 3).

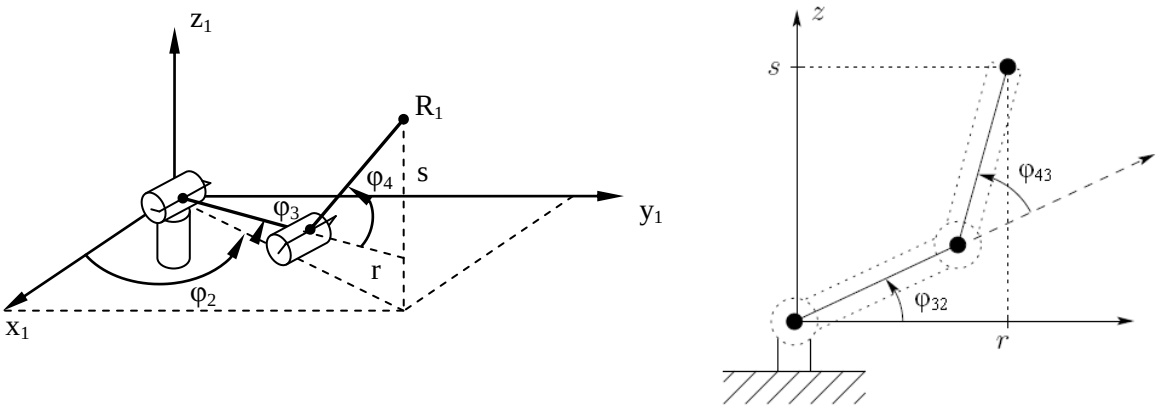


Рис. 3. Геометрическое решение обратной задачи кинематики для пальца с тремя степенями свободы

Исходя из тригонометрических соображений, получим связь между углами поворота суставов и координатами конечных точек:

$$\varphi_{21} = a\tan 2(x, y) = a\tan(\cos\varphi_{21}, \sin\varphi_{21}) = a\tan\left(\frac{x}{\sqrt{x^2+y^2}}, \frac{y}{\sqrt{x^2+y^2}}\right);$$

$$\cos\varphi_{43} = \frac{r^2+s^2-2h^2}{2h^2} = \frac{x^2+y^2+z^2-2h^2}{2h^2} := D;$$

$$\varphi_{43} = a\tan 2(D, \pm\sqrt{1-D^2}) = a\tan\left(\frac{D}{D^2 \pm (1-D^2)}, \frac{\pm\sqrt{1-D^2}}{D^2 \pm (1-D^2)}\right);$$

$$\varphi_{32} = a\tan 2(r, s) - a\tan 2(h + h\cos\varphi_{43}, h\sin\varphi_{43}) = a\tan 2(\sqrt{x^2+y^2}, z) -$$

$$- a\tan 2(h + h\cos\varphi_{43}, h\sin\varphi_{43}) = a\tan\left(\frac{\sqrt{x^2+y^2}}{x^2+y^2+z^2}, \frac{z}{x^2+y^2+z^2}\right) -$$

$$-a\tan\left(\frac{h}{h^2(1+\cos\varphi_{43})^2 + (h\sin\varphi_{43})^2}, \frac{h\sin\varphi_{43}}{h^2(1+\cos\varphi_{43})^2 + (h\sin\varphi_{43})^2}\right).$$

Решения данных уравнений представляют собой основную часть в программном алгоритме управления системой приводов схвата. Их решение осуществляется численными методами с использованием аппаратных ресурсов центрального микроконтроллера цифровой системы управления.

Математическое моделирование

Для дальнейшего исследования кинематики системы в среде Simulink программного пакета MatLAB была спроектирована модель трехпальцевого захватного устройства (рис. 4).

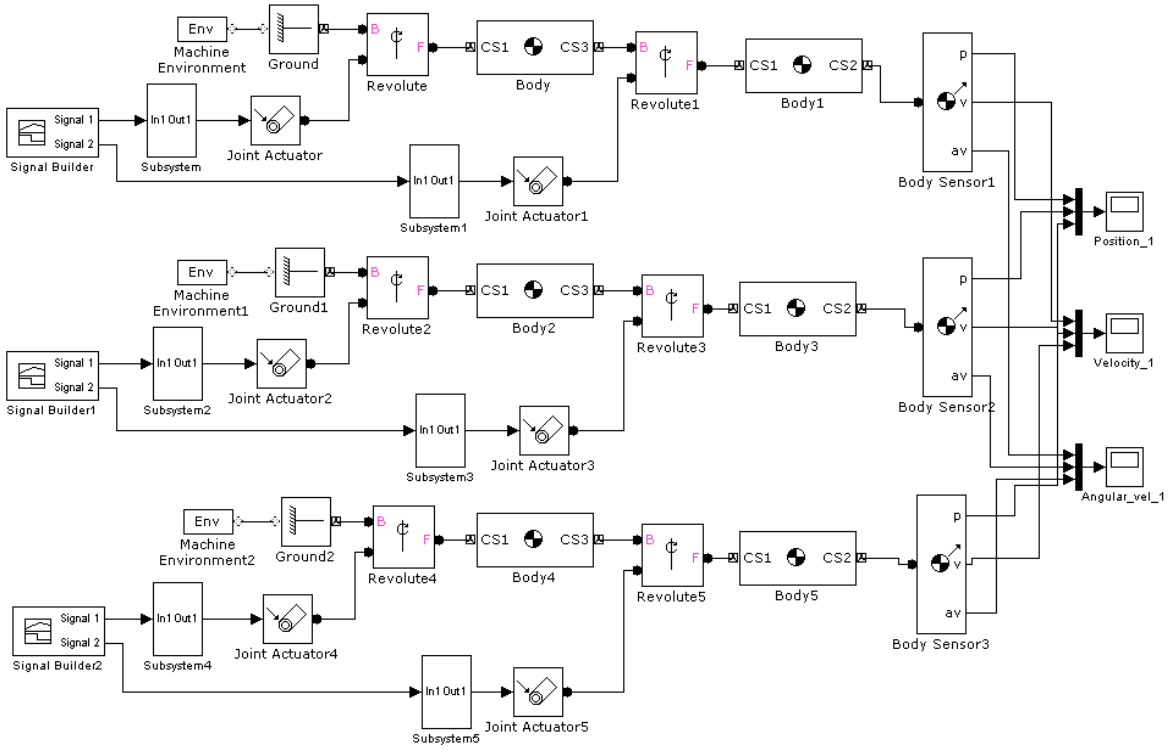


Рис. 4. Схема для исследования захватного устройства в среде Simulink

Модель описывает систему, состоящую из трех идентичных пальцев, каждый из которых имеет две фаланги и 2 степени свободы. Длина каждой фаланги составляет 50 мм. Пальцы отставлены от центра основания захватного устройства на 75 мм. Схема расположения пальцев относительно друг друга (вид сверху) представлена на рис. 5.

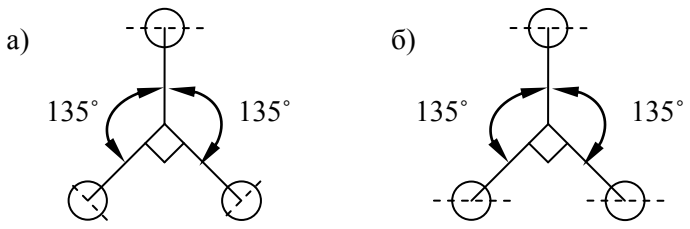


Рис. 5. Схема расположения пальцев захватного устройства:
а – центрический захват; б – параллельный захват

В результате моделирования были исследованы режимы центрического и параллельного схвата. На рис. 6 и 7 показано поэтапное моделирование перемещения элементов схвата в пространстве.

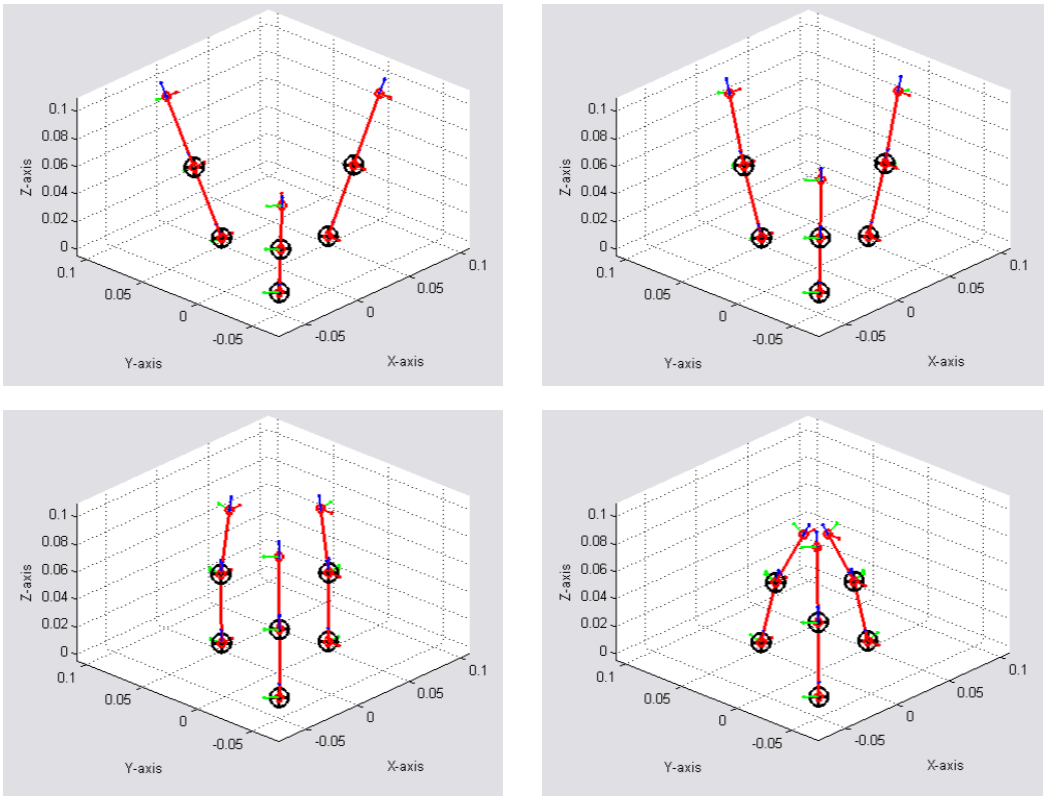


Рис. 6. Моделирование центрического схвата

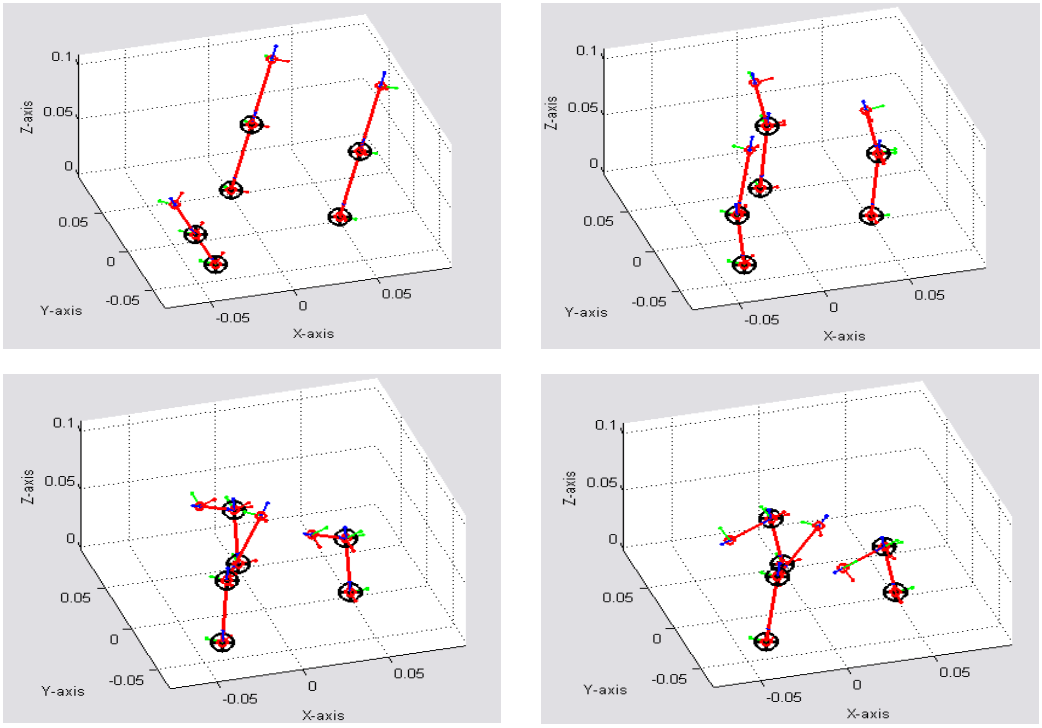


Рис. 7. Моделирование цилиндрического схвата

Экспериментальная модель

Для проверки полученных результатов моделирования кинематики и для исследования особенностей датчиков усилия в лаборатории кафедры мехатроники КурскГТУ был создан лабораторный макет захватного устройства, общий вид которого представлен на рис. 8.

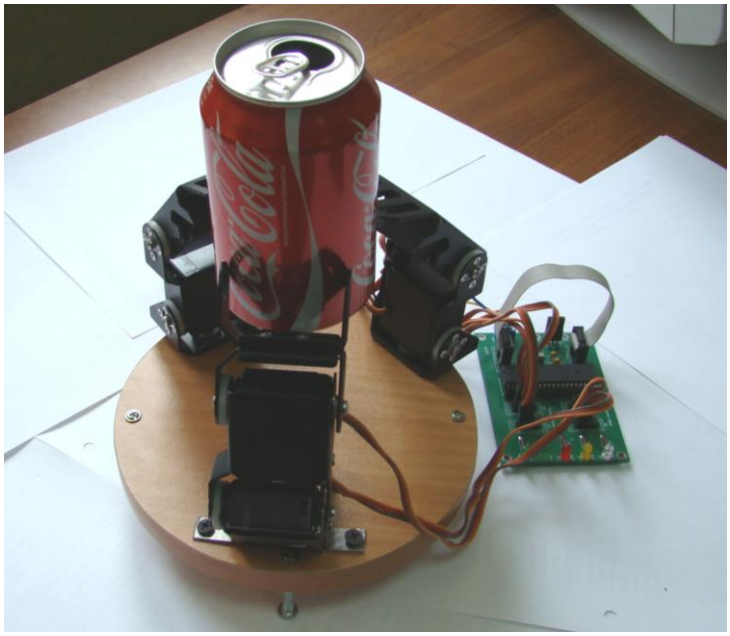


Рис. 8. Экспериментальная модель захватного устройства

Конструкция стенда состоит из трех пальцев, имеющих по две степени свободы, расположенных на неподвижном основании. Движение схвата осуществляется с помощью шести интегрированных в фаланги сервоприводов, имеющих встроенную электронную систему управления. Для определения взаимодействия захватного устройства с объектом захвата в систему интегрированы датчики давления компании «Honeywell», расположенные на верхней фаланге каждого из пальцев. Информация с датчиков обрабатывается микроконтроллером, что позволяет регулировать силу давления захватного устройства на объект. Обработка сигналов с датчиков и центральное управление логикой движения сервоприводов реализовано на микроконтроллере Atmega16 фирмы «Atmel». Алгоритм работы захватного устройства программируется в микроконтроллер с помощью последовательного интерфейса с персонального компьютера.

Выводы

В ходе работы было произведено исследование трехпальцевого захватного устройства оригинальной конструкции, решена прямая и обратная задачи кинематики.

Полученные результаты позволили создать лабораторный макет схвата с использованием сервоприводов с цифровым управлением и датчиками усилия.

Исследования проводились в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 гг. (госконстракты №№ П2536 от 20.11.0, № 02.740.11.5196).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шахинпур, М. Курс робототехники: пер. с англ. / М. Шахинпур. М.: Мир, 1990. 527 с.

2. Arimoto, S. Control Theory of Multy Fingered Hands / S. Arimoto. Spinger, 2008. 271 p.

3. Selig, J.M. Introductory Robotics / J.M. Selig. Prentice Hall, 1992. 252 p.

4. Spong, M.W. Robot Modeling and Control / M.W. Spong, S. Hutchinson, M. Vidyasagar. Wiley, 2005. 496 p.

УДК 62-529

И.В. Лупехина, С.Ф. Яцун, С.И. Савин, Д.В. Хмелевской, В.Ю. Чубов

Курский государственный технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ МОБИЛЬНОГО ПРЫГАЮЩЕГО РОБОТА С АККУМУЛЯТОРОМ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

В статье представлен краткий обзор прыгающих мобильных роботов. Описаны конструкция и система управления прыгающего робота, разработанного в КурскГТУ. Представлены результаты математического моделирования.

Введение

Разработка мобильных роботов различного назначения на данный момент является актуальной научно-технической задачей. Для решения различных задач разрабатываются роботы с различными конструкциями корпуса, рабочих органов, типом движителя. В данной работе рассматривается разработка мобильного робота, перемещающегося посредством прыжков. Робот такого типа способен осуществлять решение целого ряда задач: перемещение по пересечённой местности, перемещение по лестнице, запрыгивание на различные предметы [1–14].

Разработкой мобильных роботов, перемещающихся посредством прыжков, занимаются ведущие исследовательские центры мира. Общей чертой подобных роботов является использование принципа накопления энергии. Можно выделить несколько основных конструкций прыгающих роботов, а именно: использующие накопление механической энергии в виде потенциальной энергии пружины или в виде потенциальной энергии груза; использующие накопление пневматической или электрической энергии.

Можно привести некоторые примеры современных разработок в данной области. Так, например, разработанный в Киотском университете робот-андроид ROPID при высоте 380 мм и весе 1,6 кг способен осуществлять прыжки на высоту порядка 80 мм. Известна также разработка Sandia National Laboratories – колёсный прыгающий робот Precision Urban Hopper, способный совершать прыжки высотой до 7,5 м. Рассматривая нестандартные технические решения в данной области, можно обратить внимание на разработанного в Англии (университет города Бат) робота Jollbot. Корпус робота выполнен в виде гибкой сферы, набранной из упругих металлических стержней, согнутых по дуге. Для осуществления прыжка встроенный привод сгибает стержни, накапливая в них потенциальную энергию.

О широких возможностях применения подобных технологий говорит тот факт, что уже сейчас Калифорнийский технологический институт (США), при финансовой поддержке НАСА, приступил к разработке прыгающего исследовательского робота для работы на Марсе под названием Frogbots («робот-лягушка»). В условиях пониженной гравитации Марса робот на пружинных опорах сможет прыгать вверх и в сторону под углом до 45° на высоту до 2,5 м.

1. Описание конструкции робота, перемещающегося посредством прыжков с использованием накопления механической энергии в виде потенциальной энергии пружины

В КурскГТУ был разработан прототип робота, перемещающегося посредством прыжков с использованием накопления механической энергии в виде потенциальной энергии пружины. Для натяжения пружины в конструкции использованы четыре реверсивных двигателя постоянного тока с реечной передачей, выполненные в виде моторредукторов. Для удержания пружины в сжатом состоянии использован специальный активный фиксатор, снабжённый приводом. Робот схематично изображен на рис. 1.

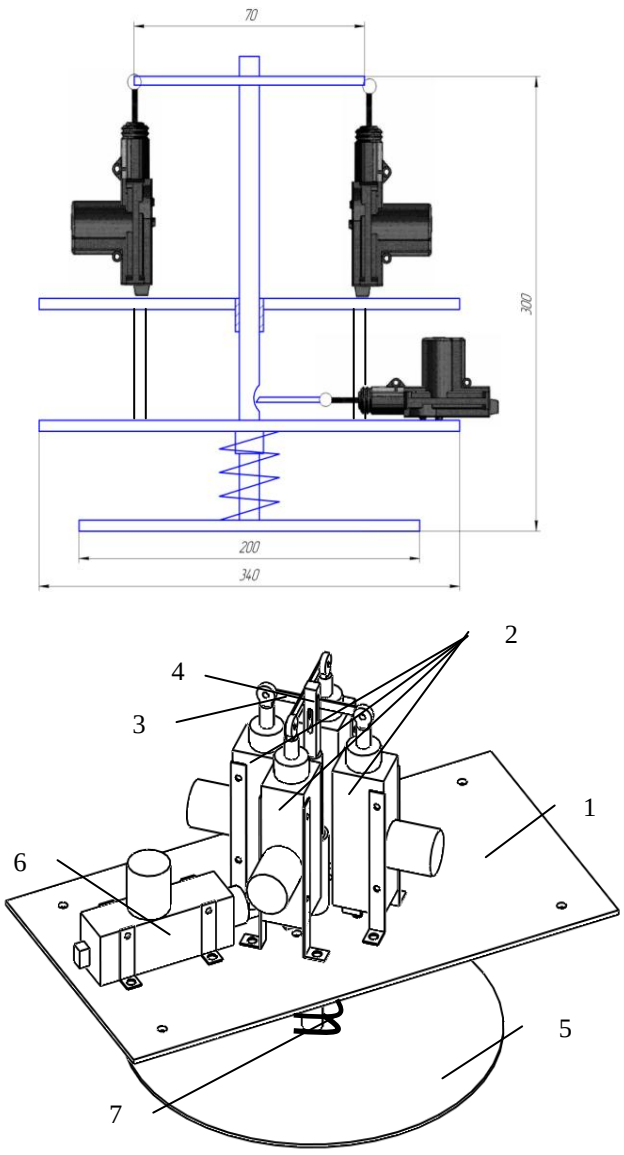


Рис. 1. Прыгающий робот: 1 – корпус робота; 2 – мотор-редукторы; 3 – пластины, попарно связующие мотор-редукторы; 4 – стержень, закреплённый на плоском основании; 5 – плоское основание; 6 – привод фиксатора; 7 – пружина.

Робот работает следующим образом (рис. 2). До начала движения четыре мотор-редуктора натягивают пружину; в момент, когда рейки мотор-редукторов выдвинуты максимально, привод фиксатора резко вводит фиксатор и тот не даёт пружине разжаться. После того, как фиксатор введен, мотор-редукторы втягивают рейки, причём производится это для того, чтобы в момент разжатия пружины не произошел удар по реечной передаче. После того, как мотор-редукторы втянули рейки, привод фиксатора выбивает фиксатор и резкое разжатие пружины провоцирует прыжок конструкции.

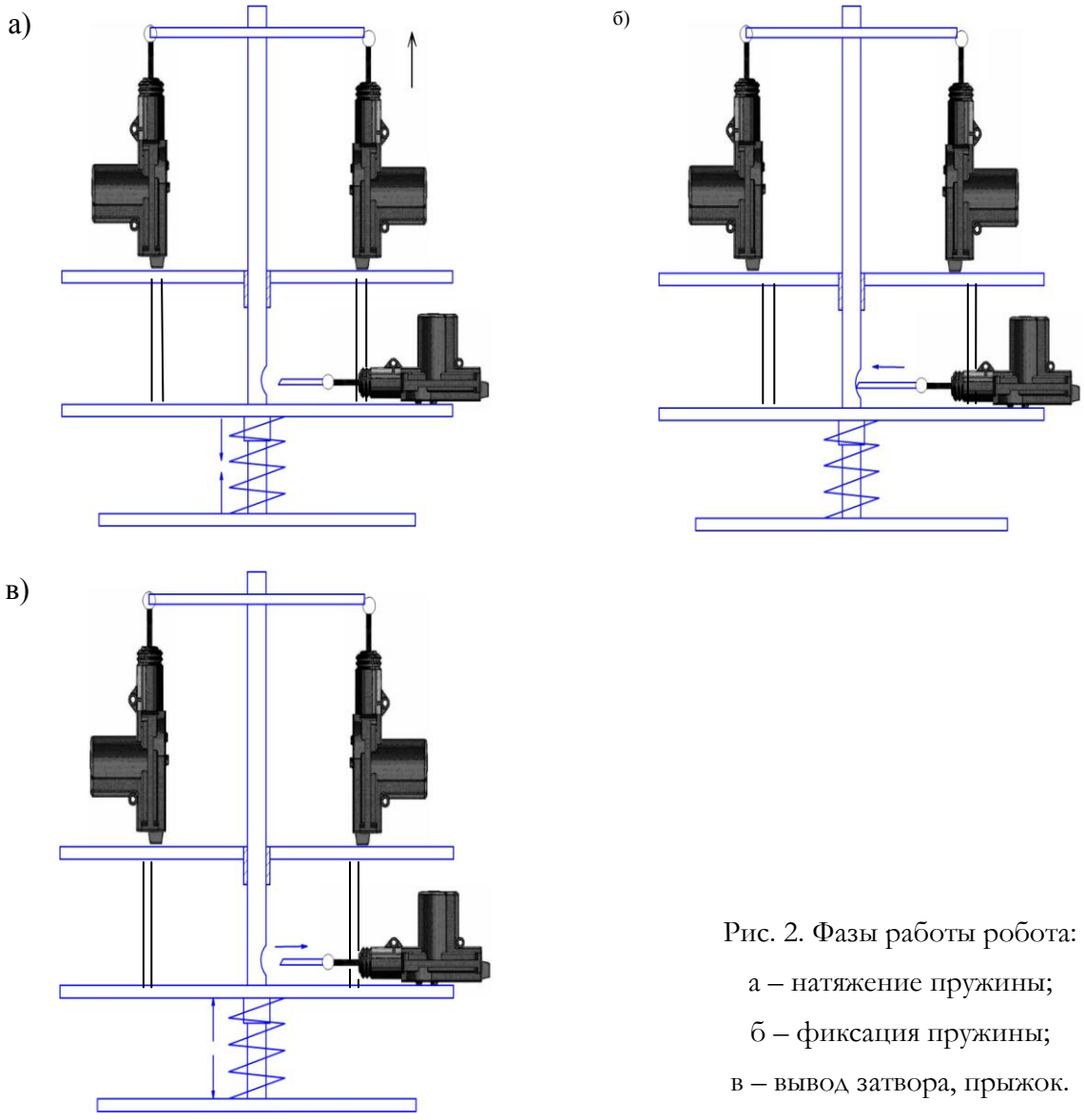


Рис. 2. Фазы работы робота:
а – натяжение пружины;
б – фиксация пружины;
в – вывод затвора, прыжок.

Были разработаны чертежи робота, а также трёхмерная модель. По чертежам был изготовлен опытный образец робота.

2. Математическое моделирование

В момент, когда фиксатор извлечён из отверстия, на робота действуют сила тяжести $m\vec{g}$ и сила натяжения пружины $\vec{F}_c$ (рис. 3).

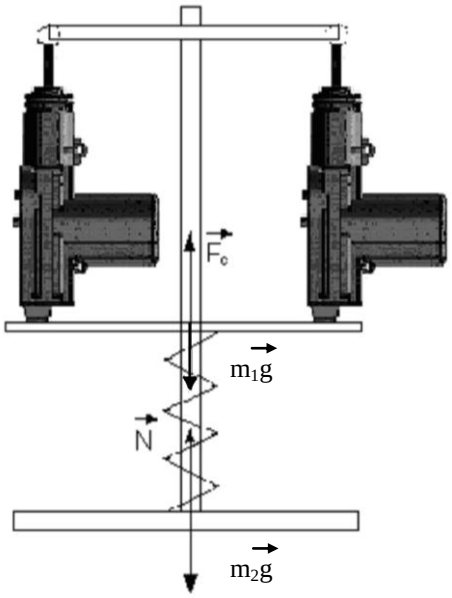


Рис. 3. Расчетная модель робота

Запишем дифференциальное уравнение, описывающее движение робота до момента отрыва:

$$m_1 \ddot{y} - F_c + m_1 g = 0, \tag{1}$$

где m_1 – масса корпуса робота.

Следует отметить, что отрыв от поверхности возникает при y = 0,017 м, т.к. в этот момент плоское основание робота входит в зацепление с корпусом робота и они начинают двигаться как единое целое. Запишем дифференциальное уравнение, описывающее движение робота после момента отрыва:

$$(m_1 + m_2)\ddot{y} + (m_1 + m_2)g = 0, \tag{2}$$

где m_2 – масса плоского основания робота.

Запишем дифференциальное уравнение (1) в виде

$$m_1 \ddot{y} - (\Delta y - y) \cdot c + m_1 g = 0. \tag{3}$$

Тогда решение дифференциального уравнения будет иметь вид

$$y = B_1 \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{c}{m_1}}t\right) + B_2 \cdot \cos\left(\sqrt{\frac{c}{m_1}}t\right) + D, \tag{4}$$

где $D = \dfrac{m_1 g - \Delta x \cdot c}{c}$; $B_1 = -\sqrt{\dfrac{m_1}{c}}\,\dfrac{m_1 g - \Delta x \cdot c}{c}$; $B_2 = -\dfrac{m_1 g - \Delta x \cdot c}{c}$.

Полученная зависимость отражена на графике (рис. 4, а).

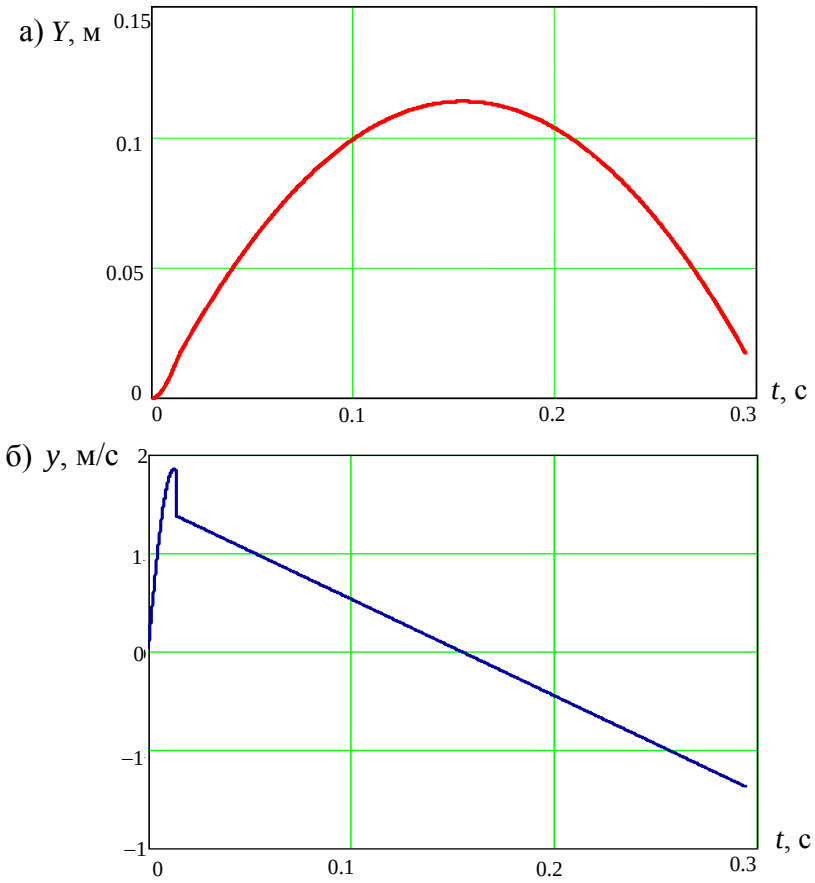


Рис. 4. Зависимость координаты (а) и скорости (б) центра масс робота от времени при жесткости пружины 15000 Н/м

Следует отметить, что высота прыжка при использовании пружины жесткостью в 15000 Н/м составляет 113 мм. На рис. 4, б приведена зависимость скорости центра масс робота от времени при жесткости пружины 15000 Н/м.

На рис. 5 представлены результаты моделирования прыжка робота при использовании пружин различной жесткости.

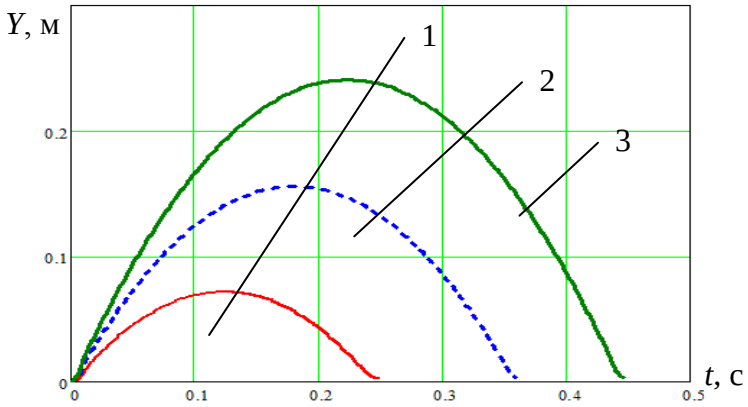


Рис. 5. Зависимость координаты центра масс робота от времени при жесткости пружины: 1 – 10000 Н/м; 2 – 20000 Н/м; 3 – 30000 Н/м

Заключение

Путём математического моделирования была получена зависимость (4), позволяющая оценить высоту прыжка робота при заданных значениях массы корпуса и опоры робота и жесткости пружины. Была произведена оценка высоты прыжка спроектированного в КурскГТУ робота при значениях жесткости пружины 15000 и 20000 Н/м. Результаты исследования могут быть применены при проектировании прыгающих роботов, использующих принцип накопления механической энергии.

Исследования проводились в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 гг. (госконстракт № П2228 от 11.11.09).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. A hopping mobility concept for a rough terrain search and rescue robot / S. Kesner, J.-S. Plante, S. Dubovsky [et. al] // Advances in Climbing and Walking Robots: proc. of 10th Intern. conf. (CLAWAR2007). Singapore, 2007. P. 271–280.

2. Miyazaki, M. Jumping via robot body deformation – Mechanics and mechanism for higher jumping / M. Miyazaki, S. Hirai // Advances in Mobile robotics: proc. of the 11 Intern. conf. on Climbing and Walking Robots and the Support Technologies for Mobile Machines. Coimbra, Portugal, 2008. P. 373–380.

3. Larin, V.B. Concerning the designing of the hopping apparatus / V.B. Larin, V.M. Matiyasevich // Proc. of the Fifth Intern. conf. on Climbing and Walking Robots and their Supporting Technologies CLAWAR 2002. P. 365–372.

4. Zeglin, G. Jr. First hops of three-dimensional bow leg / G. Zeglin, H.B. Brown // Proc. of the Fifth Intern. conf. on Climbing and Walking Robots and their Supporting Technologies (CLAWAR 2002). P. 357–364.

5. Kalveram, K.T. From hopping to walking – how the biped Jena-walker can learn from the single-leg Marco-hopper / K.T. Kalveram, D. Haufle, A. Seyfarth // Advances in Mobile robotics: proc. of the 11 Intern. conf. on Climbing and Walking Robots and the Support Technologies for Mobile Machines. Coimbra, Portugal, 2008. P. 638–645.

6. A miniature 7g jumping robot / M. Kovac, M. Fuchs, A. Guignard [et. al] // Proc. of the IEEE Inter. Conf. on Robotics and Automation (ICRA'2008). P. 373–378.

7. Harrick, K. Robustness experiments for a planar hopping control system / K. Harrick, G.S. Sukhatme // Proc. of the Fifth Intern. conf. on Climbing and Walking Robots and their Supporting Technologies CLAWAR 2002. P. 349–356.

8. A robotic catapult based on the closed elastic with an anisotropic stiffness point and its application to compact continuous jumping robot / A. Yamada, M. Watari, H. Mochiyama [et al.] // Advances in Mobile robotics: proc. of the 11 Intern. conf. on Climbing and Walking Robots and the Support Technologies for Mobile Machines. Coimbra, Portugal, 2008. P. 397–404.

9. Chernousko, F.L. About movement of the body with moving internal mass / F.L. Chernousko // DAN. 2005. Vol. 405, N P. 1–5.

10. Dynamic of controlled vibration-driven systems / N.N. Bolotnik, I.M. Zeydis, K. Zimmermann [et. al] // Proc. of Theory and Control Systems RAS. 2006. N5. P. 157–167.

11. Bolotnik, N.N. Automatically controlled vibration-driven robots / N.N. Bolotnik, S.F. Yatsun, A.A. Cherepanov // Proc. Intern. conf of mechatronics ICM2006. Budapest, 2006. P. 438–441.

12. Jatsun, S. Study of vibration driven hopping robot / S. Jatsun, V. Dyshenko, A. Yatsun // Advances in Mobile robotics: proc. of the 11 Intern. conf. on Climbing and Walking Robots. Coimbra, Portugal, 2008. P. 893–901.

13. Paul, C. Control of lateral bounding for a pendulum driven hopping robot / C. Paul, F. Iida, R. Dravid // Proc. of the Fifth Intern. conf. on Climbing and Walking Robots and their Supporting Technologies CLAWAR 2002. P. 333–340.

14. Zhuravlev, V.F. Basics of the theoretical mechanics / V.F. Zhuravlev. M.: Fizmatlit, 2001.

УДК 62-529

С.Ф. Яцун, Г.В. Климов, С.И. Савин

Курский государственный технический университет

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ВЯЗКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПЛАВАЮЩЕГО РОБОТА

Рассмотрена методика расчета коэффициента вязкого сопротивления плавающего инерционного робота с использованием результатов экспериментальных исследований. Описана конструкция робота.

Постоянное развитие робототехники предопределило появление роботов, предназначенных для работы в воде. Эти роботы решают целый класс задач, в том числе мониторинг состояния окружающей среды, исследование рельефа дна, взятие проб воды, разведывание полезных ископаемых, шпионаж и т.д. Актуальность исследований,

связанных с водными роботами, показана во множестве работ, например [1, 2]. В качестве движителя большинства роботов используют вращающийся винт. Вместе с тем актуальной является проблема разработки устройств, способных интегрироваться в изучаемую среду, не нарушая происходящих в ней процессов, и проводить измерение интересующих нас параметров. Таким устройством может быть робот, созданный с учетом особенностей среды, в которой ему предстоит работать. Подобные разработки ведутся исследовательскими центрами по всему миру. Созданы роботы, имитирующие змей, крабов, рыб. Внедрение таких роботов в соответствующую среду не нарушает происходящих в ней процессов.

Недостатком описанных выше систем является наличие подвижных частей. Это приводит к возможности поломок роботов при зацепе, а также к потере управляемости роботом при попадании одной из подвижных частей робота в густую растительность, сети и т. п. Также наличие подвижных частей затрудняет герметизацию устройства и, как следствие, повышает стоимость производства устройств.

В данной статье рассматривается разработанный в Курском государственном техническом университете робот, приводимый в движение посредством циклического перемещения внутренней массы. Целью проекта является изучение особенностей инерционного перемещения в воде.

Важным преимуществом механизмов, использующих инерционный тип движения, является высокий потенциал миниатюризации. Для осуществления инерционного движения необходимо лишь организовать возвратно-поступательное движение некоторой массы. Это возможно осуществить с помощью электромагнитных сил, использования пьезоэффекта и др., т.е. нет необходимости использовать электропривод, осуществлять преобразование движения. Также преимуществом механизмов, использующих инерционный тип движения, является возможность создать полностью герметичный корпус без подвижных частей.

Инерционные механизмы для осуществления движения используют асимметрию сил трения или асимметрию закона движения внутренней массы [3–5]. Рассматриваемый робот использует асимметрию вязкого трения, создаваемую благодаря особой форме корпуса (рис. 1). Робот состоит из двух движущих секций и основной платформы. Секции располагаются по краям платформы. На платформе установлены блок управления робота, устройства радиосвязи и аккумуляторы [8].

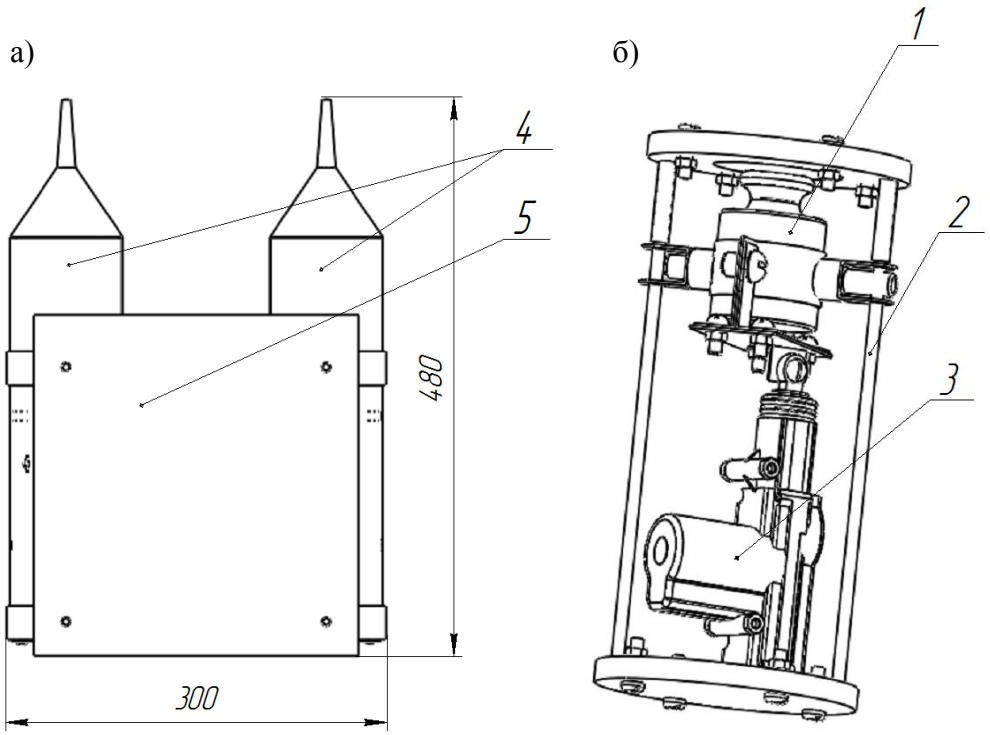


Рис. 1. Схематичное изображение структуры плавающего инерционного робота (а) и одной его секции (б): 1 – внутренняя подвижная масса; 2 – направляющие внутренней подвижной массы; 3 – привод внутренней подвижной массы; 4 – секции робота; 5 – платформа для установки оборудования и другой полезной нагрузки

Движущая секция имеет обтекаемую форму – цилиндр с коническим наконечником. Внутри цилиндра установлен механизм, перемещающий массивный груз вдоль оси цилиндра. Для перемещения внутренней массы используется линейный привод. Каждая секция герметична и представляет собой законченный модуль. Это позволяет формировать из подобных модулей конструкции с различным назначением. Изменяя число и расположение модулей, можно добиться рациональных параметров устройства для работы в определённой среде.

Рассмотрим процесс движения робота. Скорость движения модуля зависит от закона перемещения груза, установленного в нем. В режиме движения прямо грузы обоих модулей движутся по одинаковому закону. При осуществлении поворота одна из секций замедляется, а вторая движется с неизменной скоростью. Более быстрый модуль перемещается вокруг более медленного.

Было проведено исследование динамики плавающего инерционного робота. Был проведён эксперимент, целью которого было получение данных, необходимых для вычисления коэффициента вязкого трения, характерного для разработанной конструкции. Для проведения эксперимента была создана экспериментальная установка (рис. 2).

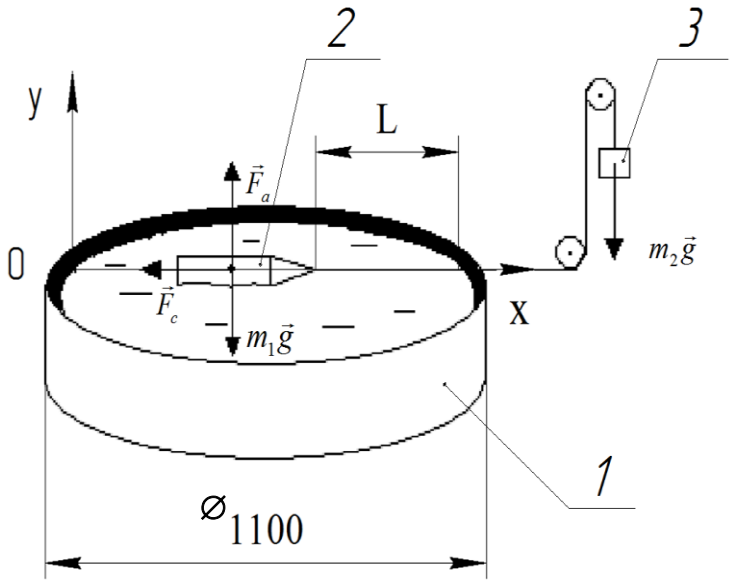


Рис. 3. Схема экспериментальной установки: 1– ёмкость, наполненная водой; 2 – инерционный надводный робот; 3 – груз; L – рабочий ход инерционного робота в процессе эксперимента (L = 615 мм)

Экспериментальная установка представляет собой робота, плавающего в ёмкости с водой, к которому привязан трос, перекинутый через систему блоков. На другом конце троса закреплён груз. Эксперимент проводится следующим образом: робот фиксируется у наиболее отдалённого от системы блоков борта ёмкости, затем освобождается и начинает движение. В момент, когда робот касается противоположного борта ёмкости, засекается время. Эксперимент проводится с различными массами грузов. Для каждой массы проводился ряд испытаний; в качестве результата использовалось среднее значение результатов. Результаты испытаний приведены в таблице. Погрешность измерений составила ±5%.

Сила, Н	Время, с
1,96	2,9
3,92	2,4
9,8	1,5
11,76	1,3
13,72	1,2

Была составлена математическая модель, описывающая движение робота в процессе испытаний. На инерционного водного робота действуют следующие силы: сила тяжести $m_1\vec{g}$, сила Архимеда $\vec{F}_a$, сила вязкого трения $\left|\vec{F}_c\right| = \mu\upsilon^2$, сила натяжения нити $T = m_2 g$. Математическая модель описана системой уравнений.

$$\begin{cases} m_1\ddot{x} + \mu\dot{x}^2 - m_2 g = 0; \\ F_a = m_1 g. \end{cases} \quad (1)$$

Для получения значения параметра μ был использован численный метод. Суть метода заключается в циклическом решении системы уравнений (1) методом Эйлера при различных значениях параметра μ и начальных условиях

$$\begin{cases} x(0) = 0; \\ \dot{x}(0) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Значение полученной функции в точке τ (где τ – время прохождения роботом расстояния L) сравнивается с известным значением L. Ошибка $\varepsilon = |L\text{-f}(\tau)|$ сравнивается с минимальным результатом, полученным ранее. Значение μ, которому соответствует наименьшая ошибка ε, считается истинным значением. Данным методом было найдено значение $\mu = 45$. Метод численного нахождения μ представлен на рис. 3 в виде алгоритма.

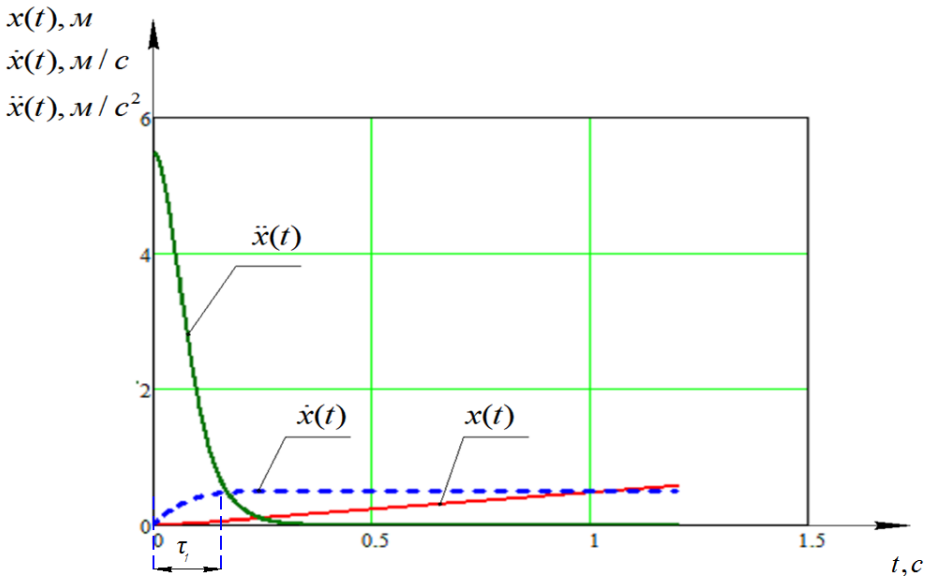


Рис. 3. Результаты численного решения уравнения (1)

Численное решение уравнения (1) представлено на рис. 4.

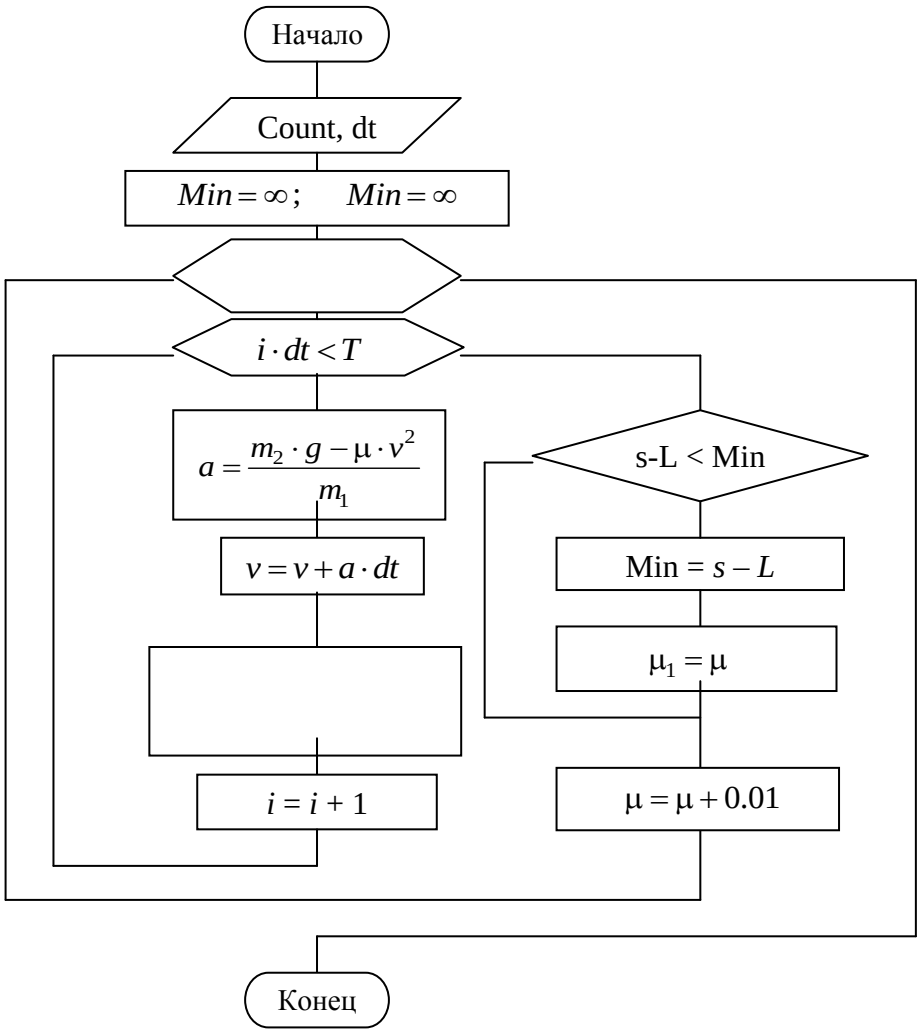


Рис. 4. Алгоритм численного решения уравнения с параметром

Анализируя результаты численного моделирования (см. рис. 4), можно сделать ряд выводов. На интервале времени от τ_1 до момента прохождения роботом всей длины испытательной дистанции скорость, с некоторым допущением, стабильна. Вместе с тем на интервале времени от начала отсчета до τ_1 скорость значительно изменяется. Время переходного процесса составляет 15% времени перемещения робота. Столь значительное время переходного процесса не сказывается на качестве эксперимента, но может помешать проведению замеров силы вязкого сопротивления непосредственно с использованием соответствующего чувствительного элемента.

Работа выполнена в рамках АВЦП (проект № 2.1.2/241).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Имитационный моделирующий комплекс для «интеллектуального» автономного подводного робота / А.В. Инзарцев, А.В. Киселёв, А.В. Медведев // Мехатроника, автоматизация, управление. 2009. №2. С. 46–52.

2. Лебедев, А.В. Система с переменной структурой для централизованного управления движением автономного водного аппарата / А.В. Лебедев, В.Ф. Филаретов // Мехатроника, автоматизация, управление. 2009. №3. С. 73–78.

3. Яцун, С.Ф. Исследование движения вибрационного мобильного робота с электромеханическим приводом внутренней подвижной массы / С.Ф. Яцун, П.А. Безмен // Изв. вузов. Машиностроение. 2009. №2. С. 49–61.

4. Яцун, С.Ф. Математическое моделирование движения вибрационного мобильного робота с внутренней подвижной массой / С.Ф. Яцун, П.А. Безмен, Ю.Ю. Лосев // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. Курск, 2008. С. 241–247.

5. Яцун, С.Ф. Экспериментальное исследование движения вибрационного мобильного робота с внутренней подвижной массой / С.Ф. Яцун, П.А. Безмен, Ю.Ю. Лосев // Вибрационные машины и технологии: сб. науч. тр. Курск, 2008. С. 763–770.

6. Климов, Г.В. Робот-амфибия для мониторинга состояния окружающей среды / Г.В. Климов, С.И. Савин // Приоритетные направления современной науки глазами молодых учёных / Ряз. гос. ун-т им. С.А. Есенина. Рязань, 2009. С. 162–163.

ABSTRACTS

VIBRODIAGNOSTICS

A.I. Astapenko

DIVISION OF SOURCES OF VIBRATIONS IN MODERN TECHNIQUES OF VIBROACOUSTIC DIAGNOSTICS

The new decision of division of sources of vibrations problem on the basis of non-stationary casual processes analyze is considered in this report.

V.V. Kuritsin, Y.V. Myagkov, A.G. Mityaev

HORIZONTAL VIBRATIONS OF INTERNAL-COMBUSTION ENGINE ON ELASTIC SUPPORTS

There's suggested the structural model vibrations of the internal-combustion engine on elastic supports and estimated this model's compliance to experimental data.

A.A. Astapenko, A.I. Astapenko, Y.P. Serdobintsev

VIBRATION DIAGNOSTICS OF HIGH-PRECISION GRINDING MACHINES

Row of questions of vibration diagnostics of high-precision grinding machines is considered in this report. Some results of vibration diagnostics of high-precision machines SWäIGL 200HG are adduced there.

K.V. Chaplygin, S.F. Yatsun

MATHEMATICAL MODEL OF PLUNGER ELEMENT

The article is devoted to mathematical modeling of hydraulic motor system, allowed to research working of hydrostatic transmission in design mode and off-design mode, as well as to reproduce possible defects and destruction of motor components.

K.V. Chaplygin

MATHEMATICAL MODEL OF THE SWASH PLATE TYPE HYDRAULIC MOTOR

In this article presented solution of mathematical model of the swash plate type hydraulic motor. The paper presents scheme of automatic diagnostic system of the hydrostatic drives of self-propelled machines.

A. Yu. Korneev, M. M. Yaroslavtsev, A.V. Afonin

EFFECT OF THE GEOMETRICAL SHAPE OF THE CONICAL HYDRODYNAMIC BEARING ON CARRYING FORCE

In paper effect of the geometrical shape of the conical hydrodynamic bearing (CHDB) on the basic integral behaviour - bearing strength is observed.

CONTROL OF VIBRATION

J. Viba, V. Beresnevich, M. Eiduks, L. Stals, E. Kovals, G. Kulikovskis, S. Tsyfansky, E-G. Fontain

VIBRATING DEVICES WITH THE VARIED WORKING AREA OF THE EXECUTIVE BODY COOPERATING WITH SURROUNDING LIQUID OR AIR ENVIRONMENT

Dynamics of vibration devices, which elements or units interact with liquid or air medium, is studied. Two types of vibration devices are considered. The first one is a vibration machine with constant air or liquid flow excitation. The main idea is to find out optimal control law for variation of additional surface area of machine working head interacting with external medium. The criterion of optimization is time required to move working head of the machine from initial position to end position. The second object of the study is a fin type propulsive device of robotic fish moving inside water. The aim of the study is to find out optimal control law for variation of additional area of vibrating tail, which ensures maximal positive impulse of motive forces acting on tail. Both problems have been solved using the maximum principle of Pontryagin. It is shown that optimal control action corresponds to the case of bound values of area limits. Examples on synthesis of real mechatronic systems are given.

A.N. Cherevko

BASIC DISBALANCED VIBRATINY MACHING RUNNING PROCESS OPTIMIZATION

The problems, bound with an estimation of dynamic capabilities of vibration machines with controllable unbalanced masses with the help of theory reduction system forces of simple form are considered.

L. A. Sivachenko, V.S. Sevostianov, T.L. Sivachenko

VIBRO-IMPACT PIN MILL

Data on a method shift crushing of materials are resulted. The mill of a new design is short described, the example of its use is set at work on a wet way and application prospects are estimated.

T.A. Barbashova, O.V. Fominova, V.I. Chernichev

THE CONTROLLING VIBRO-PROTECTION SYSTEM WITH DYNAMICAL DAMPER

The results of the examination of dynamical characteristics of the controlling vibro-protection system with the dynamical damper were adduced.

N. A. Morgunova

THE NUMERICAL DECISION OF SYSTEM OF THE DIFFERENTIAL EQUATIONS WITH DAVYDOV'S METHOD

In article the algorithm of the numerical decision of system of the differential equations describing movement of the powdery environment, with Davydov's method, is being submitted.

VIBRATION PROTECTION

S. Polukoshko, O. Kononova, I. Schukin, R. Smirnova

EXPERIMENTAL RESEARCH OF DYNAMIC DAMPING OF TRANSVERSAL VIBRATIONS OF BEAMS

In this work the passive dynamic absorber (without an additional energy source) of the simplest type: spring, with one degree of freedom, noncontrollable is examined. Object of vibration suppression are transversal vibrations of rigid beam. The inertial element is connected to the vibration protection object by means of elastic metal element – nonlinear conical coil spring. Experiments were executed on the universal vibration system TM 150.

S. Polukoshko, O. Kononova, A. Boyko, S. Sokolova

IMPACT VIBRATION ABSORBER OF PENDULUM TYPE

In this work the impact vibration absorber of pendulum type is examined. It consists of pendulum with motion limiting stops attached to the vibrating system. Pendulum vibration absorbers are widely used in practice. The influence of pendulum parameters on the possibility of suppression of vibrations of the basic system under harmonic excitation is discussed.

G.Y. Panovko, A.E. Shochin

SYNTHESIS OF STRUCTURE FOR SPATIAL ROD SUSPENSION

The problem of synthesis of spatial suspension structure is considered in this article. The structure of spatial suspension which consists of six identical elastic curved rods is proposed. Influence of different structural parameters on eigenfrequency spectrum of the suspension is analyzed. It is shown that such a structure allows to achieve identical characteristics for suspension rigidity in any translatory direction by choosing the proper proportion between values of structural parameters. Influence of rod-to-reference body fastening conditions on eigenfrequency spectrum of the suspension is analyzed. It is found out that use of swivel joint allows to reach considerable decrease (up to 45.8%) in values of eigenfrequencies in comparison with rigid fastening.

V.N. Goverdovskiy, A.N. Trofymov, A.V. Zobov

VIBRATION CONTROL IN THE VIBRATION PROTECTING SYSTEMS WITH "NEGATIVE" STIFFNESS

The paper presents a method of vibration control in the vibration protecting systems (VPS) with mechanisms of "negative" stiffness. The method consists in keeping a certain minimum of the VPS stiffness and generating a variable structure of air damping. Efficiency of the method is demonstrated with reference to design of seat suspensions for vehicle drivers.

V.N. Goverdovskiy, A.N. Trofymov, A.V. Zobov

STIFFNESS CONTROL IN TRANSPORT VIBRATION PROTECTING SYSTEMS

The paper presents a method of stiffness control in transport vibration protecting systems (VPS) using the mechanisms with "negative" stiffness. The method is applied to an initial VPS aside from its structural terms, lay-out schematics and workspace dimensions; the method provides extension of the stiffness control range. Efficiency of the method is illustrated with reference to design of pneumatic suspensions.

T.A. Barbashova, E.E. Prokopov, O.A. Petrakova

BASE MODELS OF VIBROPROTECTION SYSTEMS WITH OPERATED DYNAMIC EXTINGUISHER

In article the general questions of dynamic clearing vibrations are considered. Base models of vibroprotection systems with operated dynamic extinguisher are presented.

O.V. Fominova, S.V. Savin, V.I. Chernishev

OPTIMIZING PROBLEM OF CONTROLLING THE PROCESS OF DAMPING IN THE VIBRO-PROTECTION SYSTEM

The results of analysis of controlling the process of damping in the vibro-protection system are demonstrated

E.E. Prokopov, T.A. Teplova

CHOICE AND SUBSTANTIATION OF ALGORITHMS OF WORK ELASTIC PART OF FALTERING ACTION

Problems of a choice of operating algorithms of work of an elastic part of faltering action, effective clearing of vibration are considered. The variant of a design of the shock-absorber with hardware memory is presented.

V.S. Baklanov

VIBROACOUSTICS OF NEW GENERATION AIRCRAFT: PROBLEM AND DECISION

By new generation aircraft there are increase by-pass ratio engines, application 2–3 shaft schemes and a reducer essentially expands a spectrum of vibrating influence with shift in a low-frequency part of a spectrum up to an infrasound.

As a result the contribution of structural noise in cabin, caused by vibrating influence of engines through attachment points, considerably increases.

V.J. Gross, E.G. Gurova

THE ELECTROMAGNETIC RIGIDITY COMPENSATOR IN VIBRATION ISOLATION OF THE DIESEL ENGINE

The subject of our project is "The electromagnetic rigidity compensator in vibration isolation of the diesel engine". The vibration isolator with the switchover electromagnetic rigidity compensator provides zero rigidity at any values of the load. The vibration isolators

with rigidity compensators can theoretically provide absolute vibration isolation; their application can be considered as one of the most perspective methods of the vibration isolation of energy plants.

G.V. Lazutkin, V.A. Antipov, M.A. Petukhova, A.L. Ryabkov

HIGHLY EFFECTIVE LOW-FREQUENCY VIBROINSULATORS WITH UNLOADING FROM WEIGHT FOR THE RAILWAY TRANSPORTATION

In work a number of constructive variants of execution highly effective low-frequency vibroinsulators from a no woven wire material of type a double hand bell with spring unloading from weight vibroinsulated systems and shock-proof devices are presented. The basic settlement dependences are resulted for is elastic – frictional characteristics of vibroinsulators, unloading and shockproof devices. The expediency of use of offered designs is shown.

G.V. Izranova, V.G. Lukanenko, S.V. Putilin

MAINTENANCE OF VIBRATING RELIABILITY OF THE MANUAL MECHANIZED TOOL

It is offered to raise efficiency and quality of repair of a rolling stock at the expense of increase of a resource and working out of new means and methods of decrease in vibration at work with pneumogrinding cars.

L.A. Rybak, A.V. Chichvarin, A.N. Pligusov

CONSTRUCTION OF H_∞–OPTIMAL DIGITALL CONTROLLER FOR VIBROPROTECTION SYSTEM.

In this paper the active vibroprotection system with the stepping motor and ball screw assemble is considered. The mathematical model of vibroprotection systems is constructed. The problem of H-optimization for management for driven system is solved.

S.U. Radin, E.V. Slivinskiy, L.A. Savin

HYDRAULIC VIBRATION ABSORBER FOR PASSENGER CARS

The principle of a new type of hydro-mechanical damper, which sold a combined method of scattering the wave energy due to hydraulic effects and elastic deformations of rods is offered. A method for estimating ride with a human face and the results of the calculation of the resonant amplitudes are presented.

A.S. Yatsun, L.A. Savin, N.P. Uvarova

ACTIVE VIBROISOLATION SYSTEM WITH PARRALEL STRUCTURE

Authors present original type of vibroisolation system for electronic devices. System kinematics based on parallel structure mechanism with three DOFs, which allows to avoid angular fluctuations of the objects. Kinematical analyses of the mechanism and control system with fuzzy logic controller modeling at Simulink software are presented. Also construction of laboratory prototype is described.

V.N. Sheviakin, V.V. Panov

THE VIBROPROTECTION OF TITANIUM CELLULAR THIN-SLAB STRUCTURES

The article describes research results of the new method, that allows to increase the vibration survival capability of titanium cellular thin-slab structures for aerospace panel constructions.

A.A. Pevzner

APPLICATION OF METHOD OF FUNCTIONS OF INTERFACING FREQUENCIES FOR SYNTHESIS OF VIBRATING SYSTEMS WITH THE SET FREQUENCY CHARACTERISTICS

The application of a way of a choice of parameters of difficult oscillatory systems for maintenance in the set width of a strip of frequencies of fluctuations based on the application, offered by the author, a method of functions of interfacing frequencies is considered.

T.V. Dmitrakova

MODELLING OF ACTIVE VIBROPROTECTION SYSTEM

The vehicle seat dynamic model of active vibroprotection system is reviewed in this work. On its basis design settlement scheme and mathematical model, considering dynamic properties of human-operator's body is offered.

VIBRATION ABRASIVE HANDLING AND VIBRATION SHOCK HARDENING

U.R. Kopylov, A.A. Kozhevnikov

CONTROL OF VIBRATION TRAJECTORY ON NEAR-RESONANCE CONDITIONS AT LARGE-SIZE PARTS VIBROIMPACT HARDENING

The article recounts about the opportunity of application near-resonance conditions for amplitude and trajectory of vibration control at large-size parts vibroimpact hardening by independent regulation of air pressure in rubber-cord air- resistant elements with non-linear buffer toughness characteristic on coordinate of control.

U.R. Kopylov, E.P. Gordienko

DESIGNING OF TECHNOLOGIES VIBROIMPACT HARDENINGS BY A METHOD OF ADDRESSING ON THE BASIS OF DESIGN-TECHNOLOGICAL CODING

The problem of creation the CAD/CAM system for vibroimpact hardenings of large-sized details of the difficult form with fastening by a method of addressing on the basis of the design-technological qualifier and coding is considered.

U.R. Kopylov

AUTOMATED PRODUCT DESIGN TECHNOLOGIES VIBROIMPACT HARDENINGS DETAILS

The problem of system engineering of the automated designing of technologies виброударного hardenings of details by a method of addressing and synthesis on the basis of computer modeling process is discussed.

U.R. Kopylov, A.U. Kopylov

MODELLING OF DYNAMICS AND TECHNOLOGY VIBROIMPACT HARDENINGS IN VIEW OF OPERATIONAL LOADINGS

In clause the way spline modelling of dynamics of process vibroimpacthardenings and formations of quality of a superficial layer is considered, at superficial elastic-plastic hardening the details designed with restriction on weight, according to law of distribution of operational loadings. The way allows to predict coordinates of an arrangement not enough the strengthened sites of a detail, to estimate efficiency of technological means of increase strength balancehardenings of various sites of details.

U.R. Kopylov, A.A. Losev

ABOUT NECESSITY OF KNOWLEDGE BANK CREATION FOR VIBROIMPACT HARDENING TECHNOLOGY AUTOMATION PROJECT

This article recounts about problem of shaping of knowledge bank, which is necessary for technological processes of details machining project by method of syntheses on the basis of computer designing.

U.R. Kopylov, S.U. Kopylov

COMPUTER DESIGNING OF TECHNOLOGIES VIBROIMPACT OF HARDENING ON THE BASIS OF CODING

Vibroimpact hardenings of large-sized details the problem of the automated computer designing of technologies is discussed with fastening on the basis of coding of details and technologies

U.R. Kopylov, A.S. Merchalov

ABOUT POSSIBILITY OF USE CLOSERESONANCE OF MODES AT VIBROSTRENCHENING HARDENING LARGE-SIZED DETAILS

The summary. Application possibilities CLOSERESONANCE modes are considered at modernisation or creation supersize vibrouproch-njajushchih installations of type ВУД-2500. Decrease in vibrating influence on the basis is provided at the expense of elastic fastening of a detail in the container, on-vyshenie stability of a mode of processing at variable weight of mobile system maintenance at the expense of application of pneumoelastic elements with the nonlinear buffer characteristic of rigidity.

MECHATRONICS AND ROBOTS

M. Ceccarelli, G. Carbone

DESIGN AND OPERATION OF FINGERED HANDS AND TWO-FINGER GRIPPERS FOR SPACE APPLICATIONS AS FROM EXPERINCES AT LARM

In this paper experiences with grasping devices that have been designed and developed at LARM in Cassino, are reported to discuss problems and requirements for grasping tasks, as specifically addressed for space applications. Two-finger grippers and fingered

hands are illustrated with characteristics and problems as identified with experimental experiences.

V. Arakelian, S. Briot, J.-P. LE Baron AND S. Jatsun

BALANCING OF ROBOTS VIA OPTIMAL MOTION CONTROL

A new field for shaking force and shaking moment balancing is the design of high-speed parallel manipulators, which are very efficient for advanced robotic applications. In this paper, an overview of shaking force and shaking moment balancing methods based on optimal control are presented. The shaking forces and the shaking moments on the frame of the manipulator are eliminated by optimal control of the centre of masses and end-effector. Numerical simulations carried out using the software ADAMS showed that after such a balancing, the significant reduction in shaking force and shaking moment can be achieved.

J. Viba, E. Kovals, G. Kulikovskis, M. Eiduks, J.-G. Fontaine, W. Megill

FLOATING ROBOT MOTION DYNAMICS ANALYSIS AND CONTROL SYNTHESIS

To best describe the robot motion dynamics, generally accepted denotations and coordinates of aircraft and ship movements are used. Robot motions are defined by the six degrees of freedom that a ship or boat can. Floating robot motion dynamics analysis by the methods of classical mechanics is made. Example of control synthesis with tree actions is given.

I. Zeidis, K. Zimmermann, V.V. Bartenev, S.F. Yatsun

A MATHEMATICAL MODEL OF CONTROLLED MOTION OF MOBILE WHEELED ROBOT ON ROUGH HORIZONTAL PLANE IN VISCOUS ENVIRONMENT

A mathematical model of controlled motion of mobile three-wheeled robot with two independent weighty driving wheels on rough plane in viscous environment has been offered in this paper.

M.A. Almaev, R.R. Sattarov

MATHEMATIC SIMULATION OF ELECTROMAGNETIC VIBRO-DRIVER

This article presented the special class of electromechanical converters - the linear vibration electromechanical converters. This electromagnetic vibration converters can be

used as a basic element of an fight device of a power line from ice-formation and moving along it.

A.I. Murzintsev, V.N. Kuznetsov

MODELLING OF THE ELECTROMAGNETIC DRIVE OF AUTOMOBILE BRAKE SYSTEM WITH INDEMNIFICATION OF DETERIORATION OF BRAKE PADS

Shortcomings of existing brake systems are considered. The review of modern workings out in the field of braking systems is given. The brake system in which brake pads presses by electromagnet is offered. As the system of indemnification of abrasion of brake pads is developed.

S.F. Jatsun, S.I. Savin, Al-Ezzy Abdulraqeb Said Yahya

DESIGN AND INFORMATION SYSTEM OF THE MOBILE ROBOT OF THE TECHNICAL SIGHT EQUIPPED WITH SYSTEM.

In article the design and features of management is considered by the three-wheeled mobile robot using the chamber as the basic source of the information. Algorithms of detecting of obstacles are offered.

S.F. Jatsun, P.A. Bezmen, G.V. Klimov, S.I. Savin

MATHEMATICAL MODELLING OF THE FLOATING ROBOT

The article discusses dynamics of the floating inertial robot and gives numerical experiment results of robot movement.

L.A. Savin

MECHATRONICAL BEARINGS

Article presents the analysis of perspective directions of development of modern rotoric systems, in particular, mechatronical supports of rotors with active control. Basic schemes of mechatronical systems and mechatronical bearings are resulted.

V.S. Dyshenko, M.S. Ponedelchenko

WORKING OUT INTEGRATION AND DESIGNS OF THE WALKING ROBOT

In article working out of a design of the walking biped robot anthropomorphous the type, capable to move on difficult surfaces at the expense of adaptation of contact elements to a moving surface is presented.

V.V. Bartenev, S.F. Yatsun

MOTION CONTROL OF MASS POINT ON ROUGH PLANE IN VISCOUS ENVIRONMENT WITH USE OF OPTIMUM COMBINED FUZZY CONTROLLER

The problem of motion control of mass point along given trajectory with use of optimum regulator that implements fuzzy-control and PID-control has been considered in this paper. The optimum parameters for the PID-controller have been calculated with use of genetic algorithm. The synthesis of the fuzzy regulator has been carried out with use of neuro-fuzzy network ANFIS. The controlled motion of mass point under condition of indeterminacy of the coefficient of dry friction has been simulated. The simulation data are given.

L.Yu. Volkova, B.V. Lushnikov, S.F. Jatsun

DEVELOPMENT AND COMPUTER MODELLING OF SYSTEM OF AUTOMATIC CONTROL OF THE DRIVE OF THE MOBILE VIBRATION-DRIVEN ROBOT

In article development and modelling in the program of Simulink/Matlab system of automatic control by a drive of the mobile vibration-driven robot moving on a rough surface at the expense of periodic movement of internal mass according to the demanded law is considered.

L.Yu. Volkova, S.F. Jatsun

INVESTIGATE OF MOVEMENT OF THE MOBILE VIBRATION DRIVEN ROBOT ON THE ROUGH SURFASE AT VARIOUS MODELS OF FORCE OF FRICTION

In article movement of the mobile vibration driven robot on a rough surface at various models of force of friction is considered. Results of mathematical modelling of movement of the robot are presented, influence of various models of forces of friction on characteristics of movement of the object is investigated.

E.Y. Kobzar, V.S. Dishenko, S.F. Jatsun

DESIGN OF ANTHROPOMORPHIC GRIPPER

In this paper authors offer design of an anthropomorphic multi-fingered gripper. Kinematic scheme and simulation in MatLAB software are presented. The prototype of the gripper is constructed.

I.V. Lupekhina, S.F. Jatsun, S.I. Savin, D.V. Khmelevskoy, V.U. Chubov

MODELLING OF THE MOBILE ROBOT MOVING BY MEANS OF JUMPS, USING ACCUMULATION OF MECHANICAL ENERGY.

In article the short review of jumping mobile robots is presented. The design and a control system of the jumping robot developed in KurskSTU are described. Results of mathematical modeling are presented.

S.F. Jatsun, G.V. Klimov, S.I. Savin

METHOD OF DEFINITION FACTOR OF VISCOUS RESISTANCE SURFACE ROBOT

In article the experimental method of definition factor of a viscous friction, with use of the stand providing uniform moving of sample, applied to research factor of a viscous friction of the surface inertial robot is described.

АЛФАВИТНЫЙ СПИСОК АВТОРОВ

Автор	Адрес	Стр.
A. Boyko	Riga Technical University, Institute of Mechanics	Ч.2, 75
Arakelian Vigen	Institut National des Sciences	Ч.2, 220
Briot S.	Institut de Recherches en Communications et Cybernétique (IRCCyN), France	Ч.2, 220
Giuseppe Carbone	DiMSAT- University of Cassino e-mail:{ceccarelli, carbone}@unicas.it	Ч.2, 211
I. Schukin	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия	Ч.2, 63
Jean-Guy Fontaine	Italian Institute of Technology, Italy Robotics, Via Morego 30, 16163, Genoa, Italy, Professor; e-mail: jean-guy.fontaine@iit.it	Ч.2, 65
Le Baron J.-P	Appliquées (INSA), Rennes, France	Ч.2, 220
Marco Ceccarelli	LARM: Laboratory of Robotics and Mechatronics, Via Di Biasio 43, 03043 Cassino (FR) Italy	Ч.2, 211
Megill W.	Bath University, England	Ч.2, 229
R. Smirnova	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия	Ч.2, 69
S. Polukoshko	Ventspils University College Engineering Research Center; e-mail: s.polukoshko@bmgs.lv	Ч.2, 69, 75
S. Sokolova	Riga Technical University, Institute of Mechanics	Ч.2, 75
I. Zeidis	PF 100565 Ilmenau, Germany, e-mail: Igor.zeidis@tu-ilmenau.de,	Ч.2, 237
K.Zimmermann	PF 100565 Ilmenau, Germany, e-mail: Klaus.zimmermann@tu-ilmenau.de	Ч.2, 237
Агеев Евгений Викторович	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, доцент кафедры «МТиО»	Ч.1, 287
Аксенова Т.И.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94	Ч.1, 306
Алмаев Марсель Альбертович	УГАТУ (Уфимский государственный авиационный технический университет), Респ.Башкортостан, г.Уфа, ул.К.Маркса, д.12, аспирант; e-mail: marsellll@yandex.ru	Ч.2, 251
Аль-Еззи Абдул Ракеб Саид Яхья	305040 Курск, 50 лет Октября, Курский государственный технический университет; аспирант (Йемен); e-mail: teormeh@inbox.ru	Ч.2, 261
Алябьева Татьяна Васильевна	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94	Ч.1, 265
Антипов В.А.	Самарский государственный университет путей сообщения	Ч.2, 127

Автор	Адрес	Стр.
Астапенко Александр Ильич	ООО «Предприятие «Энергомашконтроль», 404130, Волгоградская обл., г. Волжский, пр. Ленина, 1а, Волжская ГЭС, директор, кандидат технических наук; e-mail : AstapenkoAI@yandex.ru	Ч.2, 8, 14
Астапенко Андрей Александрович	Волгоградский государственный технический университет, магистрант кафедры «Автоматизация производственных процессов»; e-mail: AstapenkoAA@yandex.ru	Ч.2, 14
Афонин Андрей Валерьевич	ФГУП ГКНПЦ им.М. В. Хруничева – филиал КБ «Арматура», инженер по ремонту; e-mail: jaschik@inbox.ru	Ч.1, 243 Ч.2, 30
Базлов Денис Олегович	Орловский государственный технический университет, 302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29, аспирант; E-mail: deydoo@rambler.ru	Ч.1, 220
Бакланов Вячеслав Сергеевич	ОАО «Туполев», г. Москва, 105005, Набережная ак. Туполева, 17, гл. специалист, ученый секретарь НТС ОАО «Туполев»; e-mail: baklanov@tupolev.ru	Ч.2, 216
Барбашова Татьяна Александровна	Орловский государственный технический университет, 302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29, аспирант	Ч.2, 56, 102
Бартенев Виталий Владимирович	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, аспирант; e-mail: teormeh@inbox.ru	Ч.2, 237, 290
Безмен Петр Анатольевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, ассистент; e-mail: teormeh@inbox.ru	Ч.2, 269
Белозёрова Елизавета Борисовна	Мценский филиал Орловского государственного технического университета, преподаватель кафедры «Информатика»; e-mail: gavrilova_bgu@mail.ru	Ч.1, 52
Бересневич Виталий Иосифович	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, Рига, LV-1006, Латвия доктор инженерных наук, ассоциированный профессор; e-mail: vitalijs.beresnevics@rtu.lv	Ч.1, 53 Ч.2, 35
Беседин А.Г.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, кафедра физики	Ч.1, 312
Бондалетов Владислав Павлович	Ковровская государственная технологическая академия, кандидат технических наук, профессор, преподаватель кафедры теории и конструирования машин; e-mail: kanir@kc.ru	Ч.1, 239, 243

Автор	Адрес	Стр.
Бородина Марина Борисовна	г. Старый Оскол; e-mail: borodina_marina@mail.ru	Ч.1, 197
Булатова Мария Николаевна	Тульский государственный университет, 300600, г. Тула, пр. Ленина, 9, кафедра «Проектирование механизмов и деталей машин», ассистент e-mail: pmdm@tsu.tula.ru	Ч.1, 84
Быкова Татьяна Евгеньевна	ОАО «Завод им. Дегтярева», инженер-технолог; e-mail: jaschic@mail.ru	Ч.1, 243
Вальков Алексей Федорович	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, аспирант; e-mail: teormeh@inbox.ru	Ч.1, 151
Виба Янис Альфредович	Рижский технический университет, ул. Эзермалас, 6, г. Рига, LV-1006, Латвия, профессор, хабилитированный доктор инженерных наук; e-mail: janis.viba@rtu.lv	Ч.1, 18, 23,185 Ч.2, 35, 229
Волкова Людмила Юрьевна	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, магистр; e-mail: mila180888@yandex.ru	Ч.2, 305, 317
Вятерс И.	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия	Ч.1, 125
Герасимов Сергей Анатольевич	ОрелГТУ, г. Орел, пер.Ягодный 8-52, аспирант; e-mail: sa_gerasimov@mail.ru	Ч.1, 214, 227
Гнездилова О.А.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, кафедра ТГВ	Ч.1, 119
Говердовский Владимир Николаевич	Сибирский государственный университет путей сообщения 630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191, СГУПС, д-р. техн. наук, проф. кафедры технологии транспортного машиностроения и эксплуатации машин; e-mail: vova57ng@yahoo.com	Ч.2, 90, 96
Гордиенко Екатерина Петровна	Московский государственный университет путей сообщения (Воронежский филиал), 394088, г. Воронеж, Бульвар Победы, 45а-32, канд. техн. наук, доцент; e-mail: life9643@yandex.ru	Ч.2, 178
Грасманис Б.	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия	Ч.1, 185

Автор	Адрес	Стр.
Гросс Владимир Юлиусович	ФГОУ ВПО «Новосибирская государственная академия водного транспорта», канд. техн. наук, доцент, декан	Ч.2, 124
Гурова Елена Геннадьевна	ФГОУ ВПО «Новосибирская государственная академия водного транспорта», кафедра «Электрооборудование и автоматика», канд. техн. наук, ст. преподаватель; e-mail: lena319@mail.ru	Ч.2, 124
Дорбышев Максим Георгиевич	Самарский государственный технический университет, аспирант e-mail: scorpi@imbox.ru	Ч.1, 46
Дышенко Вячеслав Сергеевич	305040, г. Курск, 50 лет Октября, Курский государственный технический университет доцент, канд. техн. наук; e-mail: teormeh@inbox.ru	Ч.2, 281, 327
Емельянова Оксана Викторовна	305040, г. Курск, 50 лет Октября Курский государственный технический университет, аспирант; e-mail: teormeh@inbox.ru	Ч.1, 171
Журавлев Андрей Николаевич	Самарский государственный технический университет; канд. техн. наук, докторант; e-mail: zan.samgtu@mail.ru	Ч.1, 46
Замыцкий Олег Николаевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, аспирант	Ч.1, 124
Зобов А.В.	Сибирский государственный университет путей сообщения	Ч.2, 90, 96
Иванов Андрей Владимирович	Воронежский государственный технический университет, канд. техн. наук, доцент кафедры «Ракетные двигатели»; e-mail: iav308@inbox.ru	Ч.1, 246
Ивахненко Александр Геннадьевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, д-р техн. наук, проф.	Ч.1, 114
Изранова Г.В.	Самарский государственный университет путей сообщения	Ч.2, 133
Кабанов Виктор Алексеевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, д-р, канд. техн. наук, зав. кафедрой; e-mail__kva@kursknet.ru	Ч.1, 124
Карпова Г.В.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, кафедра физики	Ч.1, 300, 312
Карякин Дмитрий Юрьевич	Самарский государственный технический университет, магистрант	Ч.1, 46

Автор	Адрес	Стр.
Климов Г.В.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94; студент	Ч.2, 269, 343
Клоков А.	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия	Ч.1, 185
Клочков Виктор Николаевич	ГУ ВПО «Белорусско - Российский университет», 212005, г. Могилев, пр. Мира 43 (тел. 25-34-32), ст. преподаватель кафедры «Строительные, дорожные, подъемно-транспортные машины и оборудование»	Ч.1, 29
Кобелев В.Н.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94	Ч.1, 265
Кобелев Николай Сергеевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94	Ч.1, 119, 157, 265, 279, 283, 300
Кобзарь Екатерина Юрьевна	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94; магистр	Ч.2, 327
Ковалс Эдгарс	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия, научный сотрудник; e-mail: edgars.kovals@rtu.lv	Ч.2, 35, 229
Кожевников Алексей Александрович	Государственный университет путей сообщения (МИИТ), кандидат физико-математических наук, старший преподаватель; e-mail: akozhev@yandex.ru	Ч.2, 174
Кононова Ольга Владимировна	Рижский технический университет, д-р техн. наук	Ч.1, 18, 23
Копылов Андрей Юрьевич	Воронежское ООО АНДИМОТОРС, канд. техн. наук, проф., зам. директора по технической части; e-mail: andrey_motors@mail.ru	Ч.2, 190
Копылов Сергей Юрьевич	Воронежский государственный технический университет, аспирант	Ч.2, 200
Корнаев Алексей Валерьевич	Старооскольский технологический институт (филиал) «Национального исследовательского технологического университета «Московский институт стали и сплавов»,309516, Белгородская обл., г.Старый Оскол, мкр. Макаренко, 42, доцент кафедры «Технологии и оборудования в металлургии и машиностроении»; e-mail: rusakor@inbox.ru	Ч.1, 76

Автор	Адрес	Стр.
Корнаева Елена Петровна	Старооскольский технологический институт (филиал) «Национального исследовательского технологического университета «Московский институт стали и сплавов»,309516, Белгородская обл., г. Старый Оскол, м-н Макаренко, 42, ассистент кафедры «Технологии и оборудования в металлургии и машиностроении»; e-mail: lenoks_box@mail.ru	Ч.1, 76, 79
Копылов Юрий Романович	Воронежский государственный технический университет, д-р техн. наук, профессор	Ч.2, 174, 178, 184, 190, 196, 200, 205
Костин Н.А.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94	Ч.1, 109
Крайнова Л.Н.	Ивановский государственный технический университет	Ч.1, 252
Крюков Владимир Алексеевич	Тульский государственный университет, 300600, г. Тула, пр. Ленина, 92, кафедра «Проектирование механизмов и деталей машин», д-р техн. наук, профессор; e-mail: krukov@tula.net	Ч.1, 84
Кувардина Елена Михайловна	Курский государственный медицинский университет, каф. биологической и химической технологии, канд. техн. наук, доцент	Ч.1, 102
Кузнецов В.Н.	СТИ НИТУ МИСиС, г. Старый Оскол, м-н Макаренко, 42	Ч.2, 256
Кукайнис Олег Ансович	ул. Бривибас, 144, г. Рига, LV-1012, Латвия, директор Латвийского института гуминов; e-mail: jean-guy.fontaine@iit.it	Ч.1, 194
Куликовскис Гунтис	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия, научный сотрудник; e-mail: copis@inbox.lv	Ч.2, 35, 229
Курицин В.В.	Тульский государственный университет, 300600, г. Тула, пр. Ленина, 92	Ч.2, 11
Куц Вадим Васильевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, канд. техн. наук, доцент	Ч.1, 114
Ладыгин Сергей Фёдорович	ОрелГТУ, г. Орел, ул. Металлургов, 12-52, аспирант; e-mail: superdrum@rambler.ru	Ч.1, 210
Лазуткин Г.В.	Самарский государственный университет путей сообщения	Ч.2, 127
Локтионова Оксана Геннадьевна	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94	Ч.1, 109, 130, 279
Ломов С.М.	Омский государственный технический университет; канд. техн. наук, доцент	Ч.1, 70
Ломова О.С	Омский государственный технический университет; канд. техн. наук, доцент	Ч.1, 70

Автор	Адрес	Стр.
Лосев Александр Александрович	Воронежский государственный технический университет, соискатель; e-mail: losev.vrn@mail.ru	Ч.2, 196
Луканенко Владимир Григорьевич	Самарский государственный университет путей сообщения, профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности», д-р техн. наук; e-mail: gamaba@list.ru	Ч.2, 133
Лукиенко Леонид Викторович	Новомосковский институт РХТУ им. Д.И. Менделеева, д-р техн. наук, проф.; e-mail: lukienko_lv@mail.ru	Ч.1, 233
Лупехина Ирина Владимировна	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94; ассистент кафедры ТМиМ	Ч.2, 336
Лушников Борис Владимирович	Курский государственный технический университет, 305040 Курск, 50 лет Октября, 94, канд. техн. наук, доцент; e-mail: teormex@inbox.ru	Ч.1, 140 Ч.2, 305
Майоров Сергей Владимирович	ОрелГТУ Орел, Наугорское шоссе, 29, канд. техн. наук, ассистент; e-mail: pmpl@ostu.ru	Ч.1, 214
Медведев А.А.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94; аспирант кафедры ТМиМ	Ч.1, 179
Мерчалов Александр Сергеевич	ВоронежРТУ, аспирант; e-mail:zaratustra357@narod.ru	Ч.2, 205
Митяев Анатолий Григорьевич	ТулГУ, г. Тула, пр. Ленина 92 д-р техн. наук, профессор, кафедра теоретической механики; e-mail: tm@tsu.tula.ru	Ч.2, 11
Мищенко Владимир Яковлевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, канд. техн. наук, доцент кафедры ТМиМ	Ч.1, 137
Мищенко Елена Владимировна	Орловский государственный аграрный университет, 302030, г. Орел, ул. генерала Родина, 69, кафедра инженерной графики и механики, канд. техн. наук, доцент	Ч.1, 137
Моржавин Александр Вячеславович	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94; кафедра ТГВ, преподаватель	Ч.1, 279
Муницын Александр Иванович	Ивановский государственный энергетический университет, 153003, г. Иваново, ул. Рабфаковская, 39, ИГЭУ, канд. техн. наук, доцент кафедры теоретической и прикладной механики; e-mail: munitsyn@rambler.ru	Ч.1, 252

Автор	Адрес	Стр.
Мурзинцев Алексей Иванович	СТИ НИТУ МИСиС, г. Старый Оскол, м-н Макаренко, 42, аспирант; e-mail: steelguard@gmail.ru	Ч.2, 256
Мягков Ю.В.	Тульский государственный университет, 300600, г. Тула, пр. Ленина, 92	Ч.2, 11
Нгуен Хак Туан	Тхайнгуенский технический университет, Вьетнам (аспирант МГТУ «МАМИ»); e-mail: tuannkcn@yahoo.com	Ч.1, 96
Новохатская Т.	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия	Ч.1, 185
Панов В.В.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94	Ч.2, 159
Пановко Г.Я.	Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, 101990, г. Москва, Малый Харитоньевский переулок, д. 4	Ч.2, 81
Пауков В.М.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94	Ч.1, 306
Певзнер Александр Абрамович	Ярославский государственный педагогический университет им. К.Д. Ушинского, д-р техн. наук, доцент; e-mail: a.pevzner@yupu.yar.ru	Ч.2, 161
Петракова Оксана Александровна	Орловский государственный технический университет, деканат «Легкой промышленности», методист	Ч.2, 102
Петров Александр Викторович	ВоронежГТУ, д-р техн. наук, проф.; e-mail: urkopulov@mail.ru	Ч.1, 239
Петухова Мария Александровна	Самарский государственный университет путей сообщения, аспирант, программист; e-mail: maryiva@mail.ru	Ч.2, 127
Пивоваров О.А.	Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина; e-mail: sa_gerasimov@mail.ru	Ч.1, 203
Политов Евгений Николаевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94, канд. техн. наук, доцент кафедры ТМиМ; e-mail: politovyevgeny@rambler.ru	Ч.1, 257, 271, 287
Полунин Александр Иванович	Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, канд. техн. наук, доцент, профессор; e-mail: polynin@intbel.ru	Ч.1, 56
Полунин Вячеслав Михайлович	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94, кафедра физики	Ч.1, 294, 300, 306, 312

Автор	Адрес	Стр.
Полянский А.В.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94	Ч.1, 265
Понедельченко Максим Сергеевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94, студент	Ч.2, 281
Попиков Александр Александрович	Старооскольский технологический институт (филиал) НИТУ МИСиС, канд. техн. наук, доцент; e-mail: sanyok_s@bk.ru	Ч.1, 66
Прокопов Евгений Егорович	Орловский государственный технический университет, 302040, Орловская область, г. Орел, ул. Андрианова, 12а – 24, кафедра «Динамика и прочность машин», канд. техн.наук, доцент; e-mail: arisha@orel.ru	Ч.2, 102, 110
Путилин С.В.	Самарский государственный университет путей сообщения	Ч.2, 133
Радин С.Ю.	Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина; e-mail: sa_gerasimov@mail.ru	Ч.2, 146
Романченко Сергей Александрович	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94, студент; e-mail:seregapostman@rambler.ru	Ч.1, 283
Рослякова Л.И.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94, кафедра физики	Ч.1, 312
Рукавицын Александр Николаевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94	Ч.1, 151
Рыбак Лариса Александровна	БГТУ им. В. Г. Шухова, г. Старый Оскол, м-н Макаренко, 42, д-р техн. наук, проф.; e-mail: rl_bgtu@intbel.ru	Ч.2, 137
Рябков А.Л.	Самарский государственный университет путей сообщения	Ч.2, 127
Рябов Геннадий Кондратьевич	Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева, д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры «Машиностроение»	Ч.1, 239
Ряполов П.А.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94, кафедра физики	Ч.1, 294, 300
Ряполова Н.В.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94	Ч.1, 294
Савин Леонид Алексеевич	ОрелГТУ, г. Орел, Наугорское шоссе, 29, д.т.н., проф., заведующий кафедрой; e-mail: savin@ostu.ru	Ч.1, 66, 76, 210 Ч.2, 146, 152
Савин С.И.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94, студент	Ч.2, 261, 269, 336, 343
Саттаров Р.Р.	УГАТУ (Уфимский государственный авиационный технический университет), Респ.Башкортостан, г. Уфа, ул. К. Маркса, д. 12	Ч.2, 251

Автор	Адрес	Стр.
Сафаров Д.И.	Азейбарджанский технический университет, Баку	Ч.1, 39
Сачкова Светлана Игоревна	«Ижевский государственный технический университет», аспирант кафедры «Теоретическая механика и теория механизмов и машин»; e-mail: usebude@rambler.ru	Ч.1, 60
Севостьянов Владимир Семенович	Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 308012, г. Белгород ул. Костюкова, 46, д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Технологические комплексы, машины и механизмы», проректор по послевузовскому образованию	Ч.1, 34 Ч.2, 52
Семенихин Борис Анатольевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94, ст. преп. кафедры МТиО	Ч.1, 287
Сердобинцев Юрий Павлович	Волгоградский государственный технический университет, 400131, г. Волгоград, пр. Ленина, 28 д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Автоматизация производственных процессов» машиностроительного факультета; e-mail: app@vstu.ru	Ч.2, 14
Сиваченко Леонид Александрович	ГУ ВПО «Белорусско – Российский университет», 212005, г. Могилев, пр. Мира 43, д.т.н., профессор, профессор кафедры «Строительные, дорожные, подъемно-транспортные машины и оборудование»; e-mail: spectrol@tut.by	Ч.1, 29, 34 Ч.2, 52
Сиваченко Татьяна Леонидовна	Белгородский государственный технический университет, 212007 г.Могилев, пер. Глинки, д. 9; аспирант	Ч.2, 52
Сливинский Е.В.	Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина	Ч.1, 203 Ч.2, 146
Соломин Олег Вячеславович	ОрелГТУ, г. Орел, Наугорское шоссе, 29, д-р техн. наук, профессор	Ч.1, 93
Стороженко А.М.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября 94, кафедра физики	Ч.1, 312
Стручков Александр Александрович	ОрелГТУ, Орел, Наугорское шоссе, 29, канд. техн. наук, доцент e-mail: pmpl@ostu.ru	Ч.1, 214
Сытин Антон Валерьевич	ОрелГТУ, г. Орел, ул. Игнатова, 33-56, канд. техн. наук, доцент кафедра «Инженерная графика и САПР»; e-mail: sytin@mail.ru	Ч.1, 210

Автор	Адрес	Стр.
Сычев Геннадий Тимофеевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, кафедра физики	Ч.1, 312
Тарасова Елена Сергеевна	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, магистр	Ч.1, 162, 271
Теплова Т.А.	Орловский государственный технический университет, 302040, Орловская область, г. Орел, ул. Андрианова, 12а – 24	Ч.2, 110
Тинькова Анна Вячеславовна	ФГОУ СПО «Курский электромеханический техникум»	Ч.1, 157
Типанс И.	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия; научный сотрудник	Ч.1, 185
Трофимов А.Н.	Сибирский государственный университет путей сообщения 630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191	Ч.2, 90, 96
Туладхар Д.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94; аспирант (Непал)	Ч.1, 257, 271
Тютюнов Д.Н.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94	Ч.1, 119
Фоминова Ольга Владимировна	Орловский государственный технический университет, 302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29, канд. техн. наук, доцент каф. «Теоретическая и прикладная механика»	Ч.2, 56, 106
Хмелевской Д.В.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, студент	Ч.2, 336
Хотынюк С.С.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, кафедра физики	Ч.1, 306
Цыфанский Семен Львович	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия; хабилитированный доктор инженерных наук, профессор; e-mail: semjons.cifanskis@rtu.lv	Ч.1, 18, 23, 194 Ч.2, 35
Чаплыгин Константин Викторович	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, инженер кафедры ТМиМ, аспирант	Ч.2, 18, 24
Черевко Александр Николаевич	Полтавский национальный технический университет им. Юрия Кондратюка, Первомайский проспект, 24, г. Полтава, Украина, 36011; канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой теоретической механіки e-mail: k27@pntu.edu.ua	Ч.2, 46
Чернышев Владимир Иванович	Орловский государственный технический университет, 302020 Орел, Наугорское шоссе, 29, д-р техн. наук, профессор кафедры «Динамика и прочность машин»; e-mail: gari1@list.ru	Ч.2, 56, 106

Автор	Адрес	Стр.
Чернышев Олег Григорьевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, ст. преп. кафедры ТМиМ	Ч.1, 162, 257
Черепанов Андрей Андреевич	305040, г. Курск, 50 лет Октября, Курский государственный технический университет; аспирант; e-mail: teormeh@inbox.ru	Ч.1, 130
Чичварин Алексей Валерьевич	СТИ НИТУ МИСиС, г. Старый Оскол, м-н Макаренко, 42, канд. техн. наук, доцент; e-mail: ch_alexx79@rambler.ru	Ч.2, 137
Чубов В.Ю.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, студент	Ч.2, 336
Шабанова И.А.	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, 94, кафедра физики	Ч.1, 300, 306
Шаройкина Елена Александровна	ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», Аспирант кафедры «Строительные, дорожные, подъемно-транспортные машины и оборудование»	Ч.1, 29
Шевякин Виталий Николаевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, д-р техн. наук, профессор кафедры ТМиМ	Ч.2, 159
Шохин Александр Евгеньевич	Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, 101990, г. Москва, Малый Харитоньевский переулок, д. 4, ведущий инженер e-mail: shohinsn@mail.ru	Ч.2, 81
Шталс Лаурис	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия, научный сотрудник; E-mail: teormeh@inbox.lv	Ч.2, 35
Эйдукс Марис	Рижский технический университет, ул. Эзермалас 6, г. Рига, LV-1006, Латвия, научный сотрудник; e-mail: maris.eiduks@rtu.lv	Ч.2, 35, 229
Яковлева Е.И.	e-mail: nhi.omgtu@mail.ru	Ч.1, 70
Яцун Андрей Сергеевич	Курский государственный технический университет, 305040, г. Курск, 50 лет Октября, магистр	Ч.2, 152
Яцун Сергей Федорович	Курский государственный технический университет, 305040 Курск, 50 лет Октября д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Теоретическая механика и мехатроника»; e-mail: teormeh@inbox.ru	Ч.1, 34, 109, 130, 151, 162 Ч.2, 18, 220, 237, 261, 362, 290, 305, 317, 327, 336, 343

Научное издание

УПРАВЛЯЕМЫЕ ВИБРАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И МАШИНЫ

Сборник научных трудов

В 2 частях

Часть 2

Редактор *Н.В. Комардина*

Компьютерная верстка и макет *О.А. Леоновой*

Подписано в печать 30.04.10 . Формат 60х84 1/8. Бумага офсетная.

Усл. печ. л. 42,5. Уч.-изд. л. 21,6. Тираж 120 экз. Заказ .

Курский государственный технический университет.

305040, Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Отпечатано в Курском государственном техническом университете.