

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

ИЗДАНИЕ ГОСУДАРСТВЕННОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ»

Журнал издается с января 1958 г.

ТОМ 53

ФЕВРАЛЬ 2010

№ 2

ТЕМАТИЧЕСКИЙ ВЫПУСК

ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ И ПРИКЛАДНЫЕ ПРОБЛЕМЫ НАДЕЖНОСТИ И ТОЧНОСТИ МАШИН И ПРИБОРОВ

Под редакцией доктора технических наук, профессора В. М. Мусалимова

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
ДИНАМИКА МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ	
Биндер Я. И., Мусалимов В. М., Сергушин П. А., Соколов Д. А. Динамика гироскопического инклинометра.....	7
Тимофеев Б. П., Соколов Д. А., Дайнеко В. Ю., Бартош Р. А. Варианты конструктивного исполнения универсального малогабаритного гироскопического инклинометра.....	11
Мусалимов В. М., Ноздрин М. А., Родин Н. В. Динамический анализ уплотнительного элемента скважинного прибора.....	16
Беляев А. К. Динамическая устойчивость зубчато-ременной передачи.....	20
Шамберов В. Н. Фрикционные автоколебания в механических системах.....	24
МЕХАТРОНИКА	
Кошкин И. А., Смирнов А. Б. Пьезоэлектрический двухкоординатный дефлектор маркирующего лазера.....	29
Смирнов А. Б., Крушинский И. А. Исследование пьезоэлектрического схвата с резонансным очувствлением и микропозиционированием.....	33
ДИАГНОСТИКА И ТОЧНОСТЬ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ	
Ефремов Л. В. Моделирование трендов погрешности диагностических приборов.....	38
Анодина-Андриевская Е. М. Методы и средства построения комплексных систем входного контроля шарикоподшипников.....	43

Мешковский И. К., Киселев С. С., Куликов А. В., Новиков Р. Л. Дефекты намотки оптического волокна при изготовлении чувствительного элемента волоконно-оптического интерферометра.....	47
ВИЗУАЛИЗАЦИЯ И ОБРАБОТКА ИЗОБРАЖЕНИЙ	
Ларин М. С. Моделирование дополненной реальности	52
Воронцов Е. А., Мусалимов В. М. Проблемы оценивания динамической остроты зрения	57
СООБЩЕНИЯ	
Тимофеев Б. П., Дайнеко В. Ю. Шестеренные насосы с внутренним цевочным внецентроидным зацеплением.....	61
Войнов К. Н., Самойлова Е. В., Черток Е. В. Новые приборы и устройства для работы со смазочными материалами	65
Заморуев Г. Б., Ноздрин М. А., Шаветов А. В. Формирование учебного процесса на базе курса „Компьютерное управление мехатронными системами“	69
ИНФОРМАЦИЯ	73
SUMMARY (<i>перевод Ю. И. Копилевича</i>).....	74

THEMATIC ISSUE

FUNDAMENTAL AND APPLIED PROBLEMS MACHINES AND INSTRUMENTS RELIABILITY AND PRECISION

By Edition of V. M. Musalimov, Doctor of Technical Science, Professor

CONTENTS

INTRODUCTION	5
DYNAMICS OF MECHANICAL SYSTEMS	
Binder Ya. I., Musalimov V. M., Sergushin P. A., Sokolov D. A. Dynamics of Gyroscopic Inclinometer	7
Timofeev B. P., Sokolov D. A., Daineko V. Yu., Bartosh R. A. Alternative Constructions of Universal Small-Sized Gyro Inclinometer	11
Musalimov V. M., Nozdrin M. A., Rodin N. V. Dynamic Analysis of Gasket in Down-Hole Instrument	16
Belyaev A. K. Dynamic Stability of Tooth-Belt Gear	20
Shamberov V. N. Friction Self-Oscillations in Mechanical Systems	24
MECHATRONICS	
Koshkin I. A., Smirnov A. B. Piezoelectric Two-Coordinate Deflector for Marking Laser	29
Smirnov A. B., Krushinsky I. A. Exploration of a Piezoelectric Grip with Sensing and Micro-Positioning	33
DIAGNOSTICS AND PRECISION OF MACHINERY AND MECHANISMS	
Efremov L. V. Trends of Error Modeling for Diagnostic Instruments	38
Anodina-Andrievskaya E. M. Methods and Software for Ball-Bearing All-Round Input Testing	43
Meshkovsky I. K., Kiselev S. S., Kulikov A. V., Novikov R. L. Defects of Optical Fiber Winding in Manufacturing of Sensitive Element of Fiber-Optic Interferometer	47
VISUALIZATION AND IMAGE PROCESSING	
Larin M. S. Modeling of Augmented Reality	52
Vorontsov E. A., Musalimov V. M. Problems of Estimation of Dynamic Acuity of Vision	57

REPORTS

Timofeev B. P., Daineko V. Yu. Tooth-Wheel Pumps with Internal Extracentroidal Gearing	61
Voynov K. N., Samoylova E. V., Chertok E. V. New Devices and Facilities for Work with Lubricants	65
Zamoruev G. B., Nozdrin M. A., Shavetov A. V. Formation of Educational Process on the Base of a Rate “Computer Control of Mechatronics Systems”	69
INFORMATION	73
SUMMARY	74

Editor-in-Chief E. B. Yakovlev

ПРЕДИСЛОВИЕ

Тематический выпуск журнала посвящен проблемам механики, мехатроники, технического зрения и обработки изображений, связанным с задачами приборостроения. Как и 110 лет тому назад, когда в России было создано первое специализированное учебное заведение по подготовке специалистов в области точной механики и оптики, механика остается одной из самых востребованных научных дисциплин. Представленные работы в разное время обсуждались на конференциях в Санкт-Петербургском государственном университете информационных технологий, механики и оптики (СПбГУ ИТМО) и Институте проблем машиноведения РАН. В работе конференций принимали участие научные сотрудники СПбГУ ИТМО, СПбГПУ, ИПМаш РАН и других высших учебных заведений и научно-исследовательских институтов.

В разделе „Динамика механических систем“ представлены статьи, посвященные решению задач, возникающих при проектировании современных измерительно-навигационных систем для координатной привязки глубинных скважин, приведены варианты конструкторских разработок малогабаритных гироинклинометров и осуществлен динамический анализ уплотнительного элемента скважинного прибора; а также исследована динамическая устойчивость зубчато-ременной передачи, широко используемой в средствах оргтехники, и обозначены проблемы фрикционных автоколебаний в управляющих системах.

Раздел „Мехатроника“ содержит материалы по пьезоэлектрическим приборам микропозиционирования.

В разделе „Диагностика и точность машин и механизмов“ представлены актуальные разработки по моделированию трендов погрешности приборов и по диагностике шарикоподшипников. Описано оригинальное устройство для намотки оптического волокна и даны оценки погрешностей упаковки витков, возникающих при намотке.

По инициативе РАН в 2006 г. был организован Национальный комитет РАН по распознаванию образов и анализу изображений. Раздел „Визуализация и обработка изображений“ находится в рамках этого направления — работы, представленные здесь, создают базу для моделирования новейших навигационных средств и основу для оценивания динамической остроты зрения био- и роботизированных систем.

В разделе „Сообщения“ помещена информация о конструкторских разработках по зубчатым зацеплениям, используемым в приборостроении, а также о новых приборах для работы с жидкими средами. Обсуждены возможности формирования учебного процесса на базе класса учебных роботов.

Все работы представляют интерес как для научных сотрудников, так и для преподавателей, аспирантов и студентов.

*Профессор кафедры мехатроники
Санкт-Петербургского государственного университета
информационных технологий, механики и оптики,
доктор технических наук В. М. МУСАЛИМОВ*

INTRODUCTION

The thematic issue of the Journal is dedicated to problems of mechanics, mechatronics, technical vision and image processing, related to instrument making. Just as 110 years ago, when the first specialized educational institution has been established in Russia for training of specialists in fine mechanics and optics, mechanics remains today one of the most needed scientific disciplines.

Articles presented here have been discussed earlier at conferences held at St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics (SPb ITMO), and at Institute of Problems of Mechanical Engineering (IPME), Russian Academy of Sciences. Scientists and researchers from SPb ITMO, St. Petersburg State Polytechnical University, IPME, and other educational and scientific institutions have attended the conferences.

Articles presented in Section “Dynamics of Mechanical Systems” deal with problems of design of modern measuring-navigation systems for coordinate fixation of deep boreholes, some construction variants of small-sized inclinometers are described, dynamical analysis of gasket in down-hole instrument is carried out; dynamic stability of tooth-belt gear commonly used in office machines is investigated; several problems of friction self-oscillation in control systems are formulated.

Section “Mechatronics” contains articles on piezoelectric instruments for micro-positioning.

Section “Diagnostics and Precision of Machinery and Mechanisms” includes actual results on modeling of error trend for diagnostic instruments, and on ball-bearing testing. An original device for optical fiber winding is described, and estimates are given for reeling defects.

In 2006 National Committee on Pattern Recognition and Image Processing has been set up at Russian Academy of Sciences. Section “Visualization and Image Processing” relates to this area of scientific exploration. Articles presented here create a basis for modeling of modern navigation means and for estimation of dynamic acuity of vision of bio and robotized systems.

Section “Reports” contains information on engineering development of tooth-wheel gears used in instrument making, on new devices working with lubricants. Perspectives of organization of educational process on the base of a class of educational robots are discussed.

All the articles in this thematic issue is of interest for scientific researchers as well as for lecturers and students.

*Doctor of Technical Science, Professor
V. M. MUSALIMOV*

ДИНАМИКА МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

УДК 531.746:531.3:534.833

Я. И. БИНДЕР, В. М. МУСАЛИМОВ, П. А. СЕРГУШИН, Д. А. СОКОЛОВ

ДИНАМИКА ГИРОСКОПИЧЕСКОГО ИНКЛИНОМЕТРА

Исследована динамика скважинного гироскопического инклинометра при спускоподъемных операциях. Для анализа динамики использованы определяющие уравнения для спирально-анизотропных тел. Произведены расчеты гидродинамического сопротивления на базе уравнений Навье — Стокса. Приведено сопоставление расчетов с экспериментальными данными.

Ключевые слова: скважинный прибор, гироскопический инклинометр, спирально-анизотропное тело, продольно-крутильные колебания, уравнение Навье — Стокса, демпфирование колебаний.

Использование бесплатформенного малогабаритного гироскопического инклинометра, работающего в режиме непрерывной съемки, — практически единственный в настоящее время способ, позволяющий обеспечить мониторинг пространственного положения любых скважин и тем самым удовлетворить требованиям, принятым основными мировыми нефтедобывающими компаниями. Появление этих требований обусловлено интенсивным развитием процессов направленного бурения, строительством скважин с высоким коэффициентом сложности и, следовательно, необходимостью решения задач оптимальной проводки их стволов в трехмерном геологическом пространстве.

Как показал анализ результатов проведения непрерывной съемки в скважинах различного типа, наиболее существенным внешним фактором, во многом определяющим точностные характеристики этого режима, является так называемый „моторный эффект“, т.е. вращательное движение кабеля, обусловленное, с одной стороны, его упругой деформацией, а с другой — вертикальным линейным удлинением (укорочением) его свободного конца в процессе спускоподъемных операций скважинного прибора. Возникает необходимость „скорректировать“ естественное крутильное движение кабеля.

Кабельно-тросовая конструкция (КТК), служащая подвесом скважинных приборов, представляет собой систему, в которой при действии внешних нагрузок формируются крутильно-продольные колебательные процессы. Исследование этих процессов позволяет рассматривать задачу стабилизации движения прибора как задачу ограничения крутильно-продольных колебаний.

Из теории спирально-анизотропных тел (САТ) известны уравнения статического равновесия деформируемого анизотропного тела [1]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P}{\pi R^2} &= a_{11}e + a_{12}\hat{\theta}; \\ \frac{M}{\pi R^3} &= -a_{21}e + a_{22}\hat{\theta}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где P — осевая нагрузка, M — крутящий момент, R — радиус САТ, a_{11} — модуль растяжения-сжатия, a_{12} , a_{21} — модули растяжения-кручения, a_{22} — модуль кручения, e — относительная осевая деформация, $\hat{\theta}$ — угол поворота поперечных сечений кабеля.

Соответственно динамика САТ может быть представлена системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{e} &= -\pi R^2 a_{11} e - \pi R^2 a_{12} \hat{\theta}; \\ J\ddot{\hat{\theta}} &= \pi R^3 a_{21} e - \pi R^3 a_{22} \hat{\theta}, \end{aligned} \right\}$$

в которой согласно принципу Даламбера [2] использованы равенства

$$P = m\ddot{e}; \quad M = J\ddot{\hat{\theta}},$$

где m — масса САТ, J — тензор инерции САТ, \ddot{e} — продольное ускорение, $\ddot{\hat{\theta}}$ — угловое ускорение.

Введем следующие обозначения:

$$A_{11} = \pi R^2 a_{11}; \quad A_{12} = \pi R^2 a_{12}; \quad A_{21} = \pi R^3 a_{21}; \quad A_{22} = \pi R^3 a_{22}; \quad s = d/dt.$$

Для учета внутреннего трения введем коэффициенты k_1 , k_2 ; введем также параметр $u(t)$ — входное воздействие. В результате получим

$$\left. \begin{aligned} e &= \frac{1}{s^2} \left(-\frac{A_{11}}{m} e - \frac{A_{12}}{m} \hat{\theta} \right) - \frac{1}{s} \frac{k_1}{m} e, \\ \hat{\theta} &= \frac{1}{s^2} \left(\frac{A_{21}}{J} e - \frac{A_{22}}{J} \hat{\theta} \right) + \frac{1}{s} \frac{k_2}{J} \hat{\theta} + u(t). \end{aligned} \right\}$$

Рассмотренная система имеет две степени свободы. Для упрощения расчетов приведем ее к системе с одной степенью свободы.

В качестве внешней нагрузки в исходной системе (1) выступает сила P , а момент $M = 0$, т.е. реализуется схема нагружения „свободное растяжение“ [3]. В этом случае величины e и $\hat{\theta}$ оказываются связанными: $a_{21}e = -a_{22}\hat{\theta}$, откуда $e = -\frac{a_{22}}{a_{21}}\hat{\theta}$, а система (1) преобразуется к виду

$$\frac{P}{\pi R^2} = \hat{\theta} \left(-a_{11} \frac{a_{22}}{a_{21}} + a_{12} \right).$$

Правая часть этого уравнения представляет собой упругую составляющую вращательного движения, а левая — внешнюю нагрузку.

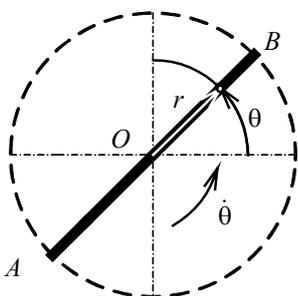


Рис. 1

Обозначим $\left(-a_{11} \frac{a_{22}}{a_{21}} + a_{12} \right) = a_{22}^*$ и запишем уравнение свободных крутильных колебаний:

$$J\ddot{\theta} + a_{22}^* \theta = 0.$$

Для демпфирования колебаний целесообразно использовать естественную жидкостную среду скважины, вдоль которой с ограниченной скоростью перемещается прибор. Для этого вдоль прибора устанавливаются тормозные лопасти, обеспечивающие гидродинамическое сопротивление. Схема движения лопастей сопротивления

AOB представлена на рис. 1, где $AO = OB = R$; r , θ — полярные координаты.

Рассмотрим уравнение Навье — Стокса [4]:

$$\rho \left[\frac{\partial V}{\partial t} + (V \nabla) V \right] = -\nabla P_{06} - \nabla \Phi, \quad (2)$$

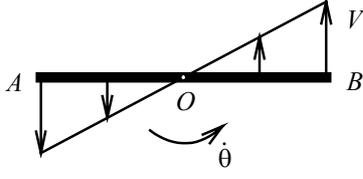
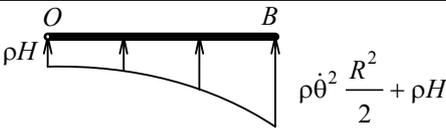
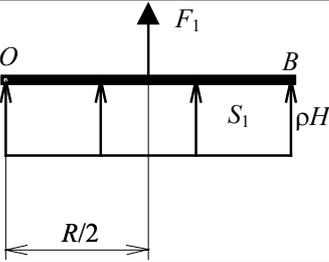
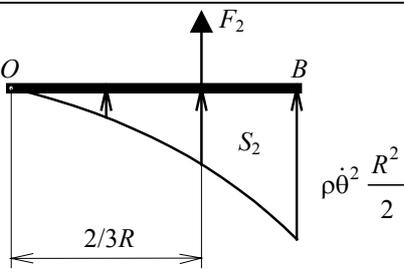
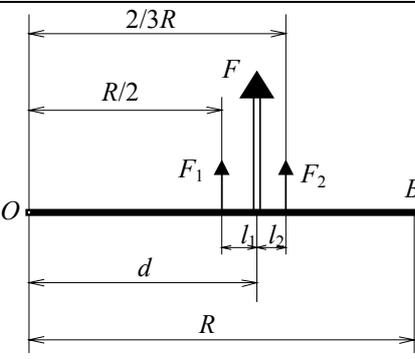
где ρ — объемная плотность жидкости, t — время, V — скорость движения тела в жидкости, ∇ — оператор Гамильтона, $P_{об}$ — объемная сила (действует на единичный объем), Φ — удельная сила тяжести.

При $\frac{\partial V}{\partial t} = 0$ из уравнения (2) получим

$$\rho(V\nabla)V = -\nabla P_{об}; \quad \rho\left(V\frac{\partial}{\partial r}\right)V = -\frac{\partial}{\partial r}P_{об}; \quad \rho V\frac{\partial V}{\partial r} = -\frac{\partial P_{об}}{\partial r}, \quad \frac{\partial V}{\partial r} = \dot{\theta}.$$

Промежуточные расчеты по определению момента сопротивления сведены в таблице [5].

Таблица

Эпюры нагрузок	Расчетные значения нагрузок
	$V = \dot{\theta}r$
	$\rho\dot{\theta}^2 r = -\frac{\partial P}{\partial r}$
	$F_1 = R\rho H$
	$F_2 = \frac{\rho\dot{\theta}^2}{4} R^3$
	$F = F_1 + F_2$

Примечание. Здесь $r = 0 \dots R$ — радиус-вектор, F_1 — приведенная сила от глубины погружения, F_2 — приведенная сила от скорости вращения, F — суммарная сила, d — плечо суммарной силы, S_1 — площадь эпюры силы F_1 , S_2 — площадь эпюры силы F_2 , H — глубина погружения.

Для нахождения суммарной силы по направлению z следует умножить полученную силу F на длину лопасти L_z : $F^* = FL_z$.

Момент сопротивления определяется по формуле

$$M_c = F^* d,$$

где $d = \frac{R}{2} + \frac{R}{6} \frac{\rho}{\gamma} \frac{\dot{\theta}^2 R^2}{4H} \left(1 + \frac{\rho}{\gamma} \frac{\dot{\theta}^2 R^2}{4H} \right)^{-1}$ — плечо, или по формуле

$$M_c = RL_z (F_1 + F_2) \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{6} \left(\frac{F_1}{F_2} + 1 \right)^{-1} \right]. \quad (3)$$

Для неконсервативной системы уравнение (3) преобразуется к виду

$$J\ddot{\theta} + a_{22}^* \dot{\theta} = -M_c.$$

На рис. 2, а, б представлены графики сравнения соответственно расчетных и экспериментальных данных, полученных в результате ступенчатого опускания инклинометра с конструктивным демпфером в скважину, при $\delta = 0,5$ (рис. 2, а) и $\delta = 0,8$ (рис. 2, б).

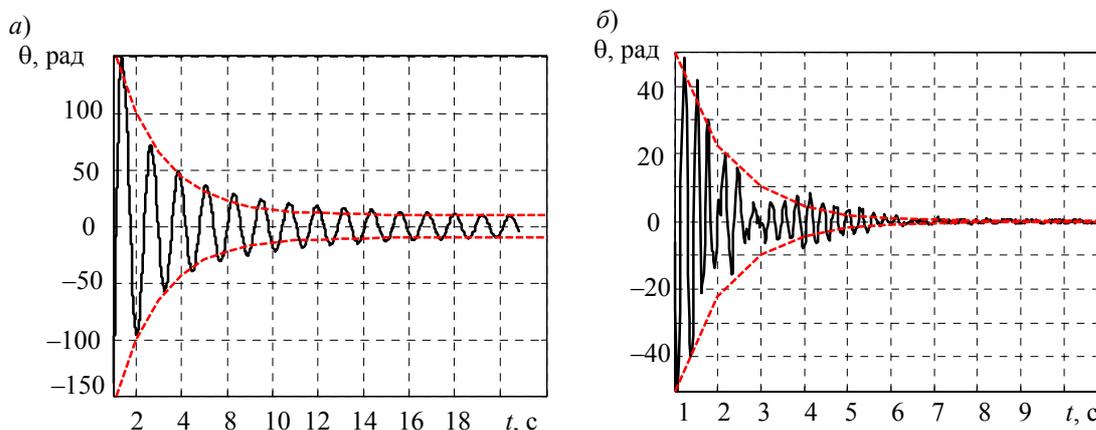


Рис. 2

Результаты исследований позволяют сделать следующие выводы:

- динамика гироскопического инклинометра в основном зависит от особенностей его кабельно-тросовой конструкции;
- использование теории спирально-анизотропных тел позволяет эффективно оценить динамику КТК и определить технические средства демпфирования угловых колебаний системы;
- на основе достижений в области гидродинамики (уравнения Навье — Стокса) рассчитаны конструктивные характеристики гидродинамического демпфера;
- теоретические расчеты удовлетворяют экспериментальным данным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мусалимов В. М. Механика деформируемого кабеля. СПб: СПбГУ ИТМО, 2005. 203 с.
2. Воронков И. М. Курс теоретической механики. М.: Гостехиздат, 1957. 596 с.
3. Мусалимов В. М., Соханев Б. В. Механические испытания гибких кабелей. Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1984. 64 с.
4. Чихос Х. Системный анализ в трибонике: Пер. с англ. М.: Мир, 1982. 351 с.
5. Дарков А. В., Штиро Г. С. Сопротивление материалов. М.: Высш. школа, 1975. 656 с.

	<i>Сведения об авторах</i>
Яков Исаакович Биндер	— канд. техн. наук, доцент; ОАО „Электромеханика“, Санкт-Петербург; генеральный директор; E-mail: mail@elmech.ru
Виктор Михайлович Мусалимов	— д-р техн. наук, профессор; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: musalimov@mail.ifmo.ru
Павел Анатольевич Сергушин	— Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники; ассистент; E-mail: pavel.sergushin@gmail.com
Дмитрий Александрович Соколов	— ОАО „Электромеханика“, Санкт-Петербург; науч. сотрудник; E-mail: d.a.sokolov@mail.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники СПбГУ ИТМО

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

УДК 531.746

Б. П. ТИМОФЕЕВ, Д. А. СОКОЛОВ, В. Ю. ДАЙНЕКО, Р. А. БАРТОШ

ВАРИАНТЫ КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО ГИРОИНКЛИНОМЕТРА

Представлены варианты конструктивного исполнения гироинклинометра с расположением вектора кинетического момента гироскопа в диаметральной плоскости скважинного прибора, что позволяет организовать вращение корпуса гироскопа как вокруг поперечной, так и вокруг продольной оси прибора. Предложены технические решения конструктивной реализации гироинклинометра.

Ключевые слова: гироинклинометр, гироскоп, скважинный прибор.

Постановка задачи. В процессе разработки серии универсальных гироскопических инклинометров, предназначенных для работы в скважинах с малым диаметром и произвольной ориентацией ствола, был предложен и проанализирован ряд новых технических решений [1, 2]. В настоящей статье рассматривается конструктивная компоновка гироинклинометра, реализующая „диаметральную“ схему прибора с возможностью дополнительного разворота вокруг его продольной оси и отвечающая требованиям, диктуемым условиями подземной навигации.

Краткий обзор схем построения гироинклинометров. В так называемой „продольной“ схеме гироинклинометра ось кинетического момента двухосного датчика угловой скорости (ДУС) совпадает с продольной осью скважинного прибора (или, что то же самое, оси чувствительности двухосного измерителя, в том числе и при отсутствии механического носителя кинетического момента, находятся в поперечной плоскости). Данная схема позволяет производить промерочные работы как в точечном (во время остановок скважинного прибора), так и в непрерывном режиме.

В первом случае в процессе поиска плоскости меридиана места используется хорошо известная процедура гирокомпасирования. Исследование продольной схемы подтвердило, что она имеет принципиальное ограничение, затрудняющее (а в ряде случаев делающее невозможным) ее применение в точечном режиме при измерении угловых параметров, расположенных близко к линии „запад — восток“ [1].

В непрерывном режиме на основе уравнений Пуассона, при неких начальных условиях, заданных извне или полученных с помощью того же компасирования, интегрируются показания

двухосного ДУС. Такой режим работы прибора получил также название бесплатформенного гироскопа направления (ГН).

В „поперечной“ схеме построения гироскопа главная ось двухосного датчика угловой скорости ориентирована в поперечной плоскости скважинного прибора, что позволяет в рамках схемы с одним ДУС осуществить компасирование при любой ориентации скважины (так называемая адаптивность к траектории) [2]. Однако это техническое решение принципиально не сочетается с режимом бесплатформенного ГН, что резко ограничивает востребованность гироскопа, построенного по поперечной схеме. В то же время следует отметить принципиальную возможность развития на базе этой схемы режима физической стабилизации инклинометра относительно оси скважинного прибора, т.е. создания ГН на базе одноосного гиросtabilизатора.

Так называемая „диаметральная“ схема, предложенная несколько лет назад [3], представляется наиболее совершенной в ряду технических решений для бесплатформенных инклинометров. Она предусматривает разворот корпуса гироскопа вокруг поперечной оси скважинного прибора. При этом вектор кинетического момента перпендикулярен оси разворота и находится в диаметральной плоскости скважинного прибора.

Эта схема совмещает в себе достоинства предыдущих, позволяя создать на основе одного двухосного ДУС полностью универсальный гироскопический инклинометр, способный эффективно работать как в точечном, так и в непрерывном режиме. Теоретические вопросы работы диаметральной схемы освещены в соответствующих публикациях [3, 4].

В связи с появлением диаметральной схемы особую актуальность приобрели разработка и исследование возможностей применения инклинометра в непрерывном режиме. Это связано как с желанием заказчиков получать подробные данные о „высокочастотном“ пространственном спектре траектории скважин, так и с общей тенденцией повышения производительности съемки.

Конструктивное исполнение гироскопического инклинометра. Универсальный гироскопический инклинометр, функциональная схема которого представлена на рис. 1, содержит следующие основные узлы:

- скважинный модуль ориентации (СМО);
- телеметрическую линию связи (ТЛС);
- персональный компьютер (ПК).

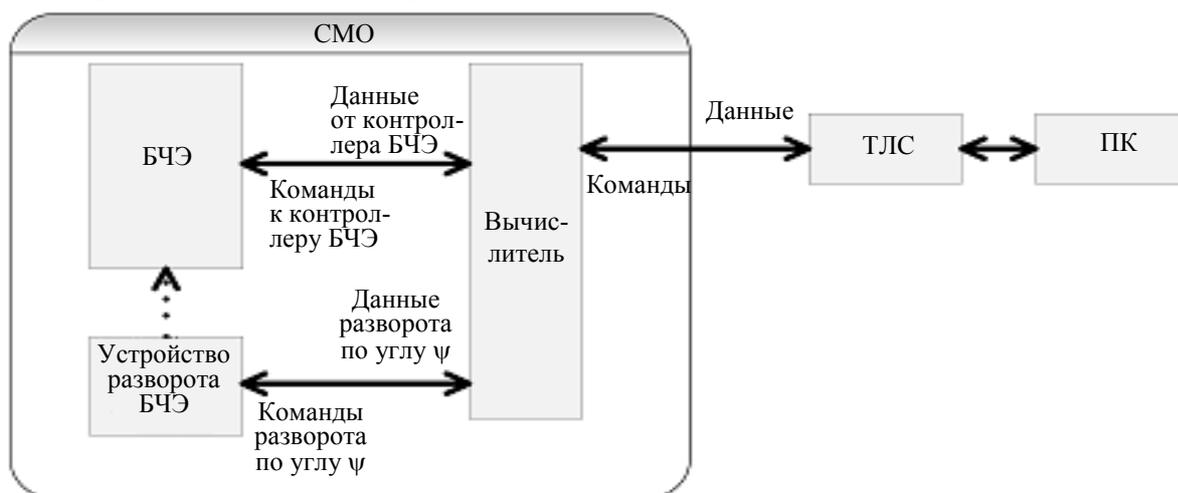


Рис. 1

Линию связи образует аппаратура скважинного модуля связи (СМС) и наземного прибора. Скважинные модули ориентации и связи конструктивно объединены в единый скважинный прибор, который представляет собой цилиндр с наружным диаметром 42 мм и длиной 1800 мм и связан с наземным прибором геофизическим кабелем.

СМО предназначен для определения проекций кажущегося ускорения и угловой скорости на ортогональные оси системы координат, связанной с корпусом скважинного прибора, формирования навигационных параметров и трансляции этой информации в персональный компьютер через линию связи.

Скважинный модуль ориентации включает в себя следующие функциональные узлы (см. рис. 1):

- блок чувствительных элементов (БЧЭ);
- устройство продольного разворота БЧЭ (по углу ψ);
- вычислитель;
- источник вторичного питания.

Конструкция СМО должна обеспечивать:

- установку гироскопа внутри корпуса скважинного прибора;
- развороты ДУС вокруг поперечной оси скважинного прибора;
- измерение угла разворота корпуса ДУС;
- развороты БЧЭ вокруг продольной оси скважинного прибора;
- соединения электрических цепей гироскопа и скважинного прибора.

Блок чувствительных элементов, функциональная схема которого представлена на рис. 2, содержит:

- трехосный блок акселерометров (БА), построенный на четырех микромеханических акселерометрах, ориентированных по ребрам правильного тетраэдра, предназначенный для преобразования проекций кажущегося ускорения корпуса СМО на измерительные оси блока в сигналы напряжения постоянного тока на выходах его измерительных каналов (a_x, a_y, a_z);
- двухосный гироскопический датчик угловой скорости, предназначенный для преобразования проекций угловой скорости корпуса СМО на измерительные оси датчика в сигналы напряжения постоянного тока на выходах его измерительных каналов (ω_x, ω_y);
- аналого-цифровой преобразователь (АЦП) сигналов первичных датчиков;
- узел крепления гироскопа;
- устройство разворота корпуса ДУС (на угол χ в диаметральной плоскости), состоящее из привода разворота корпуса ДУС и датчика угла χ ;
- источник питания гиromотора ДУС (ИПГМ);
- контроллер БЧЭ, осуществляющий управление работой элементов блока.

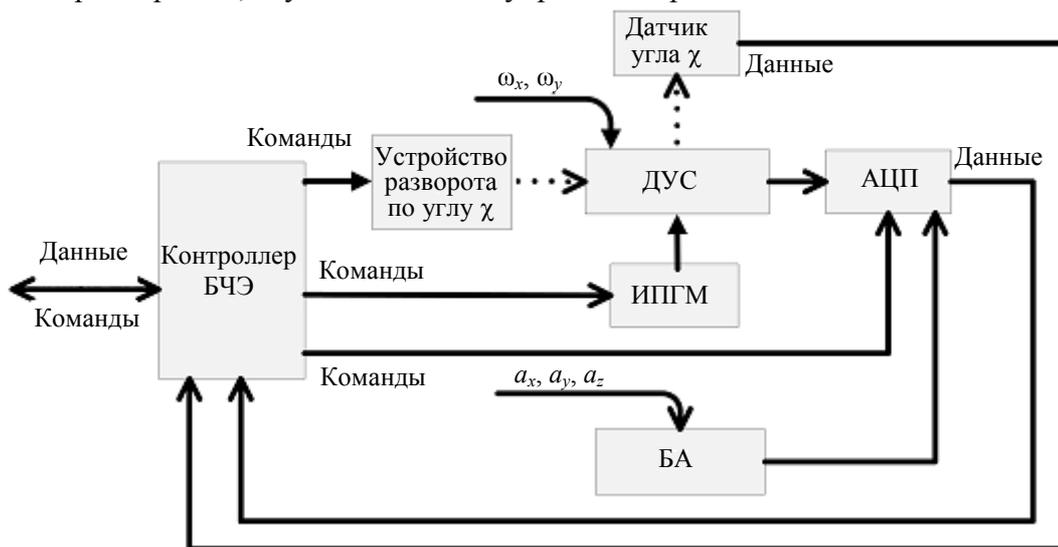


Рис. 2

Для обеспечения вращения гироскопа применяется малогабаритный электромотор с редуктором. Для передачи вращающего момента на корпус гироскопа используются коническая

и цилиндрическая пары зубчатых колес. Непосредственно на корпусе гироскопа установлено колесо специальной формы, что позволяет разместить гироскоп в цилиндрическом корпусе ограниченного диаметра. В качестве датчика углового положения гироскопа предусмотрена установка на его корпусе двухосного микромеханического акселерометра. Такое решение позволяет получать информацию об угле χ , используя непосредственно ось вращения гироскопа в диаметральной плоскости.

Данная конструкция должна обеспечивать также вращение БЧЭ вокруг продольной оси. Чтобы совместить это требование с требованиями по наружному диаметру СМО, авторами настоящей статьи было предложено выполнить БЧЭ в отдельном корпусе, соединенном с основной частью скважинного прибора с помощью вращающегося полого вала, по которому проложены линии для подачи питания и осуществления информационного обмена между блоками прибора посредством цифрового интерфейса. При такой реализации возникает проблема уплотнения вращающегося вала, так как скважинный прибор во время эксплуатации может находиться в жидкости под давлением до 30 МПа. Решение этой проблемы было найдено благодаря использованию специальных узлов уплотнения вращающегося в жидкости вала. Такие уплотнители, выпускаемые компаниями “Busak” и “Shamban” (США) удовлетворяют требованиям по давлению и ограничениям по условиям эксплуатации, в том числе и по возможности использования узла уплотнения в агрессивной среде.

Приведение в движение установленного на подшипниках качения вращающегося вала с БЧЭ осуществляется с помощью электромотора с редуктором и зубчатого колеса внутреннего зацепления, установленного непосредственно на вращающемся валу. Фиксация блока осуществляется арретирующим устройством на основе электромагнита. Угол продольного разворота БЧЭ считывается с кодового диска с помощью блока фототранзисторов датчика углового положения.

Кинематическая схема скважинного модуля ориентации с отдельным корпусом БЧЭ приведена на рис. 3, где 1 — плата электроники СМО; 2 — привод разворота БЧЭ вокруг продольной оси; 3 — датчик угла разворота БЧЭ; 4 — арретир БЧЭ; 5 — узел уплотнения вращающегося вала; 6 — плата электроники БЧЭ; 7 — привод разворота корпуса ДУС на угол χ ; 8 — ДУС.

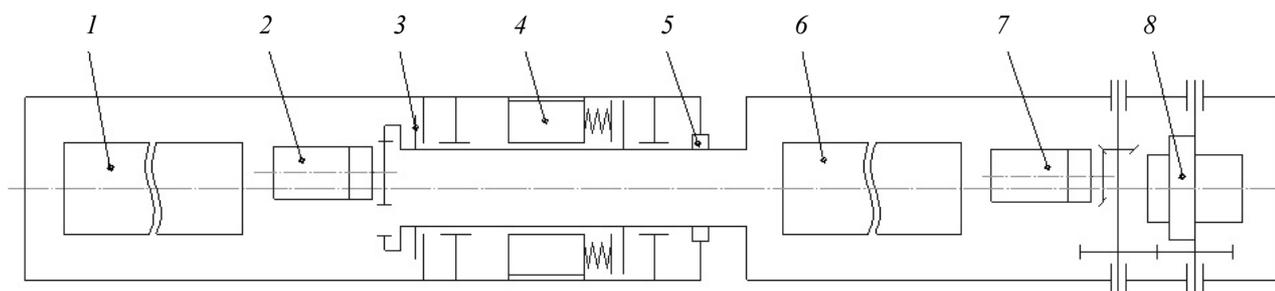


Рис. 3

Моделирование конструкции СМО было осуществлено в системе автоматизированного проектирования. Результат моделирования представлен на рис. 4: здесь 1 — привод разворота БЧЭ вокруг продольной оси; 2 — датчик угла разворота БЧЭ; 3 — арретир БЧЭ; 4 — узел уплотнения вращающегося вала; 5 — привод разворота корпуса ДУС на угол χ ; 6 — ДУС; 7 — арретир ДУС.

Предложенный вариант исполнения позволяет существенно упростить конструкцию СМО благодаря размещению БЧЭ внутри прочного корпуса скважинного прибора. Эта компоновка, однако, имеет один недостаток: с учетом габаритных размеров используемого гироскопического датчика прибор в прочном корпусе невозможно выполнить в диаметре 42 мм. Необходимо увеличение диаметра как минимум до 44,5 мм. Этот диаметр, впрочем, соответ-

ствуется принятому за рубежом стандартному диаметру для скважинных геофизических приборов. В связи с этим можно сделать вывод, что данный вариант компоновки может быть использован на практике.

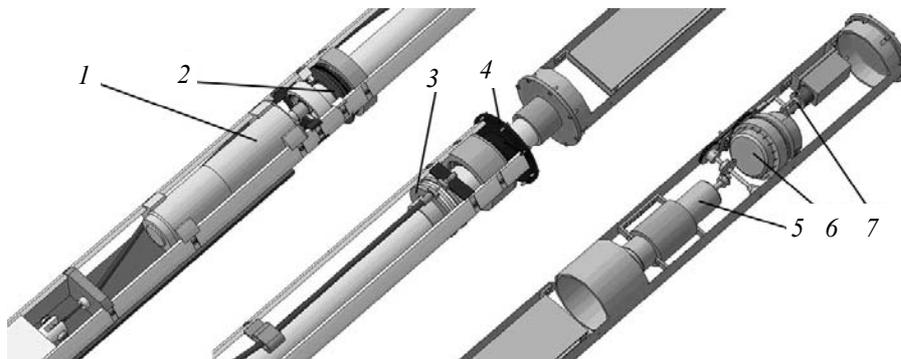


Рис. 4

Заключение. В результате исследований был предложен вариант конструктивного исполнения малогабаритного универсального гироскопического инклинометра, который позволяет реализовать размещение необходимых чувствительных элементов и электромеханических частей приводов разворотов в цилиндрическом корпусе с внешним диаметром, не превышающим стандартных диаметров малогабаритных геофизических приборов. Представленные в статье решения позволяют создать гироскопический инклинометр со значительно более привлекательными, в сравнении с существующими на данный момент аналогами, эксплуатационными характеристиками и возможностью применения в скважинах любых типов и траекторий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биндер Я. И. Аналитическое компасирование в инклинометрии скважин малого диаметра // Гироскопия и навигация. 2003. № 2(41). С. 38—46.
2. Биндер Я. И., Падерина Т. В. Бесплатформенный гироскопический инклинометр с ориентацией главной оси двумерного датчика угловой скорости в плоскости поперечного сечения скважины // Там же. 2004. № 1(44). С. 5—16.
3. Биндер Я. И. Универсальный гироскопический инклинометр с ориентацией главной оси двухосного датчика угловой скорости в диаметральной плоскости скважины // Там же. 2005. № 4(51). С. 23—32.
4. Биндер Я. И., Соколов Д. А. Управление разворотом корпуса скважинного прибора в инклинометрах с ориентацией главной оси гироскопа в диаметральной плоскости скважины // Там же. 2008. № 2(61). С. 65—71.

Сведения об авторах

- Борис Павлович Тимофеев** — д-р техн. наук, профессор; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: timborp@rambler.ru
- Дмитрий Александрович Соколов** — ОАО „Электромеханика“, Санкт-Петербург; науч. сотрудник; E-mail: d.a.sokolov@mail.ru
- Вячеслав Юрьевич Дайнеко** — аспирант; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: zaza.seva@rambler.ru
- Роман Александрович Бартош** — аспирант; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: bartosh.r.a@mail.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники СПбГУ ИТМО

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

В. М. МУСАЛИМОВ, М. А. НОЗДРИН, Н. В. РОДИН

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ УПЛОТНИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА СКВАЖИННОГО ПРИБОРА

Исследована зависимость давлений, действующих на фторопластовую уплотнительную прокладку скважинного прибора. С использованием кривой Штрибека, гидродинамического уравнения Рейнольдса и задачи Буссинеска получено выражение для предельной осевой нагрузки на уплотнитель.

Ключевые слова: скважинный прибор, фторопластовый уплотнитель, упругость, трение, кривая Штрибека, задача Буссинеска, задача Рейнольдса.

Конструкция геотехнического зонда имеет подвижную часть (блок измерителей), которая закреплена на выходном валу блока кинематики. В связи с особенностями условий эксплуатации (наличие высокого внешнего давления и химически активной среды) необходимо защитить блок кинематики от проникновения внутрь него жидкой активной среды. Поэтому на выходной вал блока кинематики ставят уплотнительную прокладку. Материал прокладки — фторопласт с графитовыми нитями. На прокладку действует внешнее давление жидкой активной среды и внутреннее давление масла, создаваемое компенсатором (компенсатор необходим для выравнивания внешнего давления).

Для расчета предельной осевой нагрузки на уплотнительную прокладку необходимо, в зависимости от различных исходных данных, решить следующие задачи:

- нахождение эпюр граничных давлений по осевому и радиальному направлениям;
- определение гидроупругости прокладки;
- вычисление минимального значения момента, с которым необходимо затягивать гайку, прижимающую прокладку;
- определение момента трения, возникающего вследствие избыточного внешнего давления.

С точки зрения механики, уплотнители не являются чисто упругими элементами, так как, во-первых, находятся в среде со смазкой, а, во-вторых, подвергаются продольному давлению относительно вала двигателя. Исходя из этого возникает задача, при решении которой необходимо учесть взаимодействие при работе уплотнителя и вращающегося вала, торцевое давление на уплотнитель со стороны гайки, гидродинамические и реологические свойства (так как волокна находятся в жидкости).

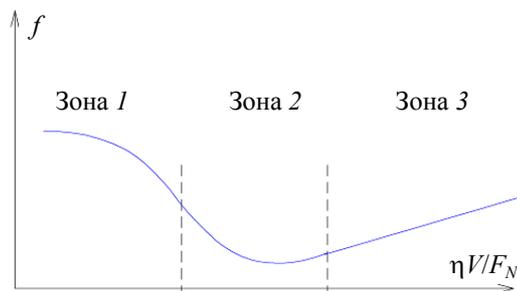


Рис. 1

Первоначально разобраться в этом вопросе помогает кривая Штрибека [1], график которой представлен на рис. 1, где η — коэффициент вязкости, V — линейная скорость движения вала, f — коэффициент трения, F_N — нормальное давление. На кривой условно выделяются три зоны: 1 — зона гидродинамической смазки, так как рассматривается взаимодействие тел на относительно большом расстоянии, когда мера шероховатости не играет роли, т.е. плоскости тел разделены смазкой и не соприкасаются; 2 — зона упругогидродинамической смазки, т.е. мера шероховатости важна, но смазка находится между взаимодействующими телами; 3 — зона граничной смазки, где наблюдаются контактные явления.

прикасаются; 2 — зона упругогидродинамической смазки, т.е. мера шероховатости важна, но смазка находится между взаимодействующими телами; 3 — зона граничной смазки, где наблюдаются контактные явления.

Будем рассматривать уплотнитель во второй зоне кривой Штрибека. Схема влияния на уплотнитель продольного и радиального давлений представлена на рис. 2, где q — продольное давление со стороны гайки, P — радиальное давление со стороны вращающегося вала.

Характерная особенность данной задачи — возникновение „плывущей“ зоны давления при вращении вала относительно уплотнителя. Поэтому необходимо найти соотношение между величинами P и q , учитывая возникающую вязкость, модуль упругости, коэффициент Пуассона и угловую скорость вала (ω). Проблема решается с помощью гидродинамического уравнения Рейнольдса

$$\frac{dP}{dx} = 6\eta V \frac{1}{h^2}, \quad (1)$$

где $h=h(P)$ — радиальное перемещение уплотнителя, $\eta=\eta(P)$, и уравнения теории упругости, которое в локальном приближении имеет следующий вид:

$$h = \frac{x^2}{2r} + h_{\text{упр}},$$

где r — радиус кривизны; x — координата локального приближения; $h_{\text{упр}}$ — упругая составляющая, определяемая с помощью решения задачи Буссинеска [2]:

$$\sigma_r = \frac{-3+\mu}{4\pi} \frac{P \cos \theta}{r}; \quad \sigma_\theta = \frac{-1-\mu}{3+\mu} \sigma_r,$$

здесь σ_r , σ_θ — нормальные напряжения, имеющие направления параллельно цилиндрическим координатным осям r , θ и действующие по перпендикулярным площадкам, для которых внешние нормали соответственно параллельны осям r , θ ; μ — коэффициент Пуассона.

Определим локальные перемещения для каждой точки уплотнителя по внутреннему радиусу $r_{\text{вн}}$ его кольца с использованием закона Гука в полярных координатах:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu \sigma_\theta) = \frac{1}{E} \left(\frac{-3+\mu}{4\pi} - \mu \frac{1+\mu}{4\pi} \right) \frac{P \cos \theta}{r},$$

где $\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r}$ — радиальная деформация уплотнителя; E — модуль упругости; u_r — радиальное перемещение:

$$u_r = \int \varepsilon_r dr = A \int \frac{dr}{r} = A \ln r \Big|_{r_{\text{н}}}^{r_{\text{вн}}}, \quad (2)$$

здесь A — константа интегрирования, $r_{\text{н}}$ — наружный радиус кольца.

Равенство (2) выполняется для каждой точки $u_r = h$.

Далее определяется значение угла θ^* из следующих формул:

$$r_{\text{вн}} \theta^* = x, \quad \cos \theta^* = \cos(x/r_{\text{вн}}).$$

Перейдем теперь к рассмотрению решения задачи. Для этого перепишем формулу Рейнольдса (1).

Известна формула зависимости вязкости от давления:

$$\eta(P) = \eta_0 e^{\psi P},$$

где η_0 — вязкость при отсутствии давления; ψ — пьезокоэффициент вязкости; эта формула является решением дифференциального уравнения

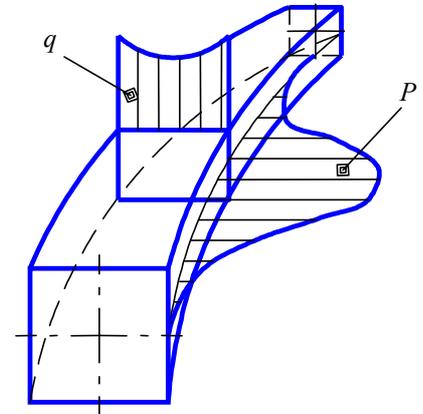


Рис. 2

$$\frac{d\eta}{dP} = \psi\eta_0. \quad (3)$$

Перемножив выражения (1) и (3), получим

$$\frac{d\eta}{dx} = \psi\omega\eta^2 \frac{1}{h^2}. \quad (4)$$

Далее, из выражения (4) необходимо получить зависимость вязкости и продольного давления со стороны гайки.

Представим радиальное давление в экспоненциальном виде:

$$P = P_0 e^{-\beta q},$$

где P_0 — начальное давление, β — коэффициент релаксации уплотнителя.

После преобразований получим

$$\int_{\eta_0}^{\eta} \frac{d\eta}{\eta^2} = \int_{x_0}^x \psi\omega r_{\text{BH}} \frac{dx}{h^2},$$

где радиальное перемещение уплотнителя определяется как

$$h = \frac{x^2}{2r_{\text{BH}}} - \frac{1}{E} \frac{\cos\theta \cdot P_0 e^{-\beta q}}{r_{\text{BH}}} \left(\frac{-3+\mu}{4\pi} + \mu \frac{\mu+1}{4\pi} \right) \ln \frac{r_{\text{H}}}{r_{\text{BH}}} \cos \frac{x^2}{r_{\text{BH}}}.$$

Для удобства вычислений обозначим

$$B = \frac{1}{E} \frac{\cos\theta \cdot P_0 e^{-\beta q}}{r_{\text{BH}}} \left(\frac{-3+\mu}{4\pi} + \mu \frac{\mu+1}{4\pi} \right) \ln \frac{r_{\text{H}}}{r_{\text{BH}}}.$$

Разложив в ряд

$$\cos \frac{x^2}{r_{\text{BH}}} = \sum_{k=0}^{\infty} (-1)^k \frac{x^{2k}}{2k!} = 1 - \frac{x^4}{2r_{\text{BH}}^2},$$

получим

$$h = \frac{x^2}{2r_{\text{BH}}} - B \left(1 - \frac{x^4}{2r_{\text{BH}}^2} \right),$$

тогда

$$\int_{x_1}^x 2\omega r_{\text{BH}} \frac{dx}{h^2} = \frac{\psi\omega}{r_{\text{BH}}} \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{x^4 \left(\frac{r_{\text{BH}} - 2B - r_{\text{BH}} B}{4r_{\text{BH}}} - B^2 - B^2 x^2 \right)}.$$

Обозначим

$$C = \frac{r_{\text{BH}} - 2B - r_{\text{BH}} B}{4r_{\text{BH}}},$$

тогда решение данного интеграла будет иметь следующий вид:

$$K \int \frac{dx}{a+bx+cx^4} = \frac{1}{4cq^3 \sin l} \left(\sin \frac{l}{2} \ln \frac{x^2 + 2qx \cos \frac{l}{2} + q^2}{x^2 - 2qx \cos \frac{l}{2} + q^2} + 2 \cos \frac{l}{2} \operatorname{arctg} \frac{x^2 - q^2}{2qx \sin \frac{l}{2}} \right),$$

где

$$q = 4\sqrt{\frac{a}{c}}, \quad l = 2a(n-1)(b^2 - 4ac), \quad \cos l = -\frac{b}{2\sqrt{ac}}.$$

Данные расчета коэффициентов βq и η приведены ниже.

βq	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
η	0,078	0,091	0,094	0,096	0,097	0,0976	0,0979	0,0982	0,099

На рис. 3 представлен график зависимости коэффициента вязкости η от приведенного коэффициента релаксации βq . Характер зависимости явно нелинейный, но эта нелинейность приходится на интервал неустановившегося режима. Начиная от значения $\beta q = 0,4$ зависимость явно линейная. Эта линейная зависимость определяется тангенсом угла наклона α , где $\alpha = \alpha(E, \mu, \omega, r)$ — функция модуля упругости, коэффициента Пуассона, угловой скорости вала и геометрических параметров уплотнителя. Поэтому целесообразно принять линейную зависимость

$$q\alpha\beta = \eta,$$

откуда получаем выражение для определения предельной осевой нагрузки:

$$q = \frac{\eta}{\alpha\beta}.$$

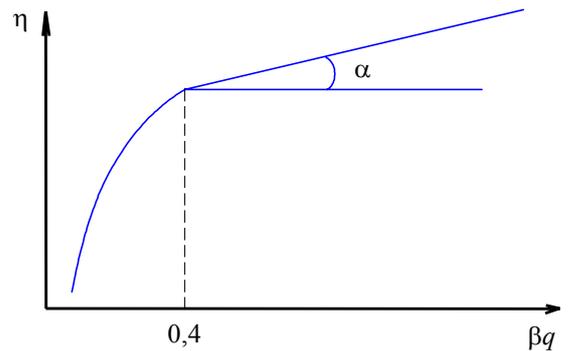


Рис. 3

Из этого выражения следует, что давление на уплотнитель должно обеспечивать равномерность распределения смазки, компенсацию внешнего осевого и радиального давлений. Причем давление q является функцией характеристики смазки, физико-механических характеристик материала уплотнителя и кинематических характеристик относительного движения вала.

Итак, сформулированы задачи, связанные с динамическим анализом уплотнительного элемента скважинного прибора; использование кривой Штрибека способствовало ограничению круга решаемых упругодинамических задач; использование достижений в области теории упругости (задача Буссинеска) и механики жидкости (задача Рейнольдса) позволило рассчитать предельную осевую нагрузку на уплотнительный элемент.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. Варшава, 1989. Т. 1; М.: Машиностроение, 1990. Т. 2; 1992. Т. 3.
2. Безухов Н. И. Примеры и задачи по теории упругости, пластичности и ползучести. М.: Высш. школа, 1965. 320 с.

Сведения об авторах

- Виктор Михайлович Мусалимов** — д-р техн. наук, профессор; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: musalimov@mail.ifmo.ru
- Михаил Александрович Ноздрин** — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: m_nozdrin@mail.ru
- Николай Владимирович Родин** — студент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: rus-orthodox@bk.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

А. К. БЕЛЯЕВ

ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ЗУБЧАТО-РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассмотрена проблема динамической устойчивости зубчато-ременной передачи. Предложен метод и получены уравнения для построения областей устойчивого поступательного движения зубчатого ремня. Построены две области неустойчивости прямолинейного движения ремня: область дивергентной неустойчивости и область параметрического резонанса.

Ключевые слова: зубчато-ременные передачи, дивергентная неустойчивость, параметрический резонанс.

Введение. Зубчато-ременные передачи широко распространены в различных устройствах и механизмах: в средствах оргтехники (принтеры, плоттеры, сканеры), двигателях и коробках передач автомобилей и пр. Это обусловлено, в первую очередь, тем, что благодаря зубчато-ременной передаче достигается высокая точность позиционирования приспособлений, управляемых ремнем. К неоспоримым плюсам следует также отнести низкий уровень шума, что немаловажно во всех сферах деятельности человека и является одним из требований, предъявляемых организациями технического надзора. Кроме того, зубчато-ременная передача достаточно проста в обслуживании и контроль ее технического состояния не представляет особой трудности.

Основное требование к зубчато-ременным передачам — точная передача крутящего момента от ведущего колеса к ведомому. Это настолько важное условие, что во многих механических устройствах зубчатый ремень называется синхронным ремнем, гарантирующим синхронность вращений и тем самым точность позиционирования. Например, в двигателях автомобилей неточность в передаче крутящего момента от коленчатого вала к распределительному влечет за собой несвоевременное открытие впускных и выпускных клапанов, т.е. неустойчивую работу всего двигателя. Известно, что ошибка в 1 % приводит к повышенной эмиссии выхлопных газов, а ошибка в 3 % — к повреждению клапанов у дизельных двигателей. Другим примером точного позиционирования является использование зубчатых ремней в печатающих механизмах, где от точности подведения печатающей головки напрямую зависит качество печати.

В настоящей статье исследуется движение зубчатого ремня в зубчато-ременной передаче; предлагается вывод дифференциального уравнения движения ремня; приводятся расчет и метод построения областей устойчивого и неустойчивого движения в зависимости от скорости движения и силы натяжения ремня.

Постановка задачи динамической устойчивости. Зубчато-ременная передача схематически изображена на рис. 1. Исследуем устойчивость равномерного движения участка ремня $0 \leq x \leq l$, для чего он аппроксимируется двуопертой балкой. Для получения дифференциального уравнения применим принцип Гамильтона — Остроградского. Кинетическая энергия участка ремня $0 \leq x \leq l$ определяется как

$$K = \frac{1}{2} \int_0^l V_{ab}^2 \rho A dx = \frac{1}{2} \int_0^l [V^2 + (\dot{y} + Vy')^2] \rho A dx,$$

где ρ — плотность материала ремня, A — площадь поперечного сечения; горизонтальная и вертикальная проекции абсолютной скорости V_{ab} элемента ремня равны соответственно V и

$(\dot{y} + Vy')$, где V — переносная скорость движения элемента ремня вдоль оси x , а точка и штрих обозначают соответственно производную по времени и по x .

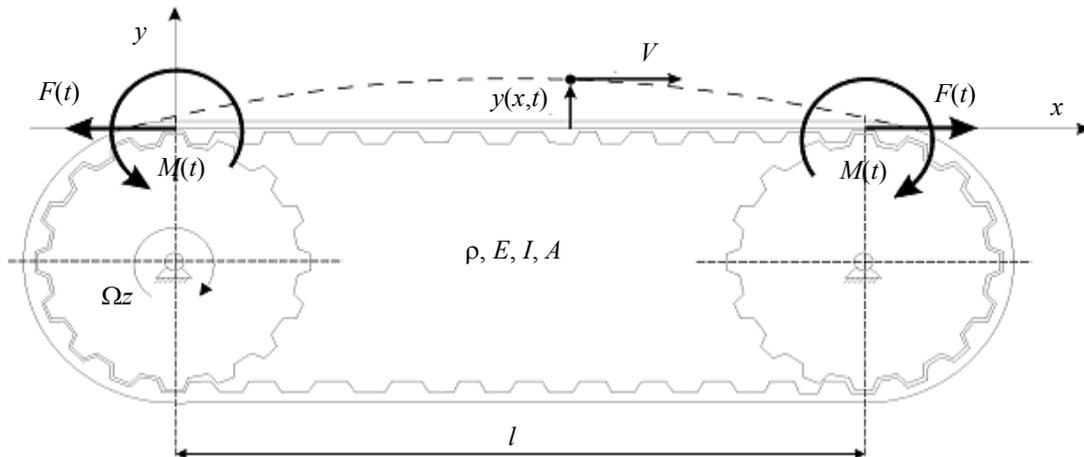


Рис. 1

Потенциальная энергия изгибной деформации ремня

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^l EI (y'')^2 dx,$$

где EI — изгибная жесткость ремня.

Вследствие малости прогиба ремня выражение, характеризующее работу, вызванную силой натяжения ремня, допускает упрощение:

$$W_F = -F \int_0^l (1 - \cos y') dx \approx -\frac{1}{2} F \int_0^l y'^2(x, t) dx,$$

а работа моментов определяется выражением

$$W_M = M(0, t) y'(0, t) + M(l, t) y'(l, t).$$

Применяя принцип Гамильтона [1], получаем дифференциальное уравнение движения ремня

$$\rho A \ddot{y} + (V^2 \rho A - F) y'' + 2V \rho A \dot{y}' + EI y'''' = 0 \tag{1}$$

и следующие граничные условия

$$EI y''(0, t) = -M(t), \quad EI y''(l, t) = M(t). \tag{2}$$

Определение границ области устойчивости. Для сведения полученной граничной задачи, состоящей из дифференциального уравнения в частных производных (1) и граничных условий (2), к обыкновенному дифференциальному уравнению применим метод Галеркина. Решение будем искать в следующем виде:

$$y(x, t) = \frac{M(t)}{6EI} (2x^3 - 3lx^2 + l^2x) + q(t) \sin \frac{\pi x}{l}, \tag{3}$$

здесь первое слагаемое введено для преобразования граничных условий к однородным; $q(t)$ — обобщенная координата; выбрана базисная функция $\sin(\pi x/l)$, поскольку она одновременно является первой формой колебаний и формой потери статической устойчивости ремня.

Подставим выражение (3) в уравнение движения (1) и применим метод Галеркина, т.е. умножим полученное выражение на базисную функцию $\sin(\pi x/l)$ и проинтегрируем по переменной x . В результате получим

$$\ddot{q}(t) + \frac{\pi^2}{l^2} \left[\frac{1}{\rho A} \left(F + EI \frac{\pi^2}{l^2} \right) - V^2 \right] q(t) = \frac{4lV(12 - \pi^2)}{3EI\pi^3} \dot{M}(t). \quad (4)$$

Сила натяжения ремня имеет две составляющие: $F(t) = F_0 + F_1\Phi(t)$, здесь F_0 — постоянная составляющая, обозначающая силу первоначального натяжения ремня, а $F_1\Phi(t)$ — периодическая составляющая, вызванная контактами зубьев ремня и колеса при движении ремня, причем функция $\Phi(t)$ имеет период $T = \pi r/Vz$, где r — радиус зубчатого колеса, z — число зубьев колеса.

Полученное дифференциальное уравнение (4) может быть записано в форме классического уравнения Хилла:

$$\ddot{q}(t) + \Omega^2(1 + 2\mu\Phi(t))q(t) = \frac{4lV(12 - \pi^2)}{3EI\pi^2} \dot{M}(t), \quad (5)$$

где $\Omega = \frac{\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A} \frac{F_0 + F_* - V^2\rho A}{F_*}}$ — собственная частота нагруженного ремня, $F_* = \frac{\pi^2}{l^2} EI$ —

критическая сила Эйлера, $\mu = \frac{F_1}{2(F_0 + F_* - V^2\rho A)}$ — коэффициент осевого возбуждения.

Как показано в работе [2], уравнение Хилла имеет области неустойчивости, причем первое приближение к границе области устойчивости может быть получено, если ограничиться первой гармоникой ряда Фурье периодической функции $\Phi(t)$, т.е. принять $\Phi(t) = \Phi_1 \cos \omega t$. Тогда уравнение Хилла преобразуется в уравнение Матье [2] (ниже рассматривается только однородное уравнение Матье):

$$\ddot{q}(t) + \Omega^2(1 + 2\mu\Phi_1 \cos \omega t)q(t) = 0. \quad (6)$$

Верхняя и нижняя границы области неустойчивости определяются выражением $\omega = 2\Omega\sqrt{1 \pm \mu}$ (см. [2]). Так как в выражениях (5) и (6) Ω и μ зависят от силы первоначального натяжения F_0 и скорости движения ремня V , то область устойчивости строится на плоскости параметров F_0, V .

Проанализируем формулу для критической скорости. Как следует из выражения для собственной частоты ремня, Ω обращается в нуль при критической скорости

$$V_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{F_0 + F_*}{\rho A}},$$

т.е. при $V > V_{\text{кр}}$ наблюдается дивергентная неустойчивость поперечного движения ремня.

Пример. Рассмотрим построение областей неустойчивости зубчатого ремня трапециевидального профиля DIN 7721-16T10×880 / DIN 7721-18T10N2. Расчеты контактного взаимодействия при движении зубчатого ремня по зубчатому колесу, с момента начального контакта до момента полного схода зуба ремня с зуба шестерни, были проведены с использованием конечно-элементного пакета ANSYS. Были приняты следующие физико-механические характеристики зубчатого ремня: модуль Юнга $E = 1 \cdot 10^9$ Н/м² и коэффициент Пуассона $\nu = 0,2$, а для зубчатого колеса $E = 1 \cdot 10^{11}$ Н/м² и $\nu = 0,3$. Значения горизонтальной проекции силы, воз-

никающей при движении, иллюстрируются графиком, представленным на рис. 2. Номер задачи (N) по оси абсцисс соответствует определенному углу поворота φ зуба, так что фактически горизонтальная ось соответствует повороту колеса на один зуб.

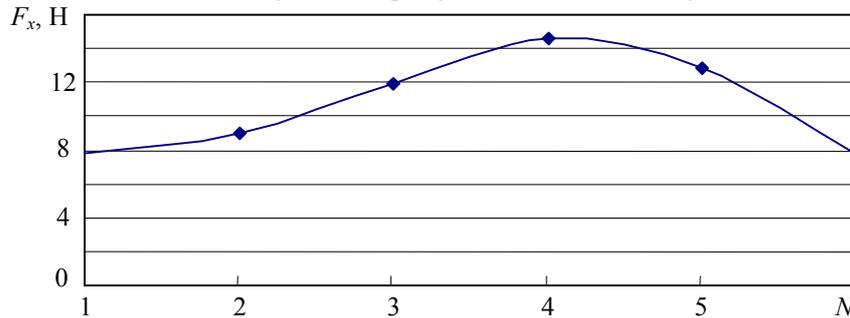


Рис. 2

Аппроксимация данной зависимости функции на интервале от 0 до 2π имеет следующий вид:

$$F_x = 0,00139\varphi^5 + 0,0337\varphi^4 - 0,685\varphi^3 + 2,89\varphi^2 - 1,71\varphi + 7,29.$$

Разложение данной зависимости в ряд Фурье позволяет вычислить значение переменной составляющей силы, возникающей при движении зубчатого ремня: $F_1 = 3,058$ Н.

Для построения областей неустойчивости были взяты следующие параметры:

$$A = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2, \rho = 3 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3, l = 0,3 \text{ м}, EI = 0,045 \text{ Н}\cdot\text{м}^2, z = 16, r = 24 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Построенные области динамической неустойчивости (дивергентная неустойчивость и параметрический резонанс) графически представлены на рис. 3, а; область параметрического резонанса (неустойчивость) представлена в увеличенном масштабе на рис. 3, б.

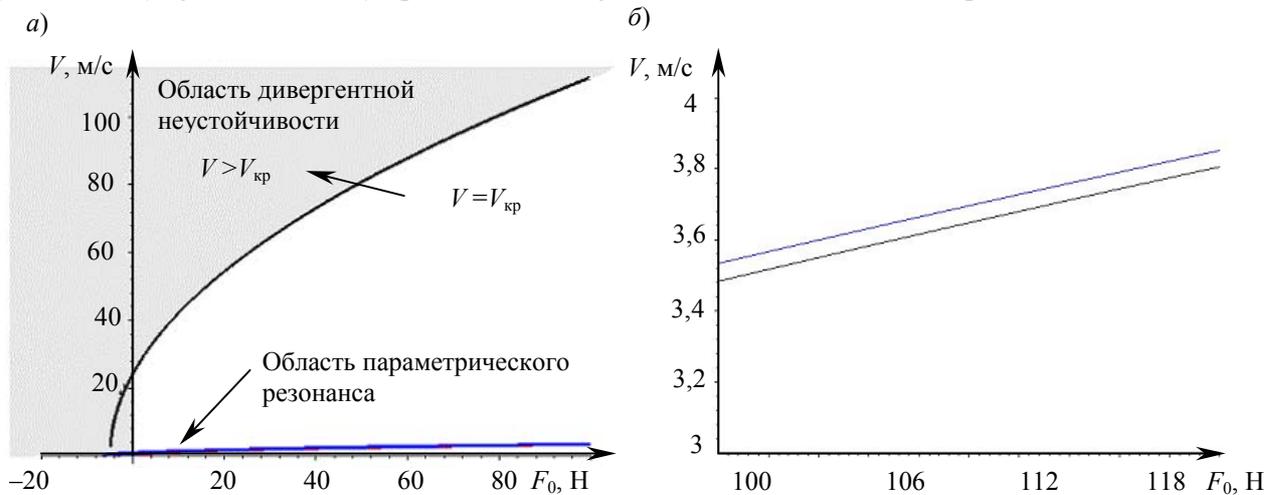


Рис. 3

Выводы. Рассмотрена проблема динамической устойчивости зубчато-ременной передачи. Предложен метод и получены уравнения для построения областей устойчивого поступательного движения зубчатого ремня.

Построены две области неустойчивости прямолинейного движения ремня принципиально различной природы. Первая — область дивергентной неустойчивости — расположена над кривой критической скорости; вторая, гораздо меньшая область является областью параметрического резонанса.

Как известно, в процессе эксплуатации любой системы в ней происходят некоторые изменения характеристик и настроек. В зубчато-ременных передачах одной из таких характеристик является сила натяжения ремня, изменение которой может повлечь попадание рабочего состояния системы в область неустойчивости. Изменения силы натяжения ремня вызывается множеством причин. В первую очередь, это естественный износ и вытягивание ремня,

ослабление крепежных и натягивающих механизмов, а также изменение температурного режима в процессе работы. Как следует из диаграммы устойчивости, неустойчивость возможна не только при превышении некой критической скорости для конкретной силы натяжения (т.е. дивергентная неустойчивость), но и изменение силы натяжения может привести к попаданию в область параметрического резонанса. Несмотря на кажущуюся узость области параметрического резонанса для выбранных параметров, она может оказать существенное влияние на рабочую область системы.

Таким образом, при проектировании систем с зубчато-ременными передачами необходимо учитывать существование дополнительных областей неустойчивости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лурье А. И. Аналитическая механика. М.: Наука, 1961.
2. Болотин В. В. Динамическая устойчивость упругих систем. М.: Наука, 1956.

Александр Константинович Беляев — *Сведения об авторе*
д-р физ.-мат. наук; Институт проблем машиноведения РАН; зам.
директора по научной работе; E-mail: vice.ipme@gmail.com

Рекомендована кафедрой
мехатроники СПбГУ ИТМО

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

УДК 681.5.01:658.5; 681.5.01:658.512

В. Н. ШАМБЕРОВ

ФРИКЦИОННЫЕ АВТОКОЛЕБАНИЯ В МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Рассмотрен пример механической системы с одной степенью свободы. Система исследуется на основе точного аналитического метода (метод точечных отбражений) в рамках теории нелинейных колебаний. Результат представлен в виде разбиения пространства параметров системы на области с качественно различным динамическим поведением.

Ключевые слова: модель, автоколебания, сухое трение, предельный цикл.

С сухим трением на протяжении многих веков связано немало физических загадок и парадоксов, часть которых не решена и поныне [1, 2]. Сухое трение в подвижной части прибора не только определяет его нечувствительность к входному сигналу, но и может вызывать нежелательный автоколебательный режим. Автоколебания имеют прерывистый характер и проявляются в виде скачкообразных перемещений (скачков) двух скользящих поверхностей при упругом закреплении одной из них. Автоколебания являются помехой в работе большого количества технических устройств, имеющих в своем составе подвижные механические элементы [3—7].

Экспериментальные исследования этого явления [1] показали следующее:

- скачкообразные перемещения, наблюдаемые при малых скоростях взаимного скольжения поверхностей, исчезают при увеличении скорости;
- амплитуда и частота скачков зависят от скорости скольжения, массы подвижного тела и жесткости системы;
- первый скачок значительно больше последующих.

Появление скачкообразных перемещений объясняется либо наличием отрицательного (падающего) участка характеристики трения скольжения, либо возрастанием силы трения покоя, зависящим от продолжительности неподвижного контакта [8].

Рассмотрим механическую систему, в которой скачкообразные перемещения возникают при превышении сил трения покоя над силами трения скольжения.

Для моделирования динамики элемента с трением представим его в виде условной вязкоупругой механической системы с одной степенью свободы и с сухим трением (рис. 1).

Будем считать, что сила упругости $f_y(x, y)$ в зависимости от перемещений x и y изменяется по линейному закону

$$f_y(x, y) = C(x - y), \quad (1)$$

где C — положительный параметр, характеризующий упругость пружины.

Силу внешнего трения ($f_{\text{тр}}(\dot{y})$) учтем в виде суммы сил сухого и вязкого трения:

$$|f_{\text{тр}}(\dot{y})| < F_{\text{тр},0}, \text{ если } \dot{y} = 0; \quad f_{\text{тр}}(\dot{y}) = F_{\text{в,тр}}\dot{y} + F_{\text{тр,дв}}\text{sgn } \dot{y}, \text{ если } \dot{y} \neq 0. \quad (2)$$

Здесь параметр $F_{\text{тр},0}$ характеризует силу сухого трения при отсутствии движения (силу трения покоя); параметр $F_{\text{тр,дв}}$ — силу сухого трения при движении (скольжении); параметр $F_{\text{в,тр}}$ — силу вязкого трения; \dot{y} — скорость перемещения подвижной части элемента с трением.

Динамическую модель элемента с трением с учетом выражений (1), (2) получим на основе принципа динамического равновесия Даламбера: масса M подвижного элемента вызывает силу инерции $M\ddot{y}$, пропорциональную ускорению \ddot{y} и противоположно ему направленную:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{y} &= 0, \text{ если } \dot{y} = 0 \text{ и } |f_y| < F_{\text{тр},0}; \\ M\ddot{y} &= f_y - f_{\text{тр,дв}}(\dot{y}), \text{ если } \dot{y} = 0 \text{ и } |f_y| \geq F_{\text{тр},0}, \text{ или если } \dot{y} \neq 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Система уравнений (3) описывает модели логико-динамического класса; при этом первое уравнение соответствует состоянию покоя, второе — собственно движению (скольжению). Структурная математическая модель элемента с трением, соответствующая системе уравнений (3), представлена на рис. 2. Функционирование в составе модели логического элемента (ЛЭ) характеризуется определенным алгоритмом, схема которого приведена на рис. 3.

Динамическое поведение модели характеризуется ее фазовым портретом (фрагмент представлен на рис. 4), полученным согласно описанию (3).

Состояниям покоя соответствуют точки отрезка $|f_y| < F_{\text{тр},0}$, $\dot{y} = 0$. При достаточно малой скорости \dot{x} и $F_{\text{в,тр}}^2 < 4MC$ (состояние установившегося движения — „устойчивый фокус“) в модели возникают фрикционные автоколебания. Автоколебаниям соответствует устойчивый предельный цикл на фазовом портрете. Наличие устойчивого предельного цикла при устойчивом состоянии равновесия свидетельствует о существовании между ними неустойчивого предельного цикла. Исчезновению автоколебаний соответствует слияние (с последующим исчезновением) устойчивого и неустойчивого предельных циклов. Слияние циклов происходит на фазовой траектории, выходящей из точки $f_y = F_{\text{тр},0}$ при $\dot{y} = 0$ и проходящей через точку $f_y = F_{\text{тр,дв}}$ при $\dot{y} = 0$, которая представляет собой траекторию полуустойчивого предельного цикла (рис. 5).

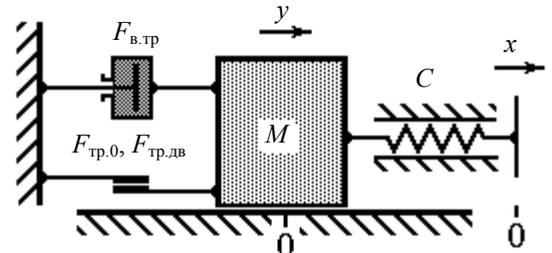


Рис. 1

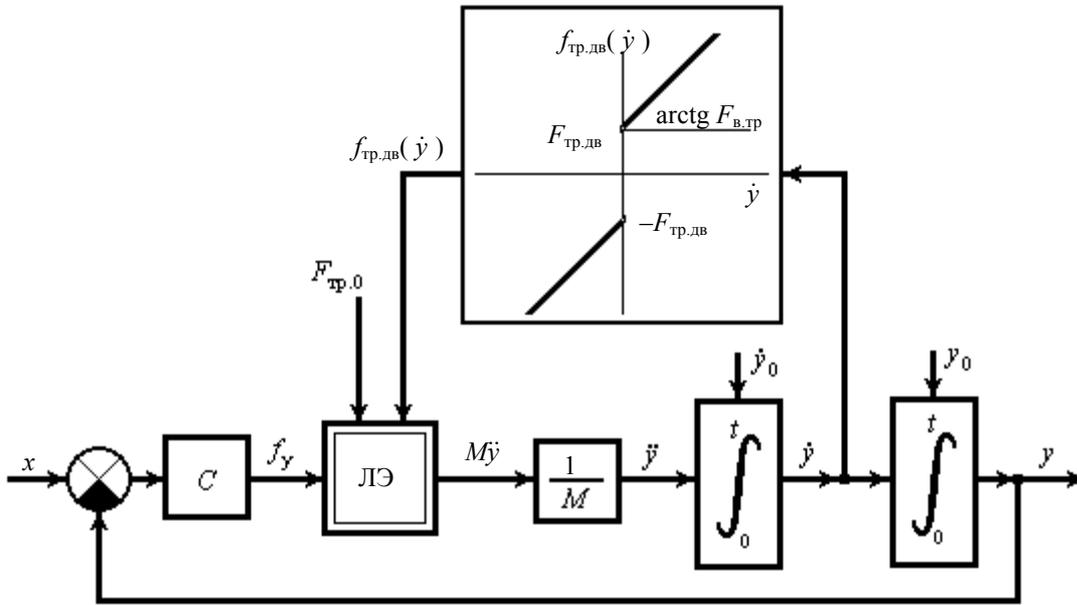


Рис. 2

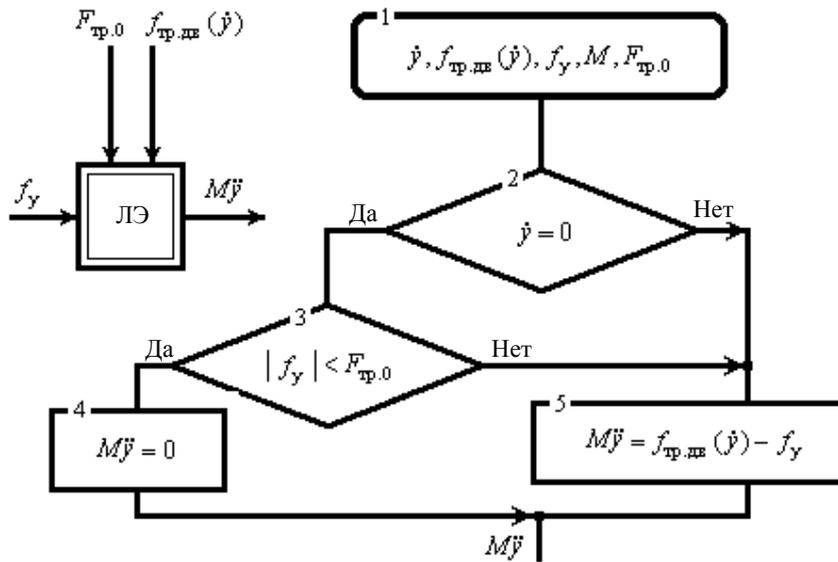


Рис. 3



Рис. 4

Условия отсутствия автоколебаний следующие:

— при $F_{в.тр}^2 < 2MC$:

$$\frac{MC}{MC - F_{в.тр}G + G^2} < \frac{\exp \left[\frac{2F_{в.тр}}{\sqrt{4MC - F_{в.тр}^2}} \operatorname{arctg} \frac{(F_{в.тр} - G)\sqrt{4MC - F_{в.тр}^2}}{F_{в.тр}(F_{в.тр} - G) - 2MC} \right]}{\exp \left[\frac{2F_{в.тр}}{\sqrt{4MC - F_{в.тр}^2}} \left(\operatorname{arctg} \frac{F_{в.тр}\sqrt{4MC - F_{в.тр}^2}}{F_{в.тр}^2 - 2MC} + 2\pi \right) \right]} ; \quad (4)$$

— при $F_{в.тр}^2 > 2MC$ и $F_{в.тр}G > F_{в.тр}^2 - 2MC$:

$$\frac{MC}{MC - F_{в.тр}G + G^2} < \frac{\exp \left[\frac{2F_{в.тр}}{\sqrt{4MC - F_{в.тр}^2}} \operatorname{arctg} \frac{(F_{в.тр} - G)\sqrt{4MC - F_{в.тр}^2}}{F_{в.тр}(F_{в.тр} - G) - 2MC} \right]}{\exp \left[\frac{2F_{в.тр}}{\sqrt{4MC - F_{в.тр}^2}} \left(\operatorname{arctg} \frac{F_{в.тр}\sqrt{4MC - F_{в.тр}^2}}{F_{в.тр}^2 - 2MC} + \pi \right) \right]} , \quad (5)$$

где $G = (F_{тр.0} - F_{тр.дв}) / \dot{x}$.

Неравенства (4) и (5) получены из условия прохождения данной фазовой траектории при $F_{в.тр}^2 < 4MC$ правее точки $f_y = F_{тр.дв}$ при $\dot{y} = 0$.

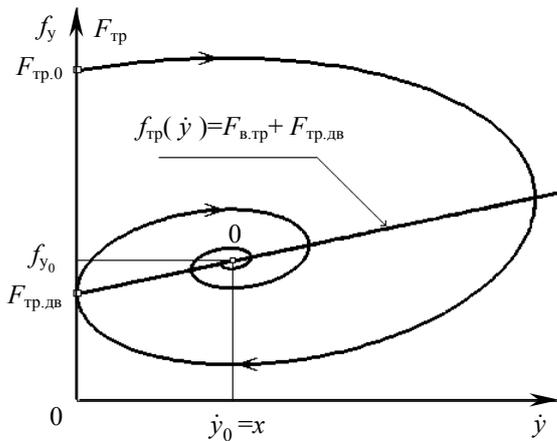


Рис. 5

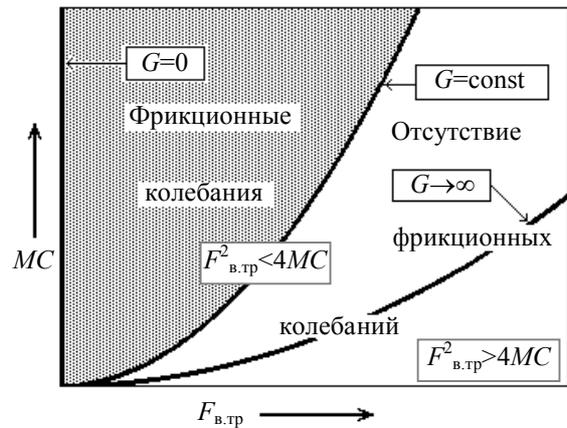


Рис. 6

Итак, автоколебания существуют при $F_{в.тр}^2 < 4MC$ (при $F_{в.тр}^2 > 4MC$ автоколебания невозможны). По условиям (4) и (5) при известных значениях параметров $M, C, F_{в.тр}, F_{тр.0}, F_{тр.дв}$ легко установить диапазон скоростей \dot{x} (рис. 6), при которых возникают колебания. Известные трудности по определению параметра $F_{тр.дв}$ могут быть преодолены с помощью методов исследования фрикционных характеристик [9—11].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ле Су Ань. Динамика систем с кулоновым трением (теория и эксперимент). СПб: Нестор, 1999. 299 с.
2. Самсонов В. А. Очерки о механике: Некоторые задачи, явления и парадоксы. М. — Ижевск: НИЦ „Регулярная и хаотическая динамика“, 2001. 80 с.

3. Шамберов В. Н. Метод аналитического исследования влияния сухого трения на поведение авторегулируемых динамических систем // Науч. приборостроение. 2003. Т. 13, № 3. С. 77—83.
4. Шамберов В. Н. Влияние сухого трения на устойчивость приборов с автоматическим уравниванием // Там же. 2004. Т. 14, № 3. С. 61—64.
5. Шамберов В. Н. Влияние сухого трения в исполнительных механизмах автоматических систем с приводным электродвигателем на их устойчивость // Там же. 2004. Т. 14, № 4. С. 39—45.
6. Шамберов В. Н. Влияние некулоновского сухого трения на устойчивость автоматических систем // Докл. Академии Наук. 2005. Т. 401, № 2. С. 193—195.
7. Шамберов В. Н. Фрикционные колебания в следящих электроприводах // Проектирование и технология электронных средств. 2005. № 3. С. 56—62.
8. Крагельский И. В., Щедров В. С. Развитие науки о трении (сухое трение). М.: Изд-во АН СССР, 1956. 235 с.
9. А.с. 1481515 СССР. Способ определения характеристик гидравлического сервомотора / В. Н. Шамберов, Ю. П. Сафонов, А. В. Зеленкин и др. // Б. И. 1989.
10. Шамберов В. Н. К определению сухого трения в автоматических регулирующих устройствах и его влияние на устойчивость работы судовой энергетической установки // Произв. науч.-техн. сб. МО ВМФ „Технология судоремонта“. 2002. № 2. С. 64—72.
11. Пат. 2284019 РФ. МПК G01M4/04, G01N19/02. Способ идентификации диссипативных характеристик подшипников / С. И. Малафеев, А. И. Копейкин, В. Н. Шамберов // Оpubл. 20.09.2006. Бюл. № 26.

Сведения об авторе

Владимир Николаевич Шамберов — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный морской технический университет; кафедра судовой автоматики и измерений; E-mail: shamberov@mail.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники СПбГУ ИТМО

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

И. А. Кошкин, А. Б. Смирнов

ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ДВУХКООРДИНАТНЫЙ ДЕФЛЕКТОР МАРКИРУЮЩЕГО ЛАЗЕРА

Исследован опытный образец двухкоординатного дефлектора с биморфными пьезоактюаторами. Проведена экспериментальная оценка его работоспособности. Предложен метод устранения погрешностей дефлектора при помощи системы управления путем коррекции напряжения.

Ключевые слова: технологическая лазерная установка, двухкоординатный дефлектор, биморфный пьезоэлектрический актюатор.

В настоящее время получили широкое распространение маркирующие лазерные установки для изготовления различных изображений на поверхности металлических и пластмассовых изделий (нанесение даты, штрих-кода, клейма производителя и т.д.). Малая зона теплового воздействия, отсутствие механической нагрузки на изделие, износостойкость маркировки, быстрая переналадка и отсутствие расходных материалов выгодно отличают лазерную маркировку от механических и электрохимических способов нанесения изображений.

При лазерной маркировке детали 1 (рис. 1, а) генерируемый в лазерном излучателе 2 луч 6 попадает на отклоняющую его систему (дефлектор) 3 и, проходя через систему линз 4, фокусируется в рабочей зоне 5 на поверхности детали.

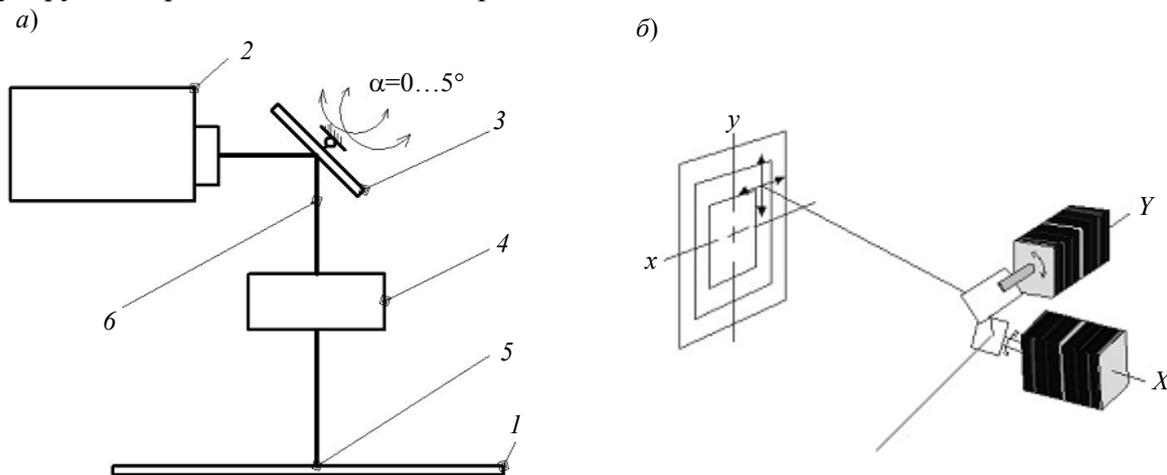


Рис. 1

Анализируя структуру маркирующей лазерной установки, можно сделать вывод, что главным фактором, влияющим на размеры и качество получаемого изображения, является система отклонения лазерного луча. На практике в качестве приводов систем отклонения лазерного излучения применяются электромагнитные и пьезоэлектрические дефлекторы.

Электромагнитные дефлекторы имеют максимальный угол качания $\pm 12,5^\circ$ и применяются для обработки поверхности размером от 50×50 до 250×250 мм при ширине следа $0,05$ — $0,1$ мм. В таких системах лазерный луч перемещается (сканирует) по двум координатам с помощью двух особо высокоточных электродвигателей с укрепленными на их осях зеркалами — сканаторов (рис. 1, б). Чаще всего используются гальванометрические сканаторы. Лазерный луч направляется на первое поворотное зеркало, укрепленное на валу X -сканатора, и отклоняется по оси x . Отклоненный таким образом луч попадает на второе зеркало Y -сканатора, установленное под углом 90° по отношению к первому. Y -сканатор осуществляет развертку луча по оси y . Такие отклоняющие системы предполагают использование очень легких зеркал.

Для отклонения лазерного луча на малые углы целесообразно применение отклоняющей системы на базе пьезопривода [см. лит.]. Это связано с тем, что обратный пьезоэффект линейен при малых значениях напряженности электрического поля, а быстродействие пьезоэлектрических приводов выше, чем электромагнитных.

Дефлекторы с пьезоприводами в большинстве случаев применяются для отклонения лазерного луча на углы до $\pm 5^\circ$ при обработке поверхности размером до 10×10 мм при ширине следа $0,015$ мм. Основными производителями подобных систем являются компании “Microvision”, “Motion Instruments Piezo Systems” (обе — США) и “Physik Instrumente” (PI), “Piezosystem Jena” (обе — Германия). Однако при хорошем качестве исполнения эти системы отличаются высокой стоимостью.

На кафедре автоматов Санкт-Петербургского государственного политехнического университета совместно с ООО „Лазерный центр“ (Санкт-Петербург) был разработан и испытан опытный образец двухкоординатного дефлектора с биморфными пьезоактюаторами, предназначенный для маркировки миниатюрных ювелирных изделий с поверхностью обработки 2×2 мм. Следует отметить, что технические характеристики известных зарубежных отклоняющих систем в данном случае не подходят по ряду параметров — по углам качания, по отражаемым зеркалом длинам волн излучения, диаметру пятна отражаемого излучения, мощности излучения.

Конструктивная схема двухкоординатной отклоняющей системы с биморфными пьезоактюаторами представлена на рис. 2, а, где 1 — корпус; 2 — упругий элемент; 3 — четыре биморфных пьезоэлемента (БП), жестко прикрепленные к корпусу; 4 — стакан качания; 5 — отражающее зеркало; 6 — юстировочный винт; 7 — винт регулировки положения пружин; 8 — пружины.

При подаче напряжения на биморфный пьезоактюатор свободный конец начинает изгибаться, упругий элемент давит на шарнир, наклоняя стакан качания вместе с отражающим зеркалом. При подаче напряжения противоположной полярности на пару симметрично расположенных БП (например, БП 1 и 2) они отклоняются в противоположные стороны, тем самым увеличивая амплитуду качания зеркала по сравнению со схемой, содержащей один БП на каждую координату.

Экспериментальный стенд (рис. 2, б) содержит исследуемую отклоняющую систему 1 и полупроводниковый лазер 3 (длина волны $\lambda = 0,64$ мкм видимого спектра, цвет красный). Излучение попадает в центр отклоняющего зеркала 2, затем проецируется на лист бумаги 4, расположенный на расстоянии $L = 3$ м и закрепленный на стене. При угле качания зеркала (α) на поверхности появляется изображение с разверткой A .

Для проведения экспериментов использовалось следующее оборудование: генератор звуковой ГЗ-33, милливольтметр ВЗ-38, осциллограф С1-118, частотомер 43-33, источник питания „Актаком“ АТН-1031, тестер „UNI-T“ УТ60А.

В задачу исследований входила оценка работоспособности разработанного дефлектора. В ходе экспериментов была проанализирована работа каждого пьезоэлемента в отдельности, в паре и все четыре вместе. Подача напряжения U осуществлялась пошагово от 15 до 40 В и от 40 до 15 В при частоте питающего напряжения 30 Гц. При изменении напряжения замеря-

лась ширина развертки на поверхности A . При известном расстоянии L (3 м) определялся угол α . По данным эксперимента построены графики (рис. 3, a — $в$) зависимостей угла качения зеркала от напряжения, подаваемого на один (a), два ($б$) и четыре ($в$) биморфных пьезоактюатора. Анализируя графики, можно прийти к выводу, что угол α изменяется при увеличении напряжения (кривая 1) и его уменьшении (кривая 2).

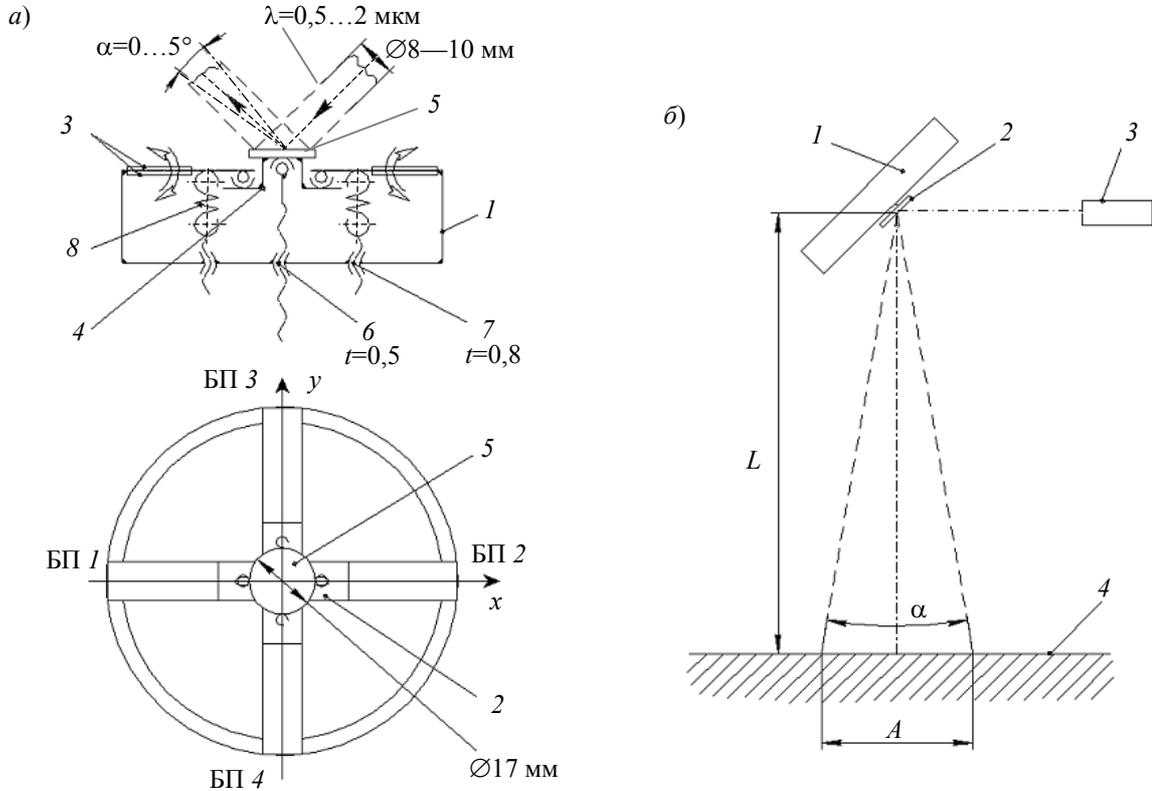


Рис. 2

При изменении частоты напряжения изменение геометрических форм проецируемого изображения не наблюдалось. Исследования при $U = 3$ В показали следующее:

- резонансная частота системы при включении БП 1 и 2 оказалась равной 580 Гц;
- при включении БП 3 и 4 — 560 Гц.

При напряжении 30 В и частоте 50 Гц потребляемая мощность одного пьезоэлемента составила 0,9 Вт, а четырех пьезоэлементов — 3,6 Вт.

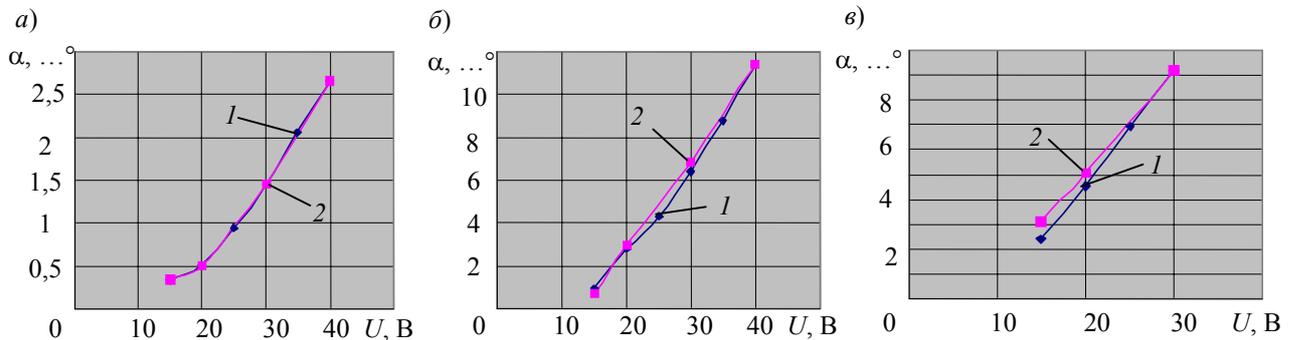


Рис. 3

На рис. 4, a показана развертка изображения на поверхности A , демонстрирующая расхождение между прямым и обратным ходом луча. Такая гистерезисная петля связана с неточностью изготовления механических узлов, которую можно компенсировать системой управления с помощью цепи обратной связи.

Режим работы отклоняющей системы реализуется методом построчной развертки при помощи системы управления (рис. 5). Для ее осуществления по координате x на БП 1 и 2 подается гармоническое напряжение, а по координате y на БП 3 и 4 подается напряжение с пошаговым изменением его для смещения строки. Создавая скачок напряжения, подаваемого на БП 3 и 4, на величину U_{y_1} и U_{y_2} , можно совместить прямой и обратный ход луча (рис. 4, б).

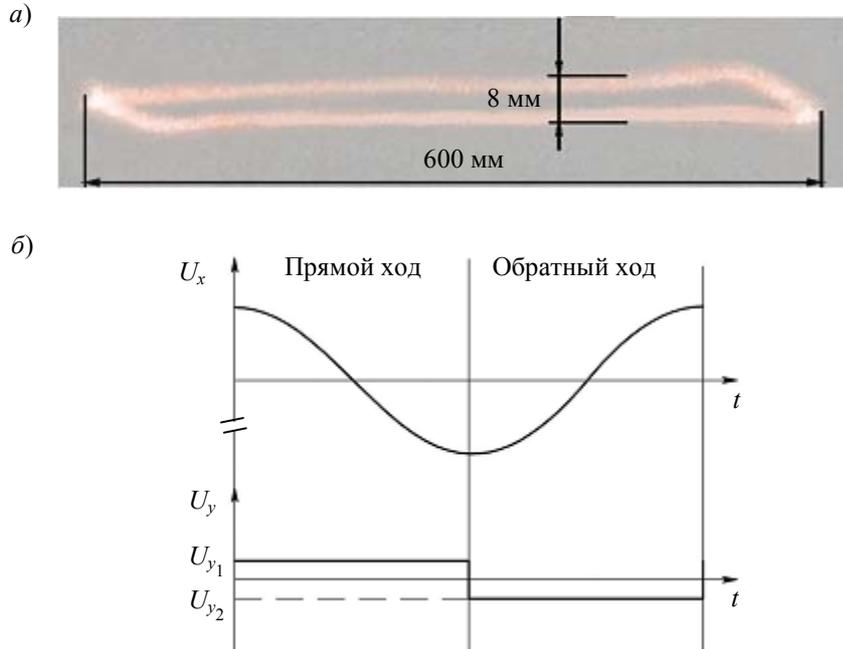


Рис. 4

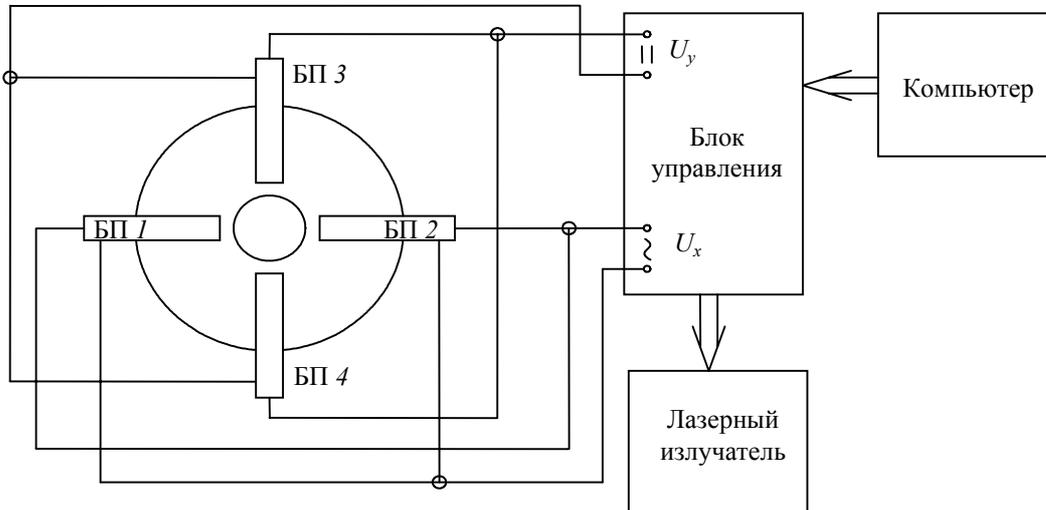


Рис. 5

Экспериментальные исследования опытного образца пьезоэлектрического двухкоординатного дефлектора дали следующие результаты:

- углы качания зеркала $\alpha = \pm 5^\circ$ по двум координатам удовлетворяют требованиям задачи;
- траектории луча на поверхности A прямолинейны как при прямом, так и при обратном ходе луча; траектория представляет собой замкнутую петлю в виде параллелограмма.

Длительные испытания показали хорошую стабильность параметров развертки. Зависимость амплитуды угла качания от напряжения линейна в рабочем диапазоне частот. Таким образом, опытный макет дефлектора показал свою работоспособность, однако нуждается в доработке.

ЛИТЕРАТУРА

Смирнов А. Б. Мехатроника и робототехника. Системы микроперемещений с пьезоэлектрическими приводами: Учеб. пособие. СПб: Изд-во СПбГПУ, 2003. 160 с.

Сведения об авторах

- Иван Андреевич Кошкин** — аспирант; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, кафедра автоматов; E-mail: kia@newlaser.ru
- Аркадий Борисович Смирнов** — д-р техн. наук, профессор; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, кафедра автоматов; E-mail: 123smirnov@list.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники СПбГУ ИТМО

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

УДК 621.865.8 - 781.2.001.63

А. Б. Смирнов, И. А. Крушинский

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО СХВАТА
С РЕЗОНАНСНЫМ ОЧУВСТВЛЕНИЕМ
И МИКРОПОЗИЦИОНИРОВАНИЕМ**

Рассмотрен миниатюрный пьезоэлектрический схват, позволяющий осуществлять микропозиционирование захватываемых объектов и имеющий очувствление без дополнительных датчиков. Показана возможность применения схвата в составе экспериментального стенда для проведения лабораторных работ. Экспериментально определена зависимость микропозиционирования от управляющего электрического напряжения и исследован метод очувствления схвата путем включения пальца схвата в режиме датчика.

Ключевые слова: *пьезоэлектрический схват, биморфный пьезоэлектрический актюатор, микропозиционирование, очувствление, экспериментальный стенд.*

Существующие типы схватов — электромеханические, гидравлические, пневматические — предназначены и, как правило, специально разработаны для решения конкретных задач. Однако многие из этих схватов имеют большие размеры и массу, что делает их непригодными для использования в составе микроманипуляторов и мобильных микророботов. Отсутствие адекватных микроманипуляционных систем для широкого спектра задач — от высокоточного монтажа микрокомпонентов в радиоэлектронике до сборки микромеханических устройств — послужило основанием для проведения исследования, результаты которого представлены в настоящей статье.

Для сборки и монтажа микроустройств необходимы микроманипуляторы и микрозахватные устройства, позволяющие обеспечить высокую точность и надежность позиционирования микродеталей. Для решения этих задач разработан пьезоэлектрический схват [1], конструкция которого представлена на рис. 1, а. Благодаря изменению управляющего напряжения на пьезоэлектрических пальцах схвата, можно реализовать точные перемещения захваченной детали, не применяя дополнительный привод.

Для изготовления схвата были использованы два биморфных пьезоэлектрических актюатора (БПА), расположенные параллельно и соединенные с несущей алюминиевой консолью. В экспериментальной модели (рис. 1, б) несущая консоль установлена на неподвижную платформу, в рабочих же образцах она должна быть установлена на манипулятор (см. рис. 2).

Технические характеристики пьезоэлектрического схвата, в котором использованы два БПА фирмы ЭЛПА (Москва), представлены ниже.

Размеры биморфа, мм.....	35×2,5×0,6
Масса биморфа, г.....	0,5
Емкость, нФ.....	13
Управляющее напряжение, В.....	±100
Прогиб конца каждого пальца, мм.....	±0,5
Рабочая длина пальца, мм.....	28
Максимальное усилие, Н.....	0,12
Расстояние между пальцами, мм.....	2,25
Масса схвата, г.....	2

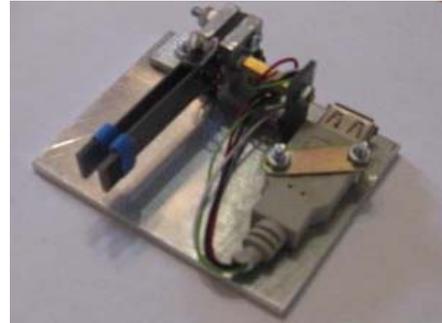
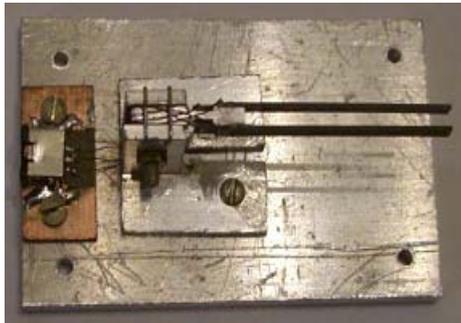
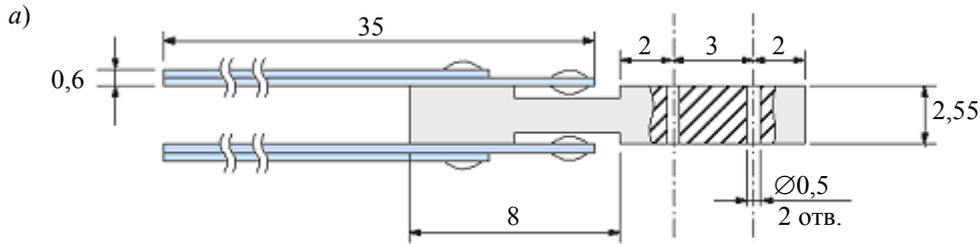


Рис. 1

Концепция использования пьезоэлектрического схвата для микропозиционирования детали схематически показана на рис. 2: грубые перемещения реализуются манипулятором, а точные микроперемещения детали при установке ее на точку монтирования осуществляются схватом. В зависимости от соотношения напряжений, подаваемых на пальцы схвата, деталь может быть зажата по оси схвата, либо смещена в схвате влево или вправо от нее. Для контроля микроперемещений предлагается использовать видеокамеру.

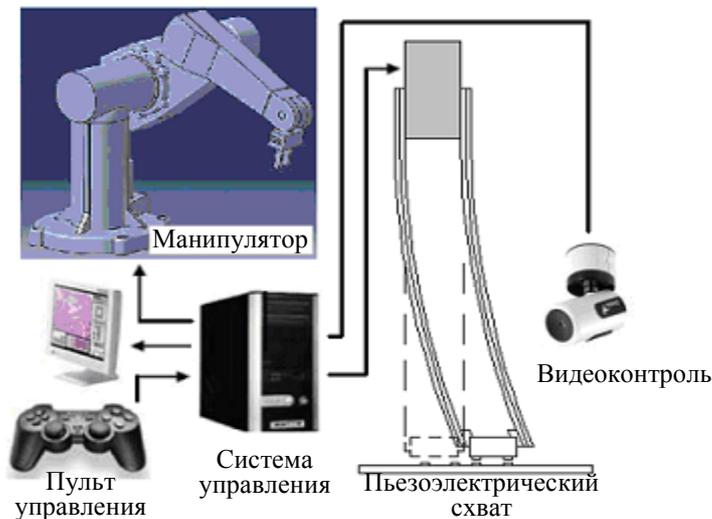


Рис. 2

Для проведения исследований был собран лабораторный стенд (рис. 3), состоящий из следующих основных частей:

- блок питания Б5-60 на 140 В;
- двухканальный блок управления напряжением;
- микроскоп МБС-10 с подсветкой;
- видеокамера: микротеленасадка МТН-222 для микроскопа МБС-10;
- монитор аналоговый черно-белый для микроскопа МБС-10;
- 2 мультиметра DT-830В;
- пьезоэлектрический микросхват;
- двухканальный USB PC осциллограф PCSU 1000 (на рисунке не показан).

Необходимо отметить, что при проведении экспериментов к стенду подключался пьезоэлектрический микросхват (рис. 1, б), а при проведении лабораторных работ следует использовать более крупный пьезосхват (рис. 1, в).

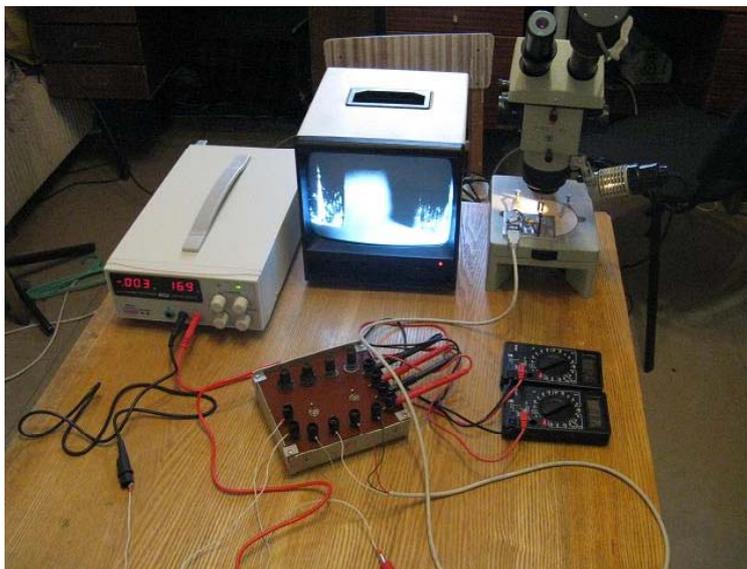


Рис. 3

В ходе эксперимента схват устанавливался в фокус микроскопа, затем подключался к устройству управления напряжением и блоку питания. При подаче напряжения на пальцы схвата они изгибаются, и на экране монитора отображаются перемещения концов пальцев схвата. Для измерения величины их перемещения используется штангенциркуль при известной кратности микроскопа и видеокамеры.

Описание процесса микропозиционирования детали с помощью схвата приведено в работе [1]. В начальный момент при захвате детали схват подводится к ней таким образом, чтобы между губками схвата и деталью оставался зазор примерно 0,25 мм. Далее, подается одинаковое напряжение 70 В на оба БПА, в результате чего они изгибаются навстречу друг другу и деталь зажимается. Изменяя по отдельности напряжение на каждой губке, добиваются перемещения центра детали относительно корпуса схвата в ту или иную сторону. Математическая модель, описывающая процесс микропозиционирования детали с помощью схвата, приведена в работе [2].

График зависимости величины (L) микроперемещения детали, зажатой в схвате, от разности напряжений питания (ΔU) на пальцах схвата приведен на рис. 4.

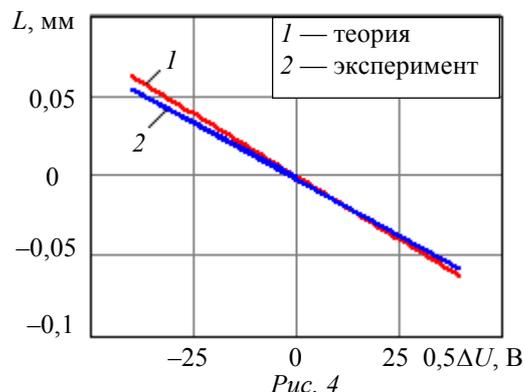


Рис. 4

Анализ графика показывает, что расчетная линия 1 имеет больший угол наклона, чем экспериментальная кривая 2, и при максимальной разности напряжений расхождение кривых составляет 10 %, а при минимальной разности — 2 %. Погрешность микропозиционирования можно объяснить неточностью экспериментальных измерений и неучтенными параметрами математической модели [2].

Для пьезосхвата, который служит рабочим органом автоматической системы для установки микрокомпонентов на печатные платы, необходимо знать момент захвата детали.

В исследуемом схвате используются БПА, в которых проявляется как прямой, так и обратный пьезоэффект, поэтому для очувствления схвата авторами предложена следующая схема включения — один из пальцев схвата включается в качестве привода, а второй выполняет роль датчика. Затем измеряются амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) и показания датчика при колебании пальца привода в схвате с деталью и без нее. Для определения возможности очувствления и оценки быстродействия схвата важно на начальном этапе исследовать АЧХ свободных пальцев схвата и при микропозиционировании зажатой в схвате детали [3]. Эксперимент по частотному резонансному очувствлению схвата описан в работе [4], а теоретические расчеты для построения АЧХ схвата до захвата детали и после него приведены в работе [1]. Соответствующие графики представлены на рис. 5.

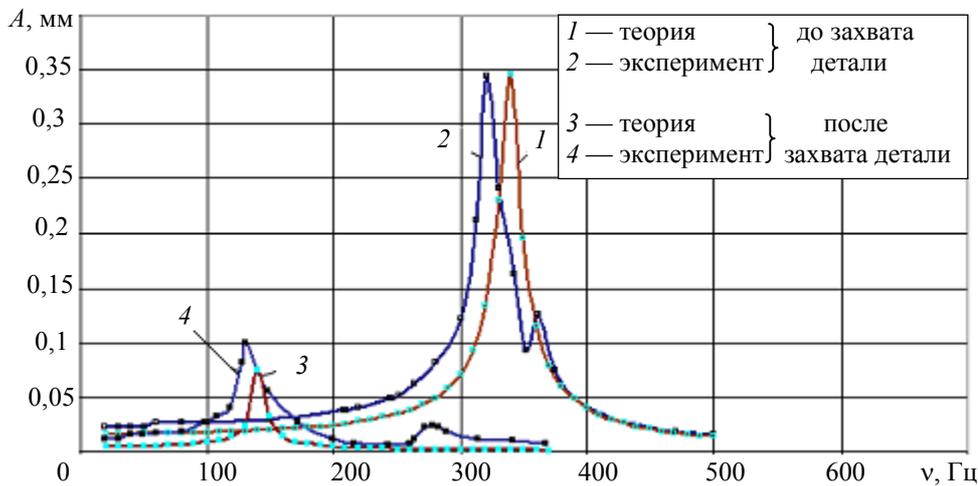


Рис. 5

Из анализа графиков следует, что при захвате детали резонансная частота ν уменьшается, локальный минимум расширяется и перемещается в интервале частот от 200 до 250 Гц. Амплитуда A резонансных колебаний уменьшается в 3,5 раза. Таким образом, по смещению резонансной частоты и уменьшению амплитуды колебаний можно судить о наличии детали в схвате.

Для схемы, в которой один палец схвата включен в режиме привода колебаний, а второй — в режиме датчика, получены теоретические [1] и экспериментальные [4] графики показаний ЭДС E пальца датчика (рис. 6).

Данные об относительной погрешности δ расчетных (ν_p) и экспериментальных (ν_s) значений частоты резонанса для привода и датчика приведены в таблице.

Сравнение графиков (см. рис. 5, 6) показывает, что изменение частоты резонанса в рассматриваемых случаях оказывается приблизительно одинаковым (около 200 Гц). Поэтому очувствление по схеме с разделением цепей привода и датчика может быть использовано на практике. Важно отметить, что частота резонанса пальца датчика (см. рис. 6) соответствует локальному минимуму АЧХ пальца привода (см. рис. 5). Оба экстремума наблюдаются при $\nu = 350$ Гц, что свидетельствует о подавлении вибраций в приводном пальце схвата, объяс-

няемом поглощением механической энергии пальцем датчика на данной частоте. Это явление может быть принято во внимание при дальнейших исследованиях.

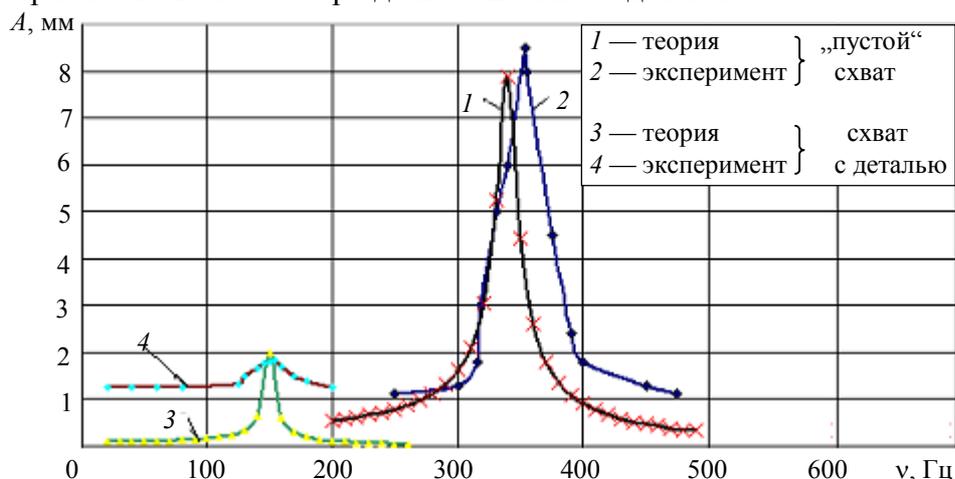


Рис. 6

Устройство	Режим работы	ν , Гц	ν_p , Гц	δ , %
Привод	Свободный схват	321	339	5,31
	Схват с деталью	132	143	7,69
Датчик	Свободный схват	350	339	-3,24
	Схват с деталью	155	150	-3,33

Разработанный пьезоэлектрический схват реализует новую идею об использовании единого привода для захвата, очувствления и микропозиционирования детали, что отличает предлагаемый схват от традиционных схем захватных устройств с отдельными системами очувствления и точного позиционирования на базе дополнительных приводов. Такой подход позволяет повысить точность и надежность системы, благодаря отсутствию передаточных цепей, а также значительно упростить конструкцию микроманипулятора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крушинский И. А. Разработка и исследование мехатронного пьезоэлектрического схвата с микропозиционированием и очувствлением: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб, 2009.
2. Крушинский И. А. Моделирование миниатюрного захватного устройства с пьезопроводом // Науч.-техн. ведомости СПбГПУ. СПб: Изд-во СПбГПУ, 2008. № 4 (63). С. 126—132.
3. Смирнов А. Б. Динамические характеристики упругих систем с пьезоэлектрическими приводами // Научные исследования и инновационная деятельность: Материалы науч.-практ. конф. СПб: Изд-во СПбГПУ, 2006. С. 61—66.
4. Смирнов А. Б., Крушинский И. А. Исследование и применение мехатронных устройств с пьезопроводами // Науч.-техн. вестн. СПбГУ ИТМО. 2009. № 5 (63). С. 55—62.

Сведения об авторах

- Аркадий Борисович Смирнов** — д-р техн. наук, профессор; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, кафедра автоматов; E-mail: 123smirnov@list.ru
- Илья Александрович Крушинский** — канд. техн. наук; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, кафедра автоматов; E-mail: testing387@mail.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники СПбГУ ИТМО

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

ДИАГНОСТИКА И ТОЧНОСТЬ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

УДК 921.01

Л. В. ЕФРЕМОВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРЕНДОВ ПОГРЕШНОСТИ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ

Рассматриваются методы построения трендов погрешности диагностических приборов по результатам циклических испытаний с целью прогнозирования сроков их метрологической поверки. Предложенный метод можно положить в основу стандартов для тестирования качества приборов.

Ключевые слова: вероятность, деградация, погрешность, прибор, циклы, тренд, корреляция.

Вероятностная модель типа „Тренд“, рассмотренная в работе автора [см. лит.] и описывающая изменения состояния прибора, позволяет оценивать гамма-процентные ресурсы машин на основе их периодического диагностирования с учетом дисперсии измеряемого параметра. Дальнейшие исследования этой модели были связаны с обоснованием методики нормирования сроков службы диагностических приборов между их метрологическими поверками и калибровками.

Эта методика имеет следующие особенности. *Первая особенность* заключается в том, что при испытаниях (лабораторных или эксплуатационных) в качестве независимого вектора X используется наработка не в единицах времени, а в циклах работы прибора. Отметим, что под термином „цикл“ понимается некоторый период воздействия на объект (прибор), в течение которого происходит ощутимая деградация зависимого признака Y (например, погрешности измерений). В общем случае любой объект (не только приборы) при использовании подвергается сложному спектру случайных периодических воздействий. При этом в зависимости от принципа действия прибора для его тестирования следует выбирать те спектральные составляющие воздействий, которые играют основную роль в деградации показателя качества прибора. Если, например, на ухудшение состояния прибора наибольшее влияние оказывают природные факторы в течение некоторого календарного времени, то за цикл принимается низкочастотный фактор — единица времени эксплуатации (сутки, неделя, месяц и др.). В этом случае испытания могут продолжаться в течение длительного периода (от нескольких недель до нескольких лет). Для ускорения испытаний можно увеличивать амплитуду и частоту нагрузки, но при этом необходимо исследовать масштабный фактор для пересчета времени испытаний на время эксплуатации.

Меньшее количество времени и средств требуется затратить на испытания, если причинами деградации являются нагрузки при тестировании (включении/выключении) прибора. Тогда под циклом можно понимать высокочастотную составляющую спектра, когда независимым вектором является число тестов, а функцию зависимого вектора Y выполняет диагностический параметр прибора — его погрешность.

Возможен и смешанный тип цикла, если деградация зависит как от частоты тестирования, так и от продолжительности эксплуатации (возраста) прибора.

В настоящей статье предлагаемая методика показана на примере лабораторных циклических испытаний образцов подобных приборов при различных сценариях тестирования.

Вторая особенность данной методики заключается в возможности выполнения испытаний на ограниченной по объему выборке образцов (2—5 шт.) при заданной частоте изменения нагрузки с периодическими измерениями через заданное число циклов. При необходимости в программу испытаний могут быть включены длительные (например, недельные) периоды „отдыха“ образцов для проверки фактора необратимости их старения. При этом все точки (результаты) измерений заносятся в протокол испытаний без их предварительного анализа и осреднения. Это позволяет за короткий период времени получить большой объем выборки измерений, развернутой по числу циклов. Результаты испытаний образцов прибора графически представлены на рис. 1, где 1 — опытные точки, 2 — средняя погрешность, $Y_{п.д}$ — линии предельно допустимой погрешности.

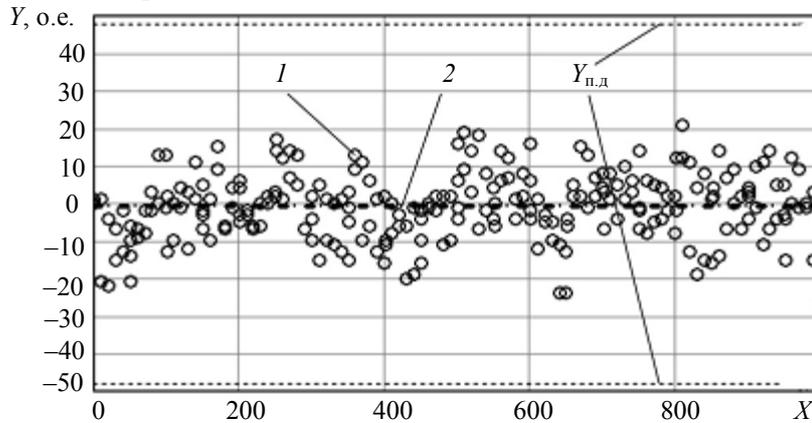


Рис. 1

Третья особенность методики состоит в том, что полученный таким способом разброс („туман“) точек (см. рис. 1) образует тренд погрешности Y в зависимости от числа циклов X . Вид этого тренда характеризуется коэффициентом корреляции R_{xy} , коэффициентом направления тренда S_n (+1 или -1 в зависимости от знака R_{xy}) и параметрами A и B линейного корреляционного уравнения, которые определяются известным методом наименьших квадратов [1]:

$$Y(X) = A + BX. \tag{1}$$

Уравнение (1) позволяет построить среднюю линию тренда (рис. 2, линия 2''), которая проходит через поле опытных точек 1.

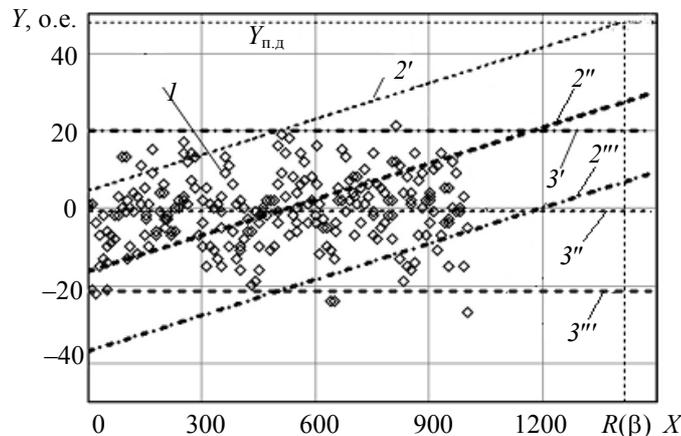


Рис. 2

Оценка параметров A и B выполняется после расчета средних значений X_s и Y_s , а также их коэффициентов вариации V_{ax} и V_{ay} для векторов X и Y по формулам

$$A = Y_s - BX_s; \quad B = K_n \sqrt{\frac{V_{ay}}{V_{ax}}},$$

где $K_n = S_n$ — для обратимых уравнений регрессии, $K_n = R_{xy}$ — для необратимых.

Четвертая особенность заключается в том, что кроме средней линии, построенной по формуле (1), тренд имеет верхнюю $2'$ и нижнюю $2'''$ граничные линии (см. рис. 2). Эти линии строятся по формуле

$$Y(X, \beta) = Y(X) \pm Z(\beta) \sigma_y = A + BX \pm Z(\beta) \sigma_y \quad (2)$$

с учетом среднеквадратического отклонения σ_y зависимого вектора Y и некоторого запаса надежности $Z(\beta)$, представляющего собой квантиль нормального распределения для заданной вероятности β невыхода погрешности за границы тренда.

Формула для среднеквадратического отклонения σ_y имеет вид

$$\sigma_y = \sqrt{(1 - K_{xy}^2) V_{ay}}.$$

Пространство на графике (см. рис. 2) между верхней и нижней линиями названо коридором тренда. В него попадает большинство экспериментальных точек при заданной вероятности β . Для обеспечения гарантированной надежности исследуемого прибора рекомендуется принимать $\beta \geq 0,99$, что соответствует $Z(\beta) \geq 2,236$. Эта особенность тренда обусловлена применением линейной корреляции и нормального закона распределения для оценки границ тренда. Корректность этой гипотезы заключается в том, что исследуемые погрешности диагностических приборов в принципе не должны иметь больших дисперсий. При обычной эксплуатации прибора его предельно допустимая погрешность $Y_{п.д}$ может составлять $\pm 10\%$, а при испытаниях исследуемые погрешности должны быть еще меньше. Поскольку в этих условиях „правило трех сигм“ соблюдается с большим запасом [см. лит.], то данную задачу и допустимо решать на основе нормального закона распределения с применением метода наименьших квадратов.

Пятая особенность вытекает из предыдущей и заключается во введении специальной классификации исследуемых трендов. По аналогии с теорией финансовых трендов их можно различать по наклону коридора тренда. При этом учитывается знак и величина коэффициента корреляции. Восходящий „бычий“ тренд назван положительным (при $R_{xy} \geq 0,15$), нисходящий „медвежий“ тренд — отрицательным (при $R_{xy} \leq -0,15$). Кроме указанных наклонных трендов, широкое применение имеет боковой (плоский) тренд „flat“, который назван нулевым, поскольку коэффициент корреляции в этом случае близок или равен нулю ($0,15 > R_{xy} > -0,15$), а сам тренд представлен на графике горизонтальными линиями без наклона (см. рис. 2, линии $3'—3'''$). Эти линии строятся по формуле

$$Y(X_s, \beta) = Y_s \pm Z(\beta) \sigma_y.$$

Основной задачей построения трендов является обоснование нормативного срока поверки T_p прибора (например, 6 или 12 мес.) исходя из условия обеспечения высокой вероятности его безотказной работы в течение этого срока. При устойчивых наклонных трендах задача решается по уравнению (2) относительно наработки X (циклы) или запаса надежности $Z(\beta)$ для следующих исходных данных: предельно допустимая погрешность $Y_{п.д}$, вероятность β и средняя частота F_r использования прибора при эксплуатации (цикл/сутки). С учетом коэффициента направления тренда S_n (+1 или -1) из уравнения (2) вытекают следующие искоемые выражения для расчета и оценки бета-процентного ресурса $R(\beta)$ или запаса надежности $z(X)$ при $R = T_p F_r$:

$$R(\beta) = (Y_{п.д} - A - S_n Z(\beta) \sigma_y) / B \geq R; \quad (3)$$

$$z(X) = (Y_{п.д} - A - XB) / (S_n \sigma_y), \tag{4}$$

$$z(R) = (Y_{п.д} - A - RB) / (S_n \sigma_y) \geq Z(\beta). \tag{5}$$

Приведенные алгоритмы образуют первый (классический) метод моделирования тренда погрешности. В процессе его разработки было установлено, что при малых коэффициентах корреляции ($|R_{xy}| < 0,3$) или при относительно непродолжительных лабораторных испытаниях не всегда можно обеспечить требуемую и устойчивую достоверность оценок с помощью наклонных трендов. Зачастую в таких случаях больше доверия вызывают нулевые тренды, когда за весь период испытаний почти все экспериментальные точки располагаются в горизонтальном коридоре (см. рис. 2), хотя по формальному расчету методом наименьших квадратов тренд является наклонным. Но при переходе к нулевым трендам возникает естественный вопрос о способе оценки срока поверки, поскольку формула (3) дает величину $R(\beta) \rightarrow \infty$, ибо показатель $B \rightarrow 0$ (так как $R_{xy} \rightarrow 0$).

Решение этой проблемы удалось найти исходя из гипотезы о том, что при измерении независимого вектора X в циклах вероятность превышения предельно допустимой погрешности $\varphi = 1 - \gamma(X)$ представляет собой интенсивность отказов $\lambda(X)$. Ее можно выразить через квантиль $z(X)$ следующим образом:

$$\lambda(X) = 1 - \text{snorm}(z(X)) = 1 - \text{snorm}\left[|Y_{п.д}| - |A + XB| / \sigma_y\right],$$

где $\text{snorm}(z)$ — стандартный оператор нормированной функции распределения для квантиля z (в терминах редактора MathCad).

Если теперь применить классический интеграл надежности, то в общем случае накопленная вероятность $\gamma(X)$ за время X в циклах преобразуется в функцию

$$\gamma(X) = \exp\left(-\int_0^X \lambda(X) dX\right) = \exp\left(-\int_0^X (1 - \text{snorm}(z(X))) dX\right). \tag{6}$$

Функция (6) представляет собой новое теоретическое распределение с неопознанным пока названием, которая позволяет рассчитать накопленную вероятность $\gamma(X)$ при $R = T_p F_r$. Если будет задана допустимая вероятность γ_d (например, $\gamma_d = 0,95$), то нормативный срок поверки прибора T_p будет обоснованным при условии

$$\gamma(R) \geq \gamma_d. \tag{7}$$

Таким образом, сформулирован второй метод обоснования нормативного срока поверки для наклонных трендов наряду с методом, полученным по формулам (3) и (4). При определенных сочетаниях вероятностей γ_d и β оба метода дают близкие результаты, что связано с особенностями функции распределения (6). Эти особенности подробно изучены, но здесь не рассматриваются, поскольку имеют второстепенное значение по сравнению с тем очевидным фактом, что такой подход позволяет решить поставленную задачу и для нулевого тренда, для которого

$$\lambda(X) = \lambda(X_s) = 1 - \text{snorm}\left(\left(|Y_{п.д}| - |Y_s|\right) / \sigma_y\right) = \text{const}.$$

Это значит, что при нулевом тренде функция (6) преобразуется в функцию экспоненциального распределения с постоянным параметром $\lambda = \lambda(X_s)$:

$$\gamma(X) = \exp\left(-\int_0^X \lambda dX\right) = \exp(-\lambda X) = \exp\left(-\left(1 - \text{snorm}\left(\frac{|Y_{п.д}| - |Y_s|}{\sigma_y}\right)\right) X\right).$$

В этом случае имеется возможность не только проверить условие (7), но и непосредственно рассчитать гамма-процентный ресурс по формуле

$$R(\gamma) = \ln(1/\gamma)/\lambda(X_s) = \ln(1/\gamma) / \left[1 - \text{snorm} \left(\left(|Y_{\text{п.д}}| - |Y_s| \right) / \sigma_y \right) \right].$$

Тогда нормативный срок поверки прибора T_p будет обоснованным при условии

$$R(\gamma) \geq R = F_r T_p.$$

Полученные зависимости позволяют перейти к третьему методу тестирования диагностических приборов. После накопления достаточного числа циклов испытаний определяется запас надежности по формуле

$$z(X_s) = \left(|Y_{\text{п.д}}| - |Y_s| \right) / \sigma_y.$$

Затем эту величину следует сравнить с нормой $Z(\gamma, R)$, которую можно рассчитать для требуемых значений вероятности γ_d по следующей формуле для нормированного квантиля (в терминах редактора MathCad) $\text{qnorm}(\beta, 0, 1)$:

$$Z(\gamma, R) = \text{qnorm} \left[\left(1 - \ln(1/\gamma) / R \right), 0, 1 \right].$$

Например, при $\gamma_d = 0,95$ и $R = 10\,000$ циклов имеем $Z(\gamma, R) = 4,389$. Если фактический запас надежности составит $z(X_s) = 5,5$, то качество прибора можно признать приемлемым, поскольку соблюдается условие

$$z(X_s) \geq Z(\gamma, R).$$

Опыт применения третьего метода показал, что в процессе испытаний можно уменьшить показатель $z(X_s)$, если весь период испытаний разбить на этапы (не менее четырех). Это можно проверить по корреляционной функции $z(X_s)$ для двух типов приборов, график которой приведен на рис. 3: здесь кривыми 1 и 2 представлена корреляционная функция для приборов стабильного и нестабильного качества соответственно, 3 — линия допустимого запаса надежности.

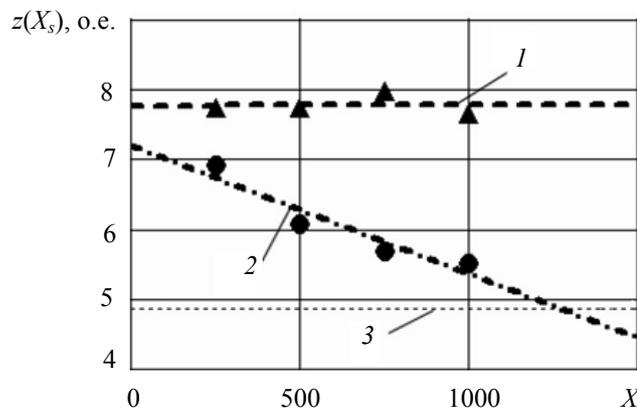


Рис. 3

Как показано на рис. 3, стабильное высокое значение $z(X_s)$ по циклам характеризует высокое качество прибора, а снижение этого показателя свидетельствует об обратном свойстве. На этом базируется четвертый метод обоснования срока поверки прибора по наклонному тренду изменения $z(X_s)$ до нормы $Z(\gamma, R)$.

Применение предложенных методов зависит от вида тренда погрешности. Так, при высоком коэффициенте корреляции зависимости погрешности прибора от времени эксплуатации целесообразно применять первый метод. При этом для ускорения испытаний рекомендуется вводить высокочастотное тестирование с прерыванием работы образцов приборов.

Для приборов с нулевыми трендами (при малых коэффициентах корреляции) хорошие результаты дают третий и четвертый методы. Следует иметь в виду, что качество приборов снижается, а следовательно, и интервалы между их поверками, как правило, уменьшаются с

возрастом изделий. Поэтому наряду с рассмотренной проблемой актуальным является диагностирование приборов перед очередными калибровками. Алгоритмы и программное обеспечение всех рассмотренных расчетных процедур автором разработаны с применением пакетов программ MathCad и Excel и апробированы.

ЛИТЕРАТУРА

Ефремов Л. В. Практика вероятностного анализа надежности техники с применением компьютерных технологий. СПб: Наука, 2008.

Леонид Владимирович Ефремов — *Сведения об авторе*
д-р техн. наук, профессор; Петербургский институт машиностроения,
кафедра триботехники; E-mail: levlefr@mail.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники СПбГУ ИТМО

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

УДК 621.822.7

Е. М. АНОДИНА-АНДРИЕВСКАЯ

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПОСТРОЕНИЯ КОМПЛЕКСНЫХ СИСТЕМ ВХОДНОГО КОНТРОЛЯ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

Предложена методология построения систем неразрушающего диагностического контроля шарикоподшипников различных конструктивных разновидностей.

Ключевые слова: входной контроль, вибродиагностика.

Качество многих видов приборостроительной и машиностроительной продукции определяется характеристиками подшипников, входящих в состав изделия. Использование шарикоподшипников, не обеспечивающих заданные показатели качества изделий, может привести к значительным временным и материальным затратам. В связи с этим при производстве приборов необходимо проведение входного контроля их элементов, в частности шарикоподшипников различных типов.

В настоящее время существуют методы неразрушающего контроля, которые позволяют определять технологические погрешности рабочих поверхностей элементов шарикоподшипников, оказывающие существенное влияние на вибрацию подшипников, износ их деталей, ресурс рассматриваемых шарикоподшипников и, в итоге, на надежность изделия в целом. Однако использование этих методов в настоящее время ограничено и затруднено вследствие отсутствия единой методики построения систем входного контроля, применимой ко всей номенклатуре шарикоподшипников, используемых в промышленности.

Таким образом, проблема создания методологии построения систем неразрушающего входного контроля шарикоподшипников различных типов является весьма актуальной. Данная проблема включает в себя такие вопросы, как: построение обобщенной математической модели, позволяющей учитывать конструктивные особенности различных типов подшипников и многообразие их технологических погрешностей; разработка алгоритма диагностирования, отвечающего требованиям к номенклатуре и точности определения диагностируемых параметров; создание методики прогнозирования изменения параметров и расчета технического ресурса подшипников различных типов; выбор технического и информационного обеспечения системы контроля.

Выбор структуры системы контроля шарикоподшипников позволяет выделить три ее основных элемента: объект контроля, средства контроля и оператор. В настоящей статье особое внимание уделено разработке средств контроля, включающих в себя математическое, техническое и информационное обеспечение. Математическим обеспечением процесса входного контроля служат диагностическая модель и математическое описание процесса диагностирования. Техническое обеспечение — это устройства измерения вибрации подшипников, каналы связи, программные средства для математического моделирования работы и диагностирования состояния шарикоподшипников, устройства отображения информации. К информационному обеспечению относятся данные о значениях конструктивных параметров шарикоподшипников и параметров подшипникового узла, а также эталонных векторах вибрации [1, 2].

Последовательность действий при построении систем входного диагностического контроля шарикоподшипников определяется алгоритмом, включающим в себя следующие этапы:

- ввод исходных данных;
- выбор конструкции и режима работы подшипников;
- выбор диагностической модели;
- выбор программного обеспечения для определения технологических погрешностей, расчета и контроля технического ресурса;
- выбор средств измерения вибрации подшипника;
- выбор алгоритма диагностирования шарикоподшипников;
- вывод результатов.

Применение данного алгоритма в совокупности с разработанными средствами позволяет построить системы контроля шарикоподшипников любых типов, конструктивных разновидностей и классов точности.

Выбор конструкции и режима работы подшипников осуществляется с использованием созданной базы данных по конструктивным параметрам и показателям вибрации шарикоподшипников.

Выбор диагностической модели основан на применении представленной в работе [3] обобщенной диагностической модели шарикоподшипников с учетом сведений о конструктивных параметрах подшипника и диагностируемых технологических погрешностях.

Обобщенная диагностическая модель шарикоподшипников, структурная схема которой приведена на рисунке, описывает соотношения между основными параметрами исследуемой системы: параметрами подшипникового узла (U), конструктивными (H) и технологическими ($R(\tau)$) параметрами подшипника, а также статическими параметрами ($S(\psi, \tau)$) и вибрацией ($Y(t)$), где τ и t — время, ψ — угол поворота подвижного кольца.

Для построения диагностической модели введены следующие обозначения параметров подшипника: n — номер совокупности шариков ($n=0, \dots, N$), l — номер ряда ($l=1, \dots, L(n)$), i — номер шарика ($i=1, \dots, I(n, l)$), q — номер дорожки качения подшипника ($q=0, \dots, 2N+1$), s — номер стороны дорожки качения подшипника ($s=0, 1, 2$).

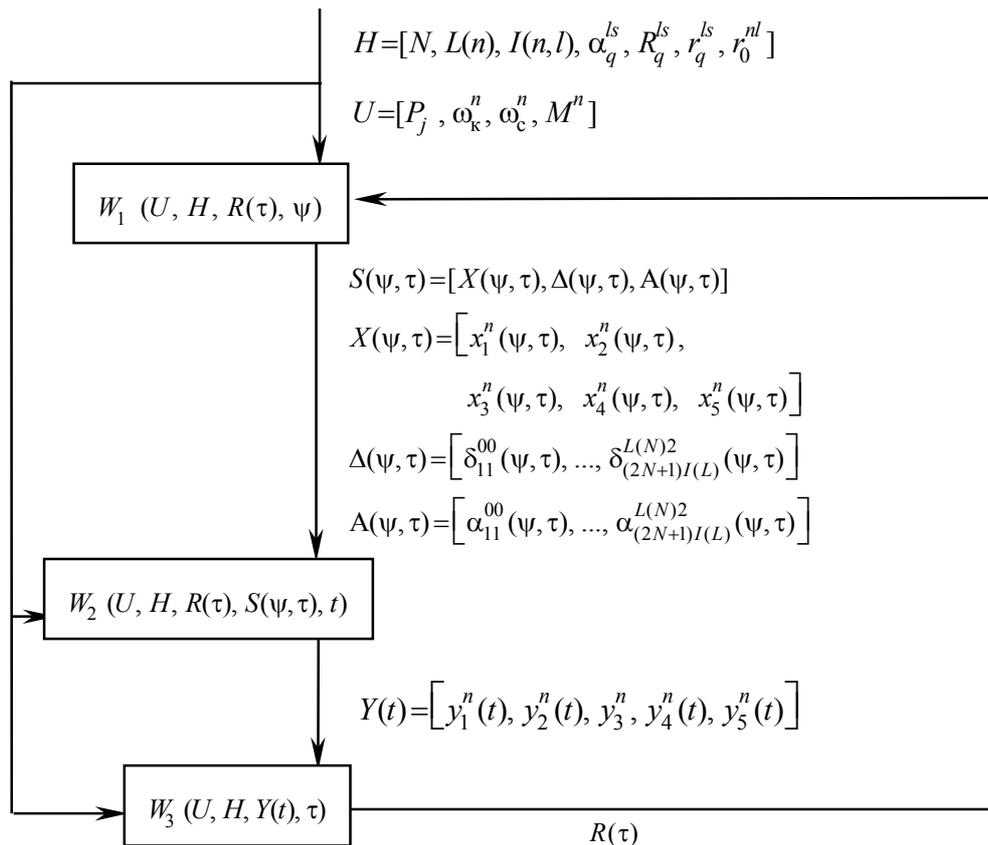
Параметрами подшипникового узла являются: частоты вращения внутреннего кольца (ω_k) и совокупностей шариков (ω_c^n , n — номер совокупности шариков или сепаратора), массы подвижных колец с оправками (M^n , $n=0, \dots, (N+1)$ — номер кольца), нагрузки (P_j^n , $j=1, 2, 3$).

Основные конструктивные параметры подшипника — это количество совокупностей шариков в подшипнике (N), количество рядов ($L(n)$, $n=0, \dots, N$), число шариков в ряду ($I(n, l)$, $l=1, \dots, L(n)$), начальный угол контакта шариков с кольцами (α_q^{ls}), радиусы дорожек качения колец (R_q^{ls}), радиусы профилей дорожек качения колец (r_q^{ls}), радиусы шариков (r_0^{nl}).

Технологическими параметрами подшипника служат технологические погрешности изготовления его элементов.

Статическими параметрами подшипника называются перемещения колец ($X(\psi, \tau) = [x_1^{nl}(\psi, \tau), x_2^{nl}(\psi, \tau), x_3^{nl}(\psi, \tau), x_4^{nl}(\psi, \tau), x_5^{nl}(\psi, \tau)]$), деформации шариков ($\Delta(\psi, \tau) = [\delta_{11}^{10}(\psi, \tau), \dots, \dots, \delta_{(2N+1)I(L)}^{L(N)2}(\psi, \tau)]$) и углы контакта шариков с кольцами ($A(\psi, \tau) = [\alpha_{11}^{10}(\psi, \tau), \dots, \dots, \alpha_{(2N+1)I(L)}^{L(N)2}(\psi, \tau)]$).

Система уравнений статики получена исходя из геометрических соотношений между параметрами шарикоподшипника и уравнений его равновесия.



Оператор W_2 (см. рисунок) устанавливает связь осевой ($y_1^n(t)$), радиальной ($y_2^n(t), y_3^n(t)$) и угловой ($y_4^n(t), y_5^n(t)$) вибрации с параметрами $U, H, S(\psi, \tau), R(\tau)$, а оператор W_3 — связь между технологическими параметрами подшипника ($R(\tau)$) и параметрами $U, H, Y(t)$.

Модель вибрации подшипника может быть описана системой уравнений движения. Результатом решения системы уравнений движения являются значения осевой, радиальной и угловой вибрации, которые служат диагностическими признаками подшипника и используются в технологическом процессе входного контроля.

Разработанная модель является универсальной и описывает соотношения между параметрами шарикоподшипников любых типов, конструктивных разновидностей и классов точности.

Для реализации построенной обобщенной диагностической модели шарикоподшипников разработана методика расчета статических параметров и показателей вибрации подшипников с использованием комплекса модульных программ. При создании программного комплекса была применена система автоматизации математических расчетов MatLab.

Сопоставление результатов расчета показателей вибрации подшипников с результатами измерения подтвердило достоверность разработанной обобщенной диагностической модели

(погрешность приблизительно равна 10%) и обоснованность ее применения в технологическом процессе входного контроля шарикоподшипников любых типов, конструктивных разновидностей и классов точности.

Методика определения технологических погрешностей изготовления элементов шарикоподшипников базируется на использовании методов общей теории технической диагностики.

В данной задаче определение технологических параметров подшипника осуществляется по минимуму обобщенного расстояния [4]:

$$d_p = \left[\sum_{b=1}^B \lambda_{pb} \left| \hat{y}_b - \tilde{y}_{pb} \right|^v \right]^{\mu/v},$$

где \hat{y} — вектор измеренной вибрации, \tilde{y}_p — эталонный вектор вибрации, λ — вектор весовых коэффициентов.

Прогнозирование состояния объекта осуществляется по методике, изложенной в работе [5].

Для реализации поэтапного процесса прогнозирования определенная промежуток времени разбивается на интервалы, что позволяет применить линейную модель для определения технологических погрешностей элементов подшипников в заданные моменты времени.

С целью использования в процессе входного контроля разработан программный комплекс для диагностирования шарикоподшипников. Он состоит из модуля определения технологических параметров подшипника, влияющих на вибрацию, модуля прогнозирования изменения состояния подшипника и оценки его ресурса, а также модуля контроля ресурса подшипника.

Универсальный алгоритм диагностирования [5] шарикоподшипников определяет последовательность действий в процессе входного контроля. Использование данного алгоритма позволяет осуществить диагностирование состояния подшипников и тем самым получить всю необходимую информацию об объектах исследования на начальной стадии изготовления изделий приборостроения.

Сравнение результатов экспериментальной проверки шарикоподшипников разнообразных конструкций и результатов диагностирования (погрешность определения технологических параметров подшипников не превышает 12 %, а погрешность расчета ресурса — 15 %) подтверждает обоснованность применения разработанной системы для осуществления входного контроля шарикоподшипников любых типов и конструктивных разновидностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анодина-Андреевская Е. М. Разработка комплексных автоматизированных систем диагностического контроля шарикоподшипников / СПбГУАП. СПб, 2000. Деп. в ВИНТИ. 04.02.00. N 261-B00.
2. Явленский К. Н., Анодина-Андреевская Е. М. Автоматизированная система диагностирования шариковых подшипников // Тез. докл. Междунар. науч.-техн. конф. „Диагностика, информатика, метрология, экологическая безопасность — 98“. СПб, 1998. С. 34.
3. Анодина-Андреевская Е. М. Обобщенная диагностическая модель шариковых подшипников // Там же. С. 35.
4. Ту Дж., Гонсалес Р. Принципы распознавания образов. М.: Мир, 1978. 411 с.
5. Приборные шариковые подшипники: Справочник / Под ред. К. Н. Явленского и др. М.: Машиностроение, 1981. 351 с.

Сведения об авторе

Елена Михайловна Анодина-Андреевская — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра измерительных технологий и компьютерной томографии

Рекомендована кафедрой
мехатроники

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

И. К. МЕШКОВСКИЙ, С. С. КИСЕЛЕВ, А. В. КУЛИКОВ, Р. Л. НОВИКОВ

ДЕФЕКТЫ НАМОТКИ ОПТИЧЕСКОГО ВОЛОКНА ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКОГО ИНТЕРФЕРОМЕТРА

Обсуждается проблема качества изготовления чувствительного элемента волоконно-оптического интерферометра. Рассматривается разработанная модель квадрупольной укладки оптического волокна при возникновении дефектов его намотки, рассчитаны приращения длины наматываемого волокна, вызванные этими дефектами.

Ключевые слова: волоконно-оптический интерферометр, квадрупольная намотка, дефект укладки.

Введение. Интерес к волоконно-оптическим интерферометрам, проявляемый в настоящее время, обусловлен их применением в качестве чувствительного элемента вращения в инерциальных системах навигации, управления и стабилизации. Волоконно-оптический интерферометр может полностью заменить сложные и дорогостоящие электромеханические (роторные) гироскопы и гиростабилизированные платформы [1].

Одна из проблем, возникающая при разработке волоконно-оптических интерферометров, связана с изготовлением их чувствительного элемента, который представляет собой контур из оптического волокна [1]. Создание такого контура осуществляется посредством квадрупольной намотки оптического волокна на каркас рабочей катушки.

Реализация этого процесса затруднена вследствие наличия ограничений на толщину наматываемого волокна и величину его натяжения, а также вследствие большой длины волоконно-оптического контура. При изготовлении чувствительного элемента в структуре квадрупольной укладки неизбежно появляются дефекты намотки, выраженные в локальных нарушениях регулярности укладки витков волокна. Это обусловлено несовершенством используемого оборудования и технологии намотки оптического волокна на рабочую катушку [2—4], а также наличием в нем внутренних напряжений, возникающих в процессе изготовления. Перечисленные факторы неблагоприятно влияют на поляризационные свойства волокна и на соотношение длин правого и левого плеча самого волоконно-оптического интерферометра [5]. Разработка наиболее вероятной модели укладки волокна при возникновении дефектов намотки и является предметом исследования в настоящей статье.

Намотка волокна при отсутствии дефектов. Рассмотрим вариант идеальной намотки — при отсутствии каких-либо дефектов — и рассчитаем длину уложенного волокна. Для этого исследуем структуру укладки в двух плоскостях:

- 1) вид на структуру укладки с торца волокон;
- 2) вид на развернутую плоскость укладки волокон.

Первый вариант (рис. 1, а) дает возможность рассчитать приращение радиуса катушки (Δr) при каждом новом наматываемом ряде волокон:

$$\Delta r = \sqrt{3} \cdot R_{\text{в}}, \quad (1)$$

где $R_{\text{в}}$ — радиус наматываемого волокна.

С учетом выражения (1) можно вычислить радиус ряда N волокна, наматываемого на катушку:

$$R_N = R_{\text{к}} + R_{\text{в}} + (N - 1)\Delta r = R_{\text{к}} + R_{\text{в}} + (N - 1)\sqrt{3} \cdot R_{\text{в}}, \quad (2)$$

где R_K — радиус катушки.

Вид на развернутую плоскость укладки волокон (см. рис. 1, б, здесь P_K — длина окружности) позволяет рассчитать приращение длины наматываемого волокна при каждом новом витке:

$$\Delta L^2 = (2\pi R_N)^2 + (2R_B)^2. \quad (3)$$

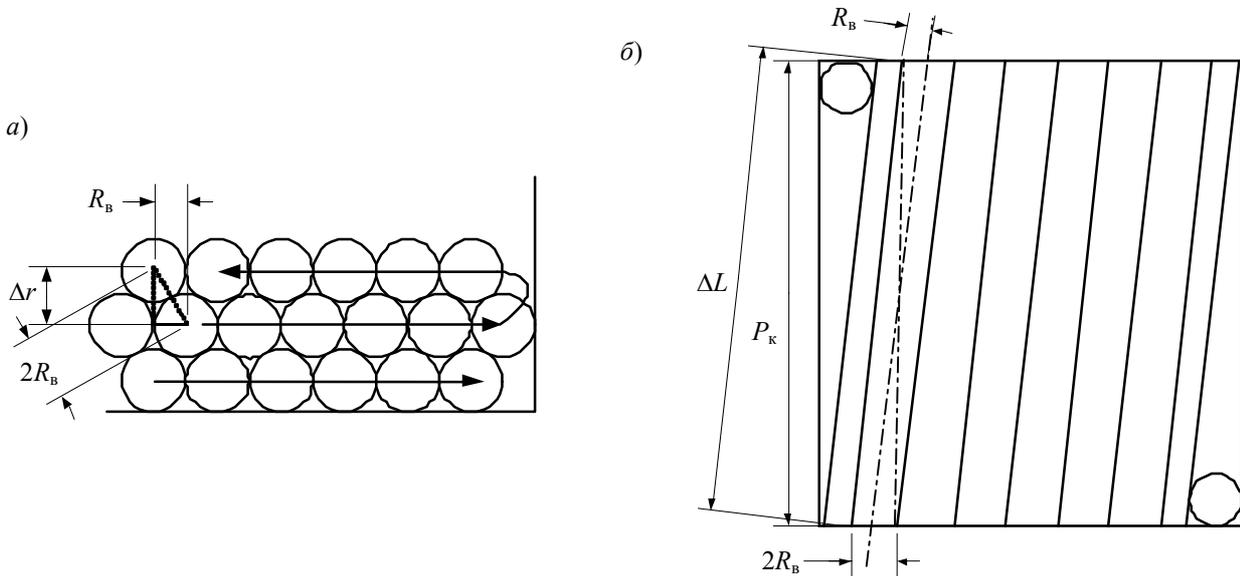


Рис. 1

В соответствии с выражениями (2) и (3) получим

$$\Delta L = \sqrt{4\pi^2 (R_K + R_B + (N-1)\sqrt{3} \cdot R_B)^2 + 4R_B^2}. \quad (4)$$

Следует отметить, что укладка без дефектов всей длины волокна практически невозможна в силу ряда причин, а именно:

- наличие зон напряженности внутри самого волокна;
- неравномерность вращения водила и рабочей катушки;
- запаздывающая автоматическая регулировка натяжения.

Намотка волокна при наличии дефектов. Все дефекты, возникающие в структуре квадрупольной намотки оптического волокна, можно разделить на два вида:

- 1) дефекты первого рода, вызванные нерегулярным смещением волокна через виток в пределах одного укладываемого ряда;
- 2) дефекты второго рода, вызванные нерегулярным смещением волокна поверх предыдущего витка.

Дефект первого рода. На рис. 2, а представлен вид на структуру укладки с торца волокон при наличии дефекта первого рода.

Нерегулярное смещение волокна через виток в пределах одного укладываемого ряда вызывает приращение радиуса катушки:

$$\Delta r_{д1} = 2R_B. \quad (5)$$

Тогда радиус ряда волокна, наматываемого на катушку, будет равен

$$R_N = R_{N-1} + \Delta r_{д1} = R_{N-1} + 2R_B, \quad (6)$$

где R_{N-1} — радиус $(N-1)$ -го ряда.

Приращение длины намотанного волокна посредством витка, при намотке которого имел место дефект первого рода, можно рассчитать исходя из вида на развернутую плоскость укладки волокон (см. рис. 2, б):

$$\Delta L_{д1}^2 = (2\pi R_N)^2 + (4R_B)^2. \quad (7)$$

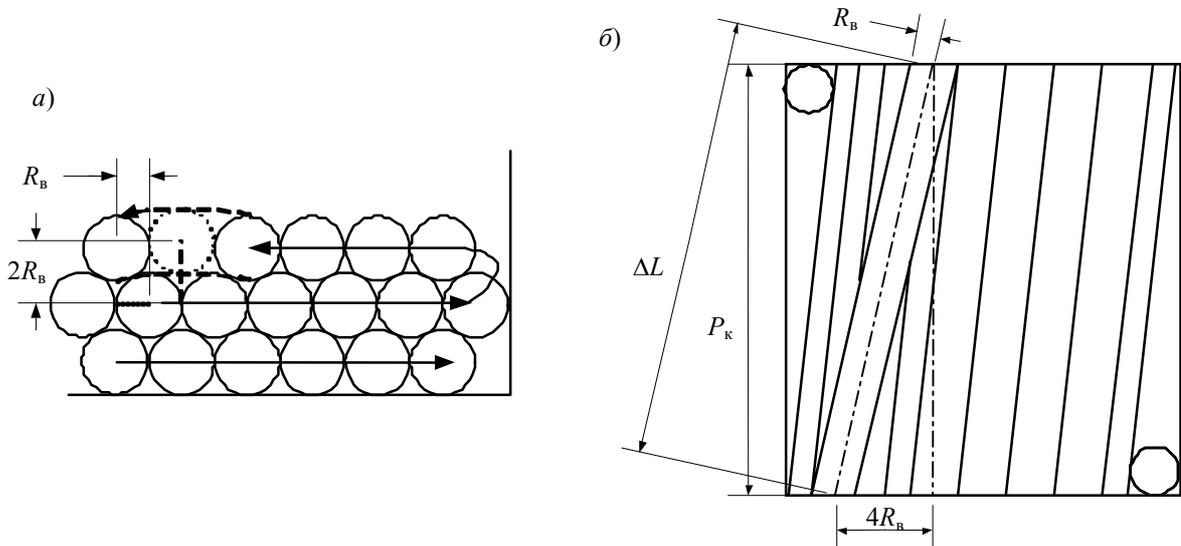


Рис. 2

Учитывая уравнение (6), получаем

$$\Delta L_{д1} = \sqrt{4\pi^2 (R_{N-1} + 2R_B)^2 + 16R_B^2}. \quad (8)$$

Рассчитаем приращение длины оптического волокна, вызванное дефектом первого рода, для 3-го ряда волокна ($N=3$). Если принять $R_K=200$ мм, $R_B=0,2$ мм, то согласно уравнению (6) $R_3=100,47$ мм. Подставив это значение в формулу (7), получим $\Delta L_{д1} = 630,97$ мм.

Очевидно, что величина погрешности, вызванная дефектом первого рода, определяется как

$$\Delta \ell_{д1} = \Delta L_{д1} - \Delta L. \quad (9)$$

Вычислив по уравнению (4) $\Delta L=630,80$ мм, согласно выражению (9) получим $\Delta \ell_{д1} = 0,17$ мм.

Эта величина является постоянной для любого наматываемого ряда.

Дефект второго рода. Приращение радиуса катушки посредством витка, при намотке которого произошел дефект второго рода, вычисляется исходя из вида на структуру укладки с торца волокон (см. рис. 3, а):

$$\Delta r_{д2} = 4R_B. \quad (10)$$

Радиус ряда волокна, наматываемого на катушку, в этом случае будет равен

$$R_N = R_{N-1} + \Delta r_{д2} = R_{N-1} + 4R_B.$$

Приращение длины волокна посредством витка, при намотке которого произошел дефект второго рода, рассчитывается исходя из вида на развернутую плоскость укладки волокон (см. рис. 3, б):

$$\Delta L_{д2}^2 = (2\pi R_N)^2 + R_B^2.$$

Учитывая уравнение (10), получаем

$$\Delta L_{д2} = \sqrt{4\pi^2 (R_{N-1} + 4R_B)^2 + R_B^2}. \quad (11)$$

Для принятых выше значений R_k и R_b с учетом уравнения (11) для $N=3$ имеем $\Delta L = 632,23$ мм. В результате последующих вычислений получим $\Delta \ell_{д2} = 1,43$ мм.

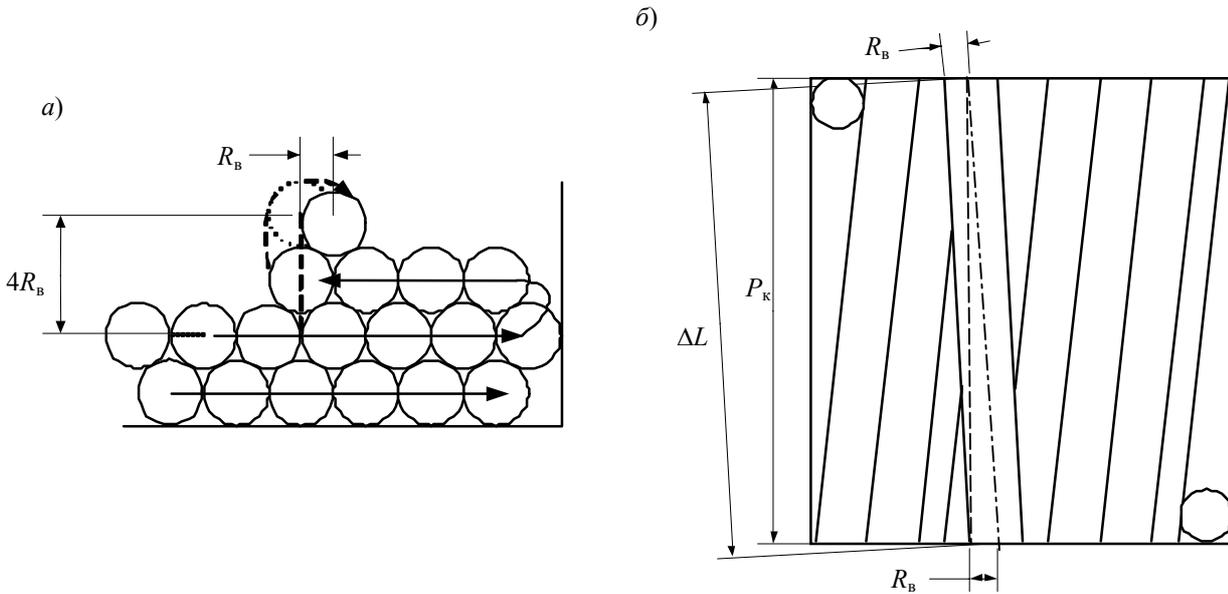


Рис. 3

Трансляция погрешностей на последующие ряды волокон. Намотка каждого последующего витка в одном и том же ряду при наличии дефекта второго рода ведет к приращению длины волокна (см. рис. 4, а). С учетом приближения $\Delta \ell_{д1} = 0,17$ мм.

Намотка ряда волокна поверх ряда, в котором произошел дефект первого рода, ведет к уменьшению длины волокна на $\Delta \ell_{д2}$ витка, уложенного в область смещения между волокнами предыдущего ряда (см. рис. 4, б). Это указывает на то, что дефекты первого и второго рода имеют разный характер происхождения, но вносят при этом одинаковые неравномерности в структуру квадрупольной намотки.

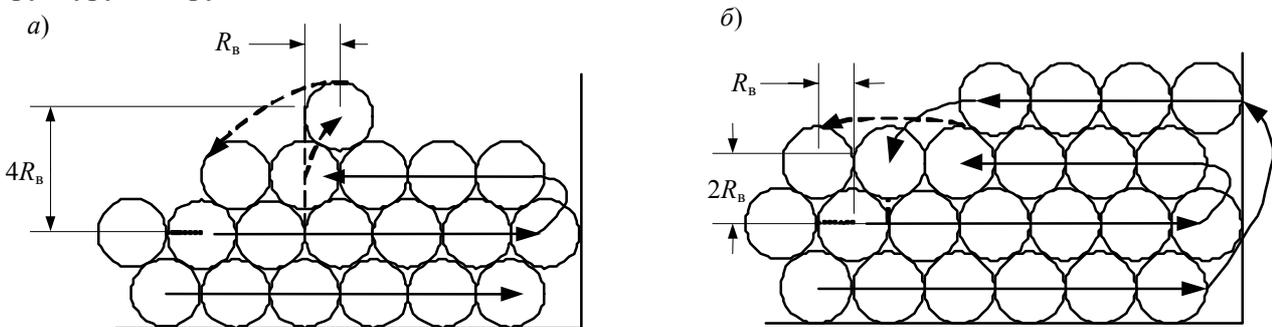


Рис. 4

Следует отметить, что процесс намотки оптического волокна сопровождается и более сложными дефектами: дефект нерегулярного смещения волокна поверх n -го уложенного перед этим витка, дефект смещения волокна через n витков в пределах укладываемого ряда и т.д. Такие дефекты приводят к кратному увеличению длины наматываемого волокна по сравнению с дефектами первого и второго рода. Как следствие, описанные выше локальные нарушения регулярности укладки витков следует признать минимальными распознаваемыми дефектами намотки оптического волокна.

Заключение. В процессе намотки чувствительного элемента волоконно-оптического интерферометра неизбежно появляются микроизгибы волокна как вследствие пересечений волокон между соседними рядами из-за противоположного направления их укладки, так и вследствие дефектов намотки в виде локального нарушения регулярности укладки витков.

Бороться с причиной возникновения микроизгибов (дефектами укладки) можно только при тщательном анализе структуры укладки витков внутри волоконно-оптического контура.

В ходе проведенных исследований построена модель квадрупольной укладки оптического волокна для трех вариантов намотки. В рамках созданной модели рассчитаны приращения длины наматываемого волокна и погрешности, вызванные дефектами намотки. На основе полученных данных можно построить систему наблюдения за дефектами непосредственно в процессе намотки с помощью датчика, регистрирующего длину волокна, что позволит оценить качество изготовленного чувствительного элемента.

Представленные результаты могут послужить основой для дальнейшей исследовательской работы, направленной на минимизацию количества возникающих дефектов намотки и повышение класса точности существующих систем, использующих в качестве чувствительного элемента волоконно-оптический контур.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шереметьев А. Г. Волоконно-оптический гироскоп. М.: Радио и связь, 1987.
2. Pat. 20005/0098675A1 USA. Apparatus and method of winding optical fiber sensor coil for fiber optic gyroscope / Chan Gon Kim, Hyuk Jin Yoon, Sang Guk Kang, Won Jun Lee. 2005. N G02B 6/00.
3. Coil architectures for optical fiber rotation sensing / A. C. Da Silva, R. C. Roberto T. De Carvalho, J. N. Blake. // Sao Jose dos Campos, SP, Brasil Texas A&m University (USA). 1998.
4. Pat. 5917983 USA. Optical fiber coil and method of winding / D. Milliman. 1999. N 09/027,262.
5. Программа и методика исследования характеристик волоконно-оптических датчиков вращения. СПб: ЦНИИ „Электроприбор“, 2004.

Сведения об авторах

- Игорь Касьянович Мешковский** — д-р техн. наук, профессор; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра физики и техники оптической связи; E-mail: igorkm@spb.runnet.ru
- Сергей Степанович Киселев** — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра измерительных технологий и компьютерной томографии; E-mail: kiselev@mail.ifmo.ru
- Андрей Владимирович Куликов** — Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра физики и техники оптической связи, инженер; E-mail: a.kulikov86@gmail.com
- Роман Леонидович Новиков** — студент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра измерительных технологий и компьютерной томографии; E-mail: shprot10@mail.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

М. С. ЛАРИН

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДОПОЛНЕННОЙ РЕАЛЬНОСТИ

Рассматривается задача моделирования дополненной реальности и основные проблемы, связанные с обработкой изображений и извлечением пространственных координат.

Ключевые слова: виртуальное пространство, дополненная реальность.

Теоретические основы моделирования виртуального пространства. Виртуальное пространство моделируется с использованием аффинных преобразований [1], когда вершина для отображения ее на экране преобразуется из трехмерных координат в двухмерные. Входными данными являются координаты, а выходными — изображение. При построении дополненной реальности — наложении виртуальных объектов на изображение, фиксируемое веб-камерой [2, 3], — необходимо решить обратную задачу, где входными данными будет изображение, а выходными — координаты. Подобные преобразования используются в фотограмметрии для определения размеров объектов. Основная проблема при построении дополненной реальности заключается в определении относительных систем координат сцены (изображения) и веб-камеры, т.е. в локализации веб-камеры. Эта задача состоит из нескольких подзадач: сопоставить неподвижную систему координат со сценой; выбрать эквивалент виртуальной камеры и установить ее положение, при этом положение камеры определяется ее вращением и смещением относительно центра координат, так чтобы проекции изображений, фиксируемых веб- и виртуальной камерами, совпадали.

Как известно [4], виртуальную камеру можно задать двумя 4×4-матрицами:

$$A = \begin{bmatrix} a & 0 & f & 0 \\ 0 & b & g & 0 \\ 0 & 0 & c & d \\ 0 & 0 & e & 0 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

$$B = \begin{bmatrix} RY_x & RY_y & RY_z & T_x \\ RP_x & RP_y & RP_z & T_y \\ RR_x & RR_y & RR_z & T_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Коэффициенты a, b, c, d, e, f, g матрицы A (1) образуют фрустум [1] — пирамидальную видимую область, ограниченную шестью плоскостями, которые строятся исходя из значений угла зрения камеры, отношения высоты виртуального окна к его ширине и значения глубины Z-буфера.

Матрица B (2) состоит из 3×3 -матрицы R вращения вокруг трех осей (RY — yaw, ось направлена вверх; RP — pitch, ось направлена вправо; RR — roll, ось направления) и вектора смещения T вдоль осей x, y, z соответственно.

Проекция вершины на ближнюю плоскость экрана строится в соответствии с формулой

$$\begin{bmatrix} S_x \\ S_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a & 0 & f & 0 \\ 0 & b & g & 0 \\ 0 & 0 & c & d \\ 0 & 0 & e & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} RY_x & RY_y & RY_z & T_x \\ RP_x & RP_y & RP_z & T_y \\ RR_x & RR_y & RR_z & T_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

которая преобразует трехмерный вектор $[V_x, V_y, V_z, 1]^T$ виртуального пространства в двухмерный вектор $[S_x, S_y]^T$ экранного пространства. При решении задачи локализации камеры 3D- и 2D-векторы в формуле (3) известны, а матрицы A и B , состоящие из внешних и внутренних параметров веб-камеры, неизвестны, эти параметры и необходимо найти.

Матрица B содержит внешние параметры (Extrinsic Parameters) камеры: угол ее поворота и смещение относительно центра сцены. Задача нахождения матрицы B сводится к сопоставлению проекций, фиксируемых реальной и виртуальной камерами [5, 6]. Как только матрица B становится известной, задачу локализации камеры можно считать решенной.

Проблемы реализации модели дополненной реальности. Технические проблемы реализации связаны не только с производительностью компьютера, на котором выполняется приложение, но и с техническими показателями используемой камеры, такими как размер получаемого изображения и его качество. Минимальные требования к вычислительной системе невысоки, программа может быть реализована на мобильных компьютерах или даже на современных мобильных телефонах после соответствующей компиляции для выбранной системы. Относительно требований к камере, следует учитывать, что чем больше и четче область фиксируемого изображения, тем выше точность расчетов. Помимо качества изображения, необходимо чтобы скорость его фиксирования была не менее 30 кадров/с, так как от этого зависит максимальная скорость работы программы в целом.

Некоторые недостатки камеры можно компенсировать, в отличие от размера получаемого изображения и скорости работы используемой камеры, которые изменить невозможно. Например, такой недостаток, как дисторсия (рис. 1), возникающая в оптических системах, где используются выпуклые линзы, можно компенсировать пересчетом координат изображения. Для этого необходимо найти координаты центра дисторсии и ее значение; эти данные, называемые внутренними параметрами камеры (Intrinsic Parameters), определяют отношение идеальных и реальных параметров веб- и виртуальной камер:



Рис. 1

$$\left. \begin{aligned} d^2 &= (x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2; \\ p &= (1 - fd^2); \\ x_d &= p(x_i - x_0) + x_0, \quad y_d = p(y_i - y_0) + y_0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

здесь f — значение дисторсии; (x_d, y_d) — координаты центра дисторсии; $(x_0, y_0), (x_i, y_i)$ — координаты точек изображения, фиксируемого веб-камерой.

При переводе изображения из реального в идеальное необходимо учесть, что вследствие компенсации дисторсии изображение получается не прямоугольным (рис. 2), и по его краям появляются незаполненные области (которые могут негативно влиять на нахождение маркера).

Чтобы устранить эти области, необходимо изменить масштаб изображения, используя коэффициент масштаба (s).

Тогда система уравнений (4) преобразуется к следующему виду:

$$\left. \begin{aligned} x &= s(x_i - x_0), \quad y = s(y_i - y_0); \\ d^2 &= x^2 + y^2; \\ p &= (1 - fd^2); \\ x_d &= px + x_0, \quad y_d = py + y_0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Внутренние параметры камеры (или калибровка) определяются один раз и используются как константа, тогда как внешние параметры изменяются при каждом кадре в зависимости от положения и ориентации камеры.

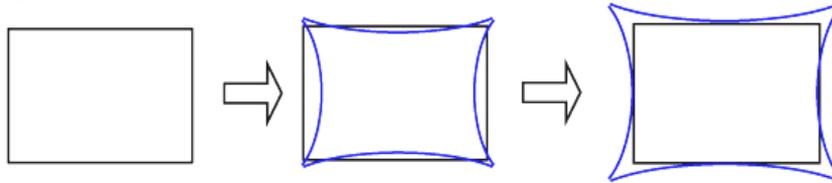


Рис. 2

Алгоритмические проблемы. Главная проблема при моделировании дополненной реальности состоит в извлечении неизвестной информации о пространстве. Проблему недостатка информации можно решить разными способами, например добавлением объекта, параметры которого заранее известны. Сопоставление фиксируемых веб- и виртуальной камерами изображений лучше всего производить по специальным областям, соответствие между которыми известно, такие области называются “feature” — особенность, черта, особая точка. Как правило, это области наибольшего перепада освещенности, углы объектов или специально приготовленные маркеры. Нахождение соответствий по маркерам дает некоторые преимущества, например: известно количество особых точек и ориентация маркера, также известно, что все особые точки компланарны (в идеале). Маркер обычно состоит из четырех особых точек, которые расположены в ярко выраженных углах (например, углы белого квадрата, изображенного на черном квадрате большего размера). Процесс обработки маркеров схематически представлен на рис. 3, где a — маркер, найденный на изображении; b — извлеченная область с необходимой информацией об ориентации маркера и символ для различения нескольких маркеров; v — уменьшенная/увеличенная до установленных размеров копия для оптимального поиска соответствия изображений по базе маркеров.

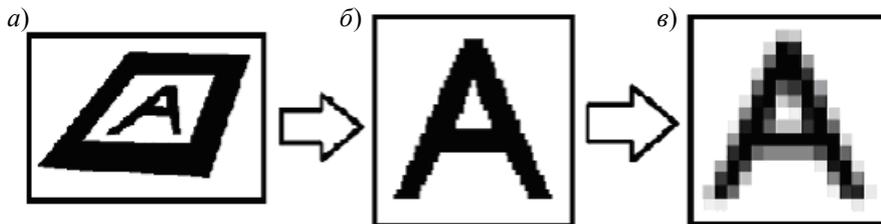


Рис. 3

Решение прикладных задач. Рассмотрим некоторые задачи, для решения которых можно использовать разработанную программу. Например, для оцифровки объектов требуется специализированная аппаратура, в отличие от рассматриваемой системы с применением мобильной веб-камеры. Кроме того, специализированные системы оцифровки, как правило, стационарны и громоздки. С помощью подходов, используемых для построения дополненной реальности, можно реализовать и оцифровку объектов, что позволит устранить недостатки стационарных систем. Систему можно использовать также для измерения длин различных объектов, т.е. как оптическую рулетку, что позволит упростить некоторые затратные по времени измерения, как, например, паспортизация зданий, или измерения, при проведении которых

присутствие человека невозможно. Высокая мобильность системы — ее главное достоинство, вероятные же недостатки зависят от программной реализации.

На примере виртуального музея Рериха [7] с использованием его работ была написана программа, посвященная обработке изображений с целью воздействия на восприятие. Программа может представлять двухмерные изображения в прямой и обратной перспективе, осуществлять нанесение изображения на цилиндрические поверхности с изменяемым радиусом кривизны и на поверхность тора со смещением текстурных координат. В программе предусмотрено изменение освещенности изображений посредством перемещения источника света и изменение общей цветовой гаммы с помощью интерактивной палитры, где можно задать любой из основных цветов и его насыщенность. Также рассматривалась возможность компенсации потери третьей координаты при проецировании на экран с помощью метода анаглифии.

Для построения дополненной реальности также была написана программа, упрощенная структурная схема которой представлена на рис. 4. Программа представляет собой виртуальную сцену со свободной камерой; в системе координат сцены, извлеченной из видеоряда с изображением маркера, отображаются главные оси и положение камеры относительно них. Информации о проекции объекта достаточно для определения направлений осей системы координат, в которой он находится, что позволяет измерять длины различных объектов.

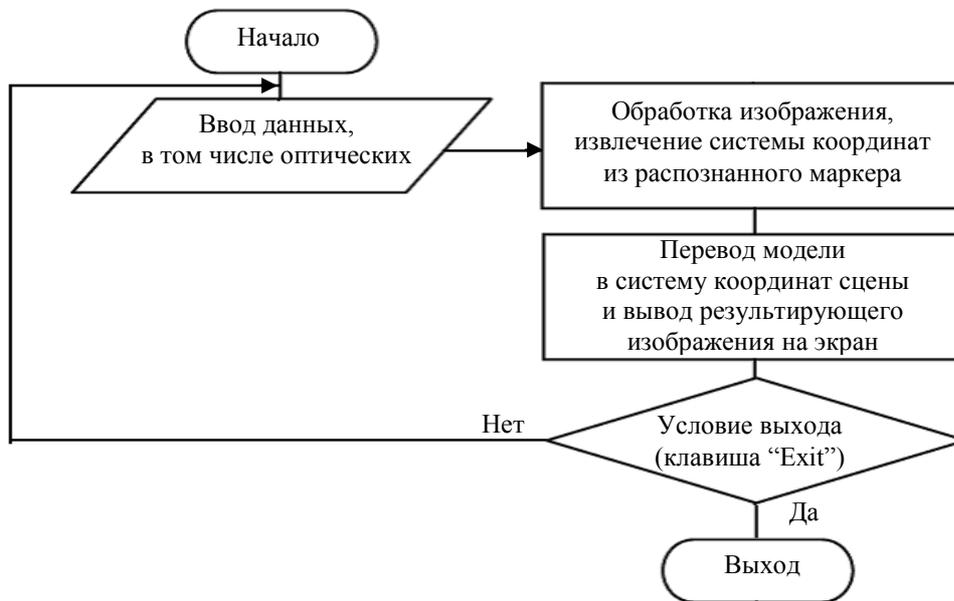


Рис. 4

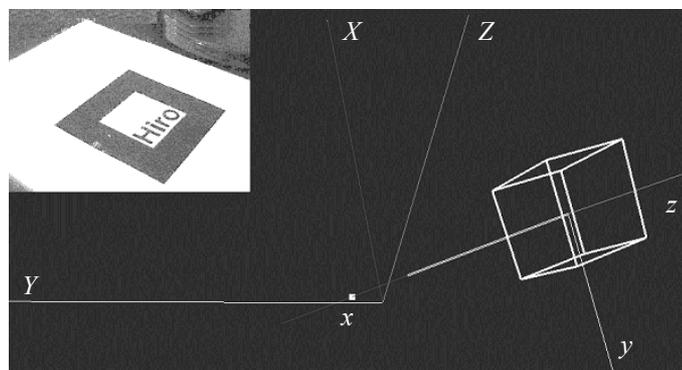


Рис. 5

На рис. 5 представлена система координат сцены, изображенная ортами X, Y, Z ; в левом верхнем углу — изображение, фиксируемое веб-камерой; белый куб с локальной системой координат x, y, z описывает рассчитанное положение и направление веб-камеры относительно сцены; белая точка — пересечение оптической оси камеры с плоскостью сцены.

Выводы. Дальнейшее развитие программы построения дополненной реальности связано с расширением возможностей приложения (и, как следствие, с повышением универсальности). Для расчета системы пространственных координат сцены по произвольному набору точек следует расчеты производить в динамической системе (а не в статике) с использованием алгоритма распознавания особых точек, где анализ ряда изображений и характера движения веб-камеры даст недостающую информацию о сцене.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Википедия, свободная энциклопедия [Электронный ресурс]: <<http://ru.wikipedia.org/wiki>>.
2. Augmented Reality Tool Kit, домашняя страница [Электронный ресурс]: <<http://www.hitl.washington.edu/artoolkit/>>.
3. Ларин М. С. Работа с пакетом программ Open Computer Vision // Науч.-техн. вестн. СПбГУ ИТМО. 2008. Вып. 48. С. 95.
4. OpenGL Projection Matrix, домашняя страница [Электронный ресурс]: <http://www.songho.ca/opengl/gl_projectionmatrix.html>.
5. Roger Y. Tsai. A versatile camera calibration technique for high-accuracy 3D machine vision metrology using off-the-shelf TV cameras and lenses // IEEE J. of Robotics and Automation. 1987. Vol. RA-3, N 4. P. 323—344.
6. Roger Y. Tsai. An efficient and accurate camera calibration technique for 3D machine vision // Proc. of IEEE Conf. on Computer Vision and Pattern Recognition. Miami Beach, FL, 1986. P. 364—37.
7. Ларин М. С. Среда виртуального пространства // Сб. докл. 8-й сессии Междунар. школы „Фундаментальные и прикладные проблемы надежности и диагностики машин и механизмов“. СПб: СПбГУ ИТМО, 2007. С 146—149.

Сведения об авторе

Михаил Сергеевич Ларин

— студент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники;
E-mail: exirity@mail.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

Е. А. ВОРОНЦОВ, В. М. МУСАЛИМОВ

ПРОБЛЕМЫ ОЦЕНИВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ОСТРОТЫ ЗРЕНИЯ

Представлены теоретические основы оценивания динамической остроты зрения. Рассмотрены разработанные на их базе методы и средства оценки динамической остроты зрения и динамического восприятия пространства.

Ключевые слова: динамическая острота зрения, зрительный анализатор, техническое зрение, диадические шкалы.

Основную часть информации человек получает с помощью зрительного анализатора, понимаемого как система „глаз+мозг“. Посредством зрительного анализатора человек как в повседневной жизни, так и в профессиональной деятельности может оценивать наблюдаемые объекты, их объем, движение, расстояние между объектами, на основе чего формируется представление о трехмерности пространства.

Одной из важных характеристик зрения человека является способность зрительного анализатора воспринимать и различать детали движущихся объектов. Эта способность называется динамической остротой зрения (ДОЗ).

В настоящей статье описываются проблема оценивания динамической остроты зрения и технические средства ее оценки.

Общепринятые методы определения остроты зрения основаны на оценке способности зрения различать детали статических, высококонтрастных опто типов. Определенную таким образом остроту зрения называют статической. Как известно, острота зрения здорового человека условно равна единице: это способность глаза различить две светящиеся точки отдельно под углом 1'. Для исследования остроты зрения известны методы Снеллена, Головина — Сивцева, Ландольта, Монуайе, таблицы РОРБА [1].

К стандартным средствам определения остроты зрения [2] относятся таблицы опто типов. В настоящее время существуют средства автоматизации проверки остроты зрения, в частности проекторы опто типов. Для удобства работы проекторы снабжены горизонтальными и вертикальными масками для быстрого предъявления определенной строки, столбца или отдельного знака. Современные проекторы знаков характеризуются большим разнообразием масок, что играет существенную роль в процессе диагностики.

Как при диагностике нарушения функции зрения, так и при осмотре пациентов, профессиональная деятельность которых требует высокой остроты зрения, использование существующих методов связано с одним принципиальным ограничением: эти методы ориентированы на горизонтальную шкалу зрительного восприятия. При этом следует отметить, что данная шкала статична.

Таким образом, возникает актуальная задача разработки теории, методов и средств оценивания динамической остроты зрения.

Для получения образа естественного зрительного восприятия необходимо отобразить изображение на некоторую поверхность. Принимаем, что поверхностью для формирования естественного зрительного образа является боковая поверхность цилиндра [3—6], причем образующие цилиндра могут быть линейными и нелинейными. Однако это справедливо для динамического опто типа, рассматриваемого по одной координате (горизонт). Для формирования динамического опто типа по двум координатам (горизонт + вертикаль) поверхностью отображения будет тор (рис. 1), динамику которого можно описать с помощью следующего соотношения:

$$\Delta\theta_2 = 2\pi \frac{\omega_2}{\omega_1},$$

где $\Delta\theta_2$ — оценка ДОЗ; ω_1, ω_2 — характерные частоты динамической системы.

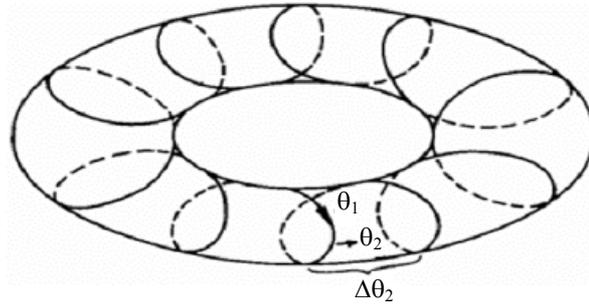


Рис. 1

Поскольку при формировании образов используются отображения, то справедливо применение теории шкал (функции отображения представляется возможным рассматривать как шкалы).

По мнению авторов, в рассматриваемом случае целесообразно пользоваться диадическими шкалами [7]. Диадические координатные системы являются представлением диадической группы. Эта группа состоит из 2^s чисел $0, 1, \dots, 2^s - 1$, где в качестве групповой операции используется сложение по модулю два.

Усовершенствуем понятие диадической системы координат, используя, во-первых, линейки с дискретными метками и, во-вторых, графы [8], двойственные циклу с двумя гранями, n вершинами и n ребрами. Здесь дискретные метки преобразуются в грани, а оценки событий (измерений) даются на основе теории информации. Поэтому интервалы Δx между метками линеек или координатных осей принимаются произвольно малыми, но конечными.

На рис. 2, а—в приведены некоторые фрагменты эволюции четверичных шкал на основе теории двойственных графов, где а — интервальная шкала; б — интервальная шкала, преобразованная в линейку-кольцо; в — двойственный к линейке-кольцу граф — тросовая шкала (грани Q_1 и Q_2 на этой шкале являются вершинами).

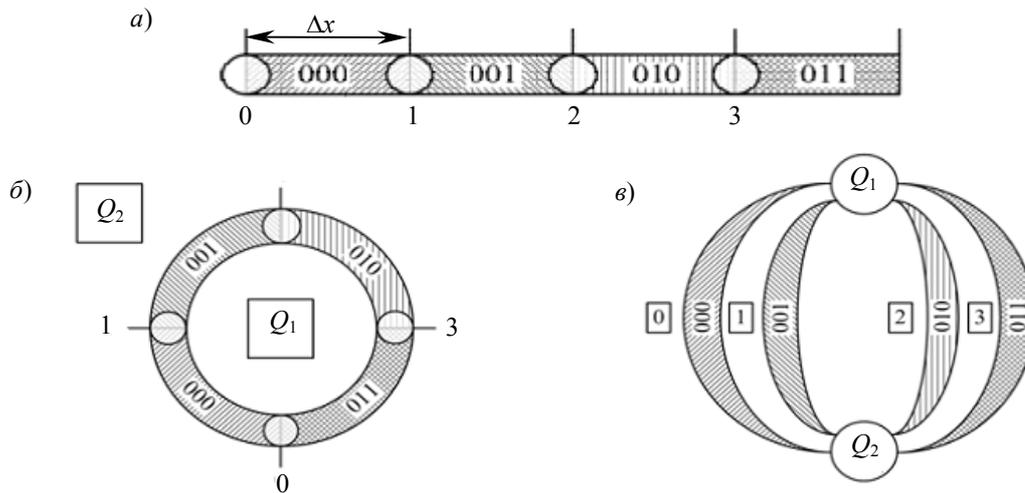


Рис. 2

Авторами настоящей статьи разработано устройство по определению динамической остроты зрения. Устройство, принципиальная схема которого приведена на рис. 3, состоит из вращающегося динамического опто типа и затвора. Динамический опто тип представляет собой проекцию боковой поверхности цилиндра на плоскость. Проецирование осуществляется по закону линейной перспективы.

Устройство работает следующим образом. При открытом затворе изменяем угловую скорость (ω) динамического опто типа до тех пор, пока воспринимаемое испытуемым изображение не остановится, и фиксируем значение ω . После этого закрываем затвор и, изменяя частоту его срабатывания (ν), находим частоту, на которой опто тип будет опознан.

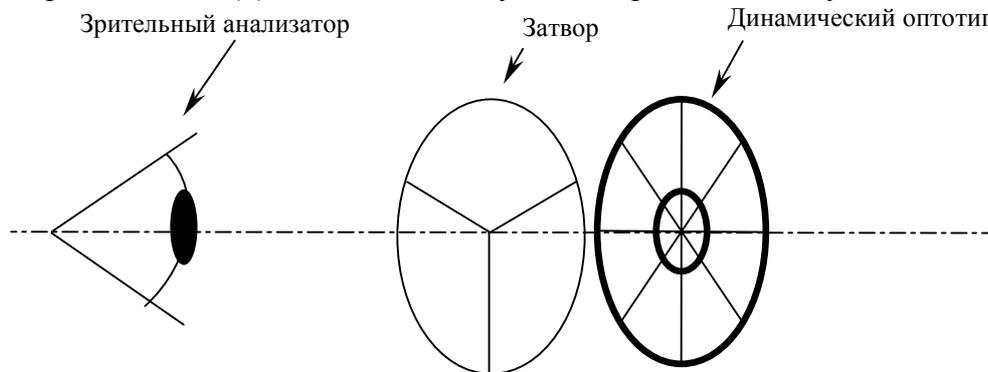


Рис. 3

Количественная оценка динамической остроты зрения вычисляется по формуле

$$D = \omega / \nu .$$

Данное устройство может быть использовано для оценки зрительного восприятия пространства. Для этой цели динамический опто тип (цилиндр) может быть спроецирован на плоскость по закону прямой или обратной перспективы, при этом коэффициент перспективы (для цилиндра это соотношение диаметров образующих окружностей) является величиной переменной. Изменяя коэффициент перспективы и оперируя различными 3D-объектами (опто типами), можно оценить способности зрительного анализатора к восприятию пространства. При этом в качестве критерия оценки может быть использован коэффициент перспективы.

Обратимся теперь к оценке динамической восприимчивости зрительного анализатора. Под динамической восприимчивостью понимается количество информации, которое зрительный анализатор воспринимает за определенный отрезок времени. Таким образом, изменяя время представления информации, можно вычислить скорость и объем зрительного восприятия. Динамическая восприимчивость будет определяться длиной дуги или величиной угла φ , который успел распознать зрительный анализатор на динамическом опто типе. Схема оценивания динамической восприимчивости приведена на рис. 4.

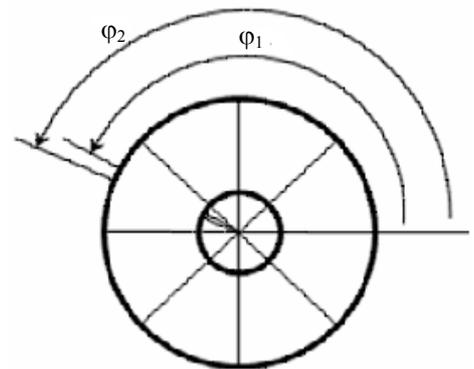


Рис. 4

Используя описанные методы и средства представляется возможным провести комплексные исследования динамической остроты зрения.

В заключение следует отметить, что в настоящее время все более широкое распространение получают системы технического зрения. Авторы предлагают расширить понятие динамической остроты зрения и использовать его в качестве критерия оценки систем технического зрения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронцов Е. А., Черноусов А. С. Классификация методов и средств определения остроты зрения // Науч.-техн. вестн. СПбГУ ИТМО: I сессия научной школы „Задачи механики и проблемы точности в приборостроении“. СПб: СПбГУ ИТМО, 2006. Вып. 28. С. 75—83.
2. Даниличев В. Ф. Современная офтальмология. СПб: Питер, 2000. 320 с.

3. Пуанкаре А. Избранные труды. М.: Наука, 1972. Т. II. С. 329—744.
4. Андронов А. А., Витт А. А., Хайкин С. Э. Теория колебаний. М.: Физматгиз, 1959.
5. Мусалимов В. М., Воронцов Е. А. Прямые и обратные перспективы на цилиндре как средство оценки зрительной восприимчивости // Материалы VI Междунар. оптич. конгресса „Оптика — XXI век“. СПб: СПбГУ ИТМО, 2006. С. 255—258.
6. Мусалимов В. М. Аналитическая теория точности механических систем // Фундаментальные проблемы теории точности: Сб. / Под ред. В. П. Булатова. СПб: Наука, 2001. С. 36—64.
7. Хармут Х. Применение методов теории информации в физике. М.: Мир, 1989. 344 с.
8. Оре О. Графы и их применение. М.: Мир, 1965. 175 с.

Сведения об авторах

- Евгений Александрович Воронцов** — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра измерительных технологий и компьютерной томографии;
E-mail: voroncov_evgenii@mail.ru
- Виктор Михайлович Мусалимов** — д-р техн. наук, профессор; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: musalimov@mail.ifmo.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

СООБЩЕНИЯ

УДК 621.83.053.7

Б. П. ТИМОФЕЕВ, В. Ю. ДАЙНЕКО

ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ С ВНУТРЕННИМ ЦЕВОЧНЫМ ВНЕЦЕНТРОИДНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Приведены расчетные формулы для построения профилей пары зубчатых колес внецентроидного цевочного зацепления с разностью чисел зубьев, равной единице. Обосновываются преимущества использования такого зацепления в шестеренных насосах при варьировании размеров цевки.

Ключевые слова: шестеренные насосы, внутреннее зацепление, цевочное зацепление, внецентроидное зацепление.

В планетарных редукторах с большим передаточным отношением давно используется внецентроидное зацепление с разностью чисел зубьев колес, равной единице [1, 2]. Такое зацепление выполняется как цевочное, при этом профили зубьев размещаются на окружностях, смещенных по отношению к центроидам 1 и 2, как показано на рис. 1, где B_0B_1 — эпициклоида, K_0K_1 — эквидистанта удлинненной эпициклоиды D_0D_1 , r_1 и r_2 — радиусы центроид колес. При перекачивании без скольжения центроида 1 по центроиде 2 точка B_0 , жестко связанная с центроидой 2, описывает эпициклоиду D_0D_1 . Радиус цевки $r_{ц} = D_0K_0$.

В рассматриваемом зацеплении в качестве профилей используются полные ветви удлинненной эпициклоиды. На центроиде 1 должно разместиться целое число таких ветвей. Поэтому шаг зубьев по центроиде

$$t = 2\pi(r_2 - r_1) = 2\pi a_w,$$

где a_w — межосевое расстояние.

С другой стороны,

$$t = \frac{2\pi r_1}{z_1},$$

где z_1 — целое число ветвей (зубьев), размещаемых на центроиде колеса.

Отсюда

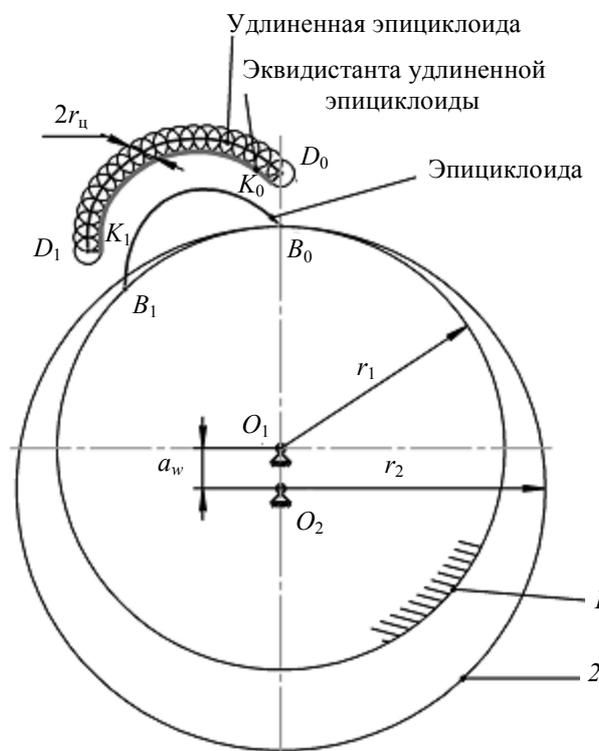


Рис. 1

$$r_1 = a_w z_1, \quad r_2 = a_w (z_1 + 1),$$

так как $r_1/r_2 = z_1/z_2$; $z_2 = z_1 + 1$ — количество цевок.

Центроиды и профили зубьев во внецентроидном цевочном зацеплении изображены на рис. 2.

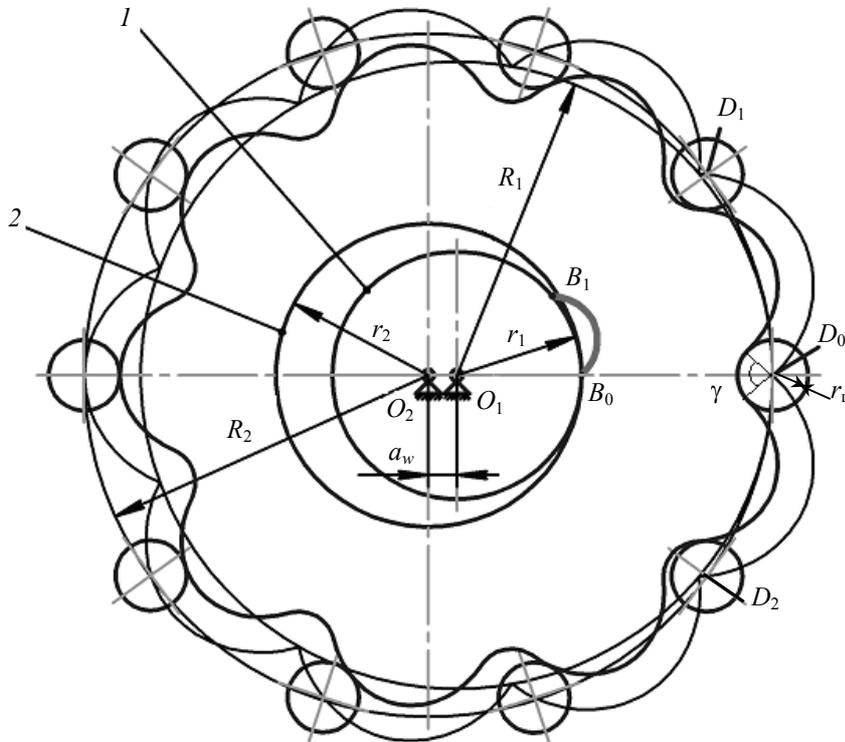


Рис. 2

Преимущества использования в шестеренных насосах внецентроидного цевочного зацепления при $z_2 - z_1 = 1$ очевидны. Во-первых, такой способ позволяет существенно уменьшить габариты насоса по сравнению с эвольвентным зацеплением. Так, например [3], минимальная разность чисел зубьев в эвольвентном зацеплении при $z_1 = 19$, $z_2 = 23$ составляет $z_2 - z_1 \geq 4$. Во-вторых, в таком насосе можно не использовать серповидный разделитель [4—6], так как линии контакта, число которых равно девяти (см. рис. 2), надежно разделяют полости всасывания и нагнетания рабочей среды. При этом существенно снижается шум насоса, вызванный пульсацией давления в конструкциях с серповидным разделителем, и упрощается конструкция корпуса насоса.

Для построения профилей зубчатых колес внецентроидного цевочного зацепления рассмотрим следующие уравнения.

Уравнение удлиненной эпициклоиды запишем в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -R_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + (r_2 - r_1) \sin \varphi_1; \\ y_1 &= R_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - (r_2 - r_1) \cos \varphi_1, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где φ_1 — угол поворота шестерни, φ_2 — угол поворота колеса.

Эквидистанта удлиненной эпициклоиды определяется как

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= -R_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + (r_2 - r_1) \sin \varphi_1 - r_{\text{ц}} e_x; \\ y_3 &= R_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - (r_2 - r_1) \cos \varphi_1 - r_{\text{ц}} e_y, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где e_x — проекция нормали в точке эпициклоиды на ось x , e_y — проекция нормали в точке эпициклоиды на ось y .

Поскольку центроида 2 перекатывается по центроиде 1 без скольжения, то в соответствии с равенством $r_1\varphi_1 = r_2\varphi_2$ можно записать уравнение

$$\varphi_1 - \varphi_2 = \varphi_1 \left(\frac{r_2 - r_1}{r_2} \right) = \frac{a_w}{r_2} \varphi_1 = \frac{\varphi_1}{z_2}. \quad (3)$$

Кроме того, радиусы R_1 и R_2 удлиненной эпициклоиды взаимосвязаны (см. рис. 2): $R_2 = R_1 + a_w$ при $r_{ц} = 2a_w$.

Перепишем системы уравнений (1) и (2) с учетом выражения (3):

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -R_1 \sin \frac{\varphi_1}{z_2} + a_w \sin \varphi_1; \\ y_1 &= R_1 \cos \frac{\varphi_1}{z_2} - a_w \cos \varphi_1; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= -R_1 \sin \frac{\varphi_1}{z_2} + a_w \sin \varphi_1 - r_{ц} e_x; \\ y_3 &= R_1 \cos \frac{\varphi_1}{z_2} - a_w \cos \varphi_1 - r_{ц} e_y. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Записав уравнение нормали в виде $(X - x) / \left(\frac{\partial y}{\partial y_1} \right) = -(Y - y) / \left(\frac{\partial x}{\partial y_1} \right)$ и пронормировав его, получим

$$\begin{aligned} e_x &= \frac{\partial y}{\partial y_1} = -a_w \sin \varphi_1 + \frac{R_1}{z_2} \sin \frac{\varphi_1}{z_2}, \\ e_y &= -\frac{\partial x}{\partial y_1} = a_w \cos \varphi_1 + \frac{R_1}{z_2} \cos \frac{\varphi_1}{z_2}. \end{aligned}$$

На окружности радиусом R_1 найдем касательные и нормали к профилю D_0D_2 и D_0D_1 удлиненной эпициклоиды, а затем и угол между ними.

Уравнения касательных

$$(X - x) \frac{\partial y}{\partial y_1} - (Y - y) \frac{\partial x}{\partial y_1} = 0 \quad (6)$$

перепишем в виде

$$Y = X \left(\frac{\partial y}{\partial y_1} / \frac{\partial x}{\partial y_1} \right) - x \left(\frac{\partial y}{\partial y_1} / \frac{\partial x}{\partial y_1} \right) + y$$

или

$$Y = kX + b, \quad (7)$$

где $b = y - x \left(\frac{\partial y}{\partial y_1} / \frac{\partial x}{\partial y_1} \right)$; $k = \frac{\partial y}{\partial y_1} / \frac{\partial x}{\partial y_1} = \operatorname{tg} \gamma$; здесь угол γ определяет участок эквидистанты, очерченный радиусом $r_{ц}$ (см. рис. 2).

При использовании в насосах внутреннего зацепления вопрос о собственно „цевочных“ свойствах не стоит, так как цевки не применяются для замены трения скольжения на трение качения, для снижения износа, повышения КПД и т.д. Мало того, в зацеплении участвует

лишь сектор цевки, ограниченный углом γ . При увеличении радиуса R_2 и при $r_{ц} = 2a_w$ в зацеплении используется только часть цевки, составляющая меньше половины ее дуги. Это особенно важно при технологии получения элементов зацепления методами порошковой металлургии.

Важным вопросом является выбор величин z_1 и z_2 . На рис. 2 показан вариант, когда $z_1 = 9$, а $z_2 = 10$. Угловой шаг шестерни и колеса составляет 40 и 36° соответственно. Другими возможными соотношениями чисел зубьев являются следующие: $8/9$, $5/6$, $4/5$ и т. д.

Следует отметить, что при уменьшении числа зубьев шестерни снижается коэффициент перекрытия: это при отсутствии серповидного разделителя нецелесообразно. Еще раз подчеркнем, что разделение полостей всасывания и нагнетания рабочей среды в этом случае достигается исключительно за счет линейного касания всех пар зубьев, передача же движения осуществляется только половиной всех зубьев.

При решении вопроса о выборе радиуса цевки $r_{ц}$ и числа зубьев шестерни z_1 необходимо учитывать основные характеристики насоса — напор, расход жидкости (рабочей среды), скорость вращения насоса и т.д. При уменьшении z_1 и увеличении $r_{ц}$ взаимопересечения профилей эквидистантны.

Пример. Приведем расчет профилей шестерни и колеса при $r_{ц} = 2a_w$.

Исходные данные:

$$z_1 = 12; z_2 = 13; a_w = 3,2 \text{ мм}; r_{ц} = 6,4 \text{ мм}.$$

Тогда

$$r_1 = 38,4 \text{ мм}; r_2 = 41,6 \text{ мм}; R_1 = 45,3 \text{ мм}; R_2 = 48,5 \text{ мм}; \varphi_1/13 = 27,72^\circ.$$

Согласно формулам (4)—(7) построены профили шестерни, колеса и зацепления (рис. 3, а—в соответственно).

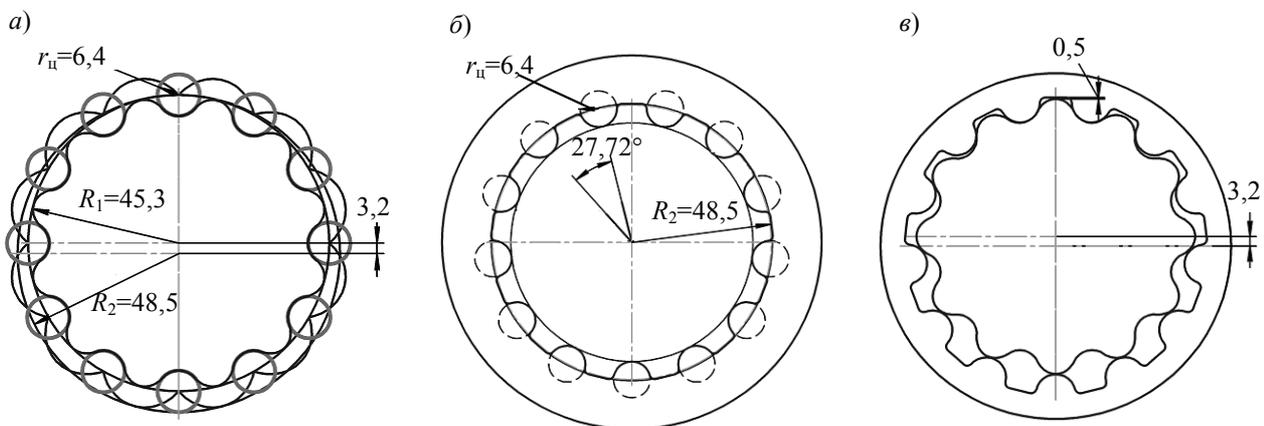


Рис. 3

Следует отметить, что увеличение радиуса $r_{ц}$ при одновременном увеличении радиусов R_1 и R_2 может привести к тому, что зацепление будет невозможно.

Итак, рассмотрен вопрос об использовании в шестеренных насосах внутреннего внецентроидного цевочного зацепления. Выявлены преимущества насосов с использованием внутреннего цевочного зацепления с разностью чисел зубьев колеса и шестерни, равной единице. Применение таких передач позволяет уменьшить габариты насоса, снизить шум, упростить конструкцию корпуса и обеспечить ряд технологических преимуществ при изготовлении элементов зацепления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1986. 584 с.
2. Шанников В. М. Планетарные редукторы с внецепоидным зацеплением. М.: Машгиз, 1948. 172 с.
3. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи с цевочным зацеплением. М.: Машиностроение, 1966. 307 с.
4. Лямаев Б. Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение, 1988. 256 с.
5. Рыбкин Е. А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1960. 189 с.
6. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. М.: Машиностроение, 1964. 238 с.

Сведения об авторах

- Борис Павлович Тимофеев** — д-р техн. наук, профессор; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: timborp@rambler.ru
- Вячеслав Юрьевич Дайнеко** — аспирант; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: zaza.seva@rambler.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

УДК 620.179

К. Н. ВОЙНОВ, Е. В. САМОЙЛОВА, Е. В. ЧЕРТОК

НОВЫЕ ПРИБОРЫ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАБОТЫ СО СМАЗОЧНЫМИ МАТЕРИАЛАМИ

Представлены приборы, предназначенные для контроля качества и адгезионных свойств пластичных смазочных материалов, а также определения коэффициентов трения покоя. Приведено описание новой конструкции объемного шарового насоса для перекачивания различных жидких сред.

Ключевые слова: смазка, прибор, адгезия, шаровой насос, программа.

В настоящее время существенно изменилась ситуация на рынке продаж различных смазочных материалов. Рекламируемые частными фирмами смазки многоцелевого назначения, как показывают многочисленные проверки, к сожалению, зачастую не отвечают требованиям, предъявляемым к этим материалам. Использование же недоброкачественной смазочной продукции приводит к ощутимым потерям для потребителей. Применение не соответствующих стандартам смазочных материалов вызывает преждевременный выход из строя оборудования и специальной техники.

Для проведения экспресс-контроля качества пластичных смазочных материалов был разработан прибор — „Адгезиметр“ [1], в котором использован принцип реализации центростремительного ускорения вращающегося образца с предварительно нанесенным на его поверхность мерным количеством пластичной смазки (рис. 1).

В конструкции прибора использован высокооборотный электрический двигатель 1, скорость вращения выходного вала которого может плавно регулироваться с помощью специальной кнопки. До начала опыта электронные весы 7 показывают массу установленного в раме 2 на основании 8 пустого прозрачного стакана 6 с надетой на него крышкой 5. Смазка, нанесенная на пустотелый цилиндрический образец 4, по показанию весов первоначально не фиксируется. Затем включается высокооборотный электрический двигатель. Экспериментатор

плавно увеличивает и контролирует с помощью датчика Холла число оборотов выходного вала с прикрепленным к нему через муфту 3 образцом. При этом в определенный момент времени смазочный материал начинает отделяться от поверхности образца и за счет центробежной силы попадает на внутренние стенки стакана, увеличивая его исходную массу. Это непрерывно фиксируется электронными весами с точностью, например, до 0,02 г. Когда установлен момент, при котором прекращается увеличение массы стакана, наблюдение прекращается. При этом определяются как начальная скорость, с которой часть смазочного материала отделяется от образца, так и предельное ее значение, когда поверхность образца будет полностью освобождена от смазки. По этому показателю прибор также может выявить, имеет ли смазка отклонения от стандарта, а следовательно, является бракованной или фальсифицированной. Данные экспресс-контроля сравниваются с результатами, полученными при испытании стандартизованной (эталонной) смазки. Представленный прибор может рабо-

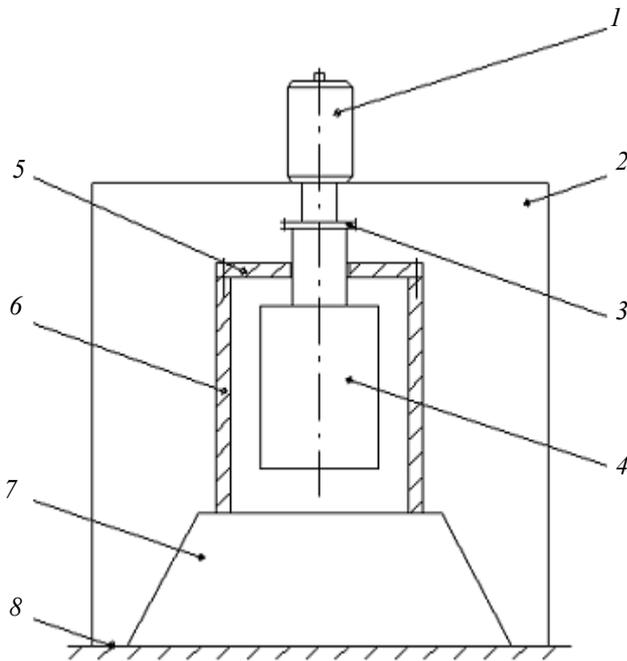


Рис. 1

тать как при пониженной, так и при повышенной температуре, что позволяет проверять качество и адгезию смазочного материала в условиях, приближенных к эксплуатационным.

Для оценки коэффициента трения покоя шероховатых поверхностей трения — тела и контртела — при разной их взаимной ориентации, а также при наличии тонкого слоя смазочного материала на их поверхностях был разработан другой специальный прибор.

Приведем краткую техническую характеристику этого прибора, реализованного как в механическом, так и в электрическом исполнении. Количество испытываемых образцов — одна пара; формы образцов — круглые, квадратные, прямоугольные, треугольные и др.; нагрузка прижатия соответствует массе верхнего образца (обычно до 1 кг); шероховатость, покрытие, твердость поверхностей трения — любые; точность измерения коэффициента трения при механическом исполнении прибора — до 0,02 мм (при электрическом или электронном контроле может быть существенно выше). В последнем случае учитывается при наклоне платформы изменение фиксируемого напряжения с учетом изменения встроенного в схему электрического сопротивления.

Изменение коэффициента трения покоя оценивается по следующей схеме. Первоначально на верхнем образце, имеющем, к примеру, круглую форму, сбоку с шагом 30° наносятся риски, которые не портят поверхность трения. Поворотная платформа при этом находится в горизонтальном положении. Далее, нижний образец жестко фиксируется в кювете и на него накладывается верхний образец с нулевой отметкой-риской. Затем посредством плавного вращения винтового механизма осуществляется наклон поворотной платформы до момента „сползания“ верхнего образца с поверхности нижнего. Тангенс фиксируемого при этом угла наклона платформы и есть коэффициент трения покоя. При последовательном повторении опыта с шагом 30° определяются значения коэффициента трения покоя как для сухих поверхностей трения, так и при наличии на них тонкой пленки смазки.

Результат анализа изменения коэффициента трения покоя с использованием разработанного в программе MathCad алгоритма графически представлен на рис. 2, здесь по верти-

кальной и горизонтальной осей отложены координаты восьми точек, показывающие изменение коэффициента трения покоя при повороте платформы с шагом 30°. График четко демонстрирует влияние взаимной ориентации шероховатости тела и контртела на изменение величины изучаемого коэффициента: максимальные его значения появляются при таком расположении шероховатости, когда диагональ 1—1', соединяющая соответствующие точки, максимальна; при ориентации шероховатости по линии 2—2' силы трения, температура, износ в паре трения и период приработки будут значительно меньшими.

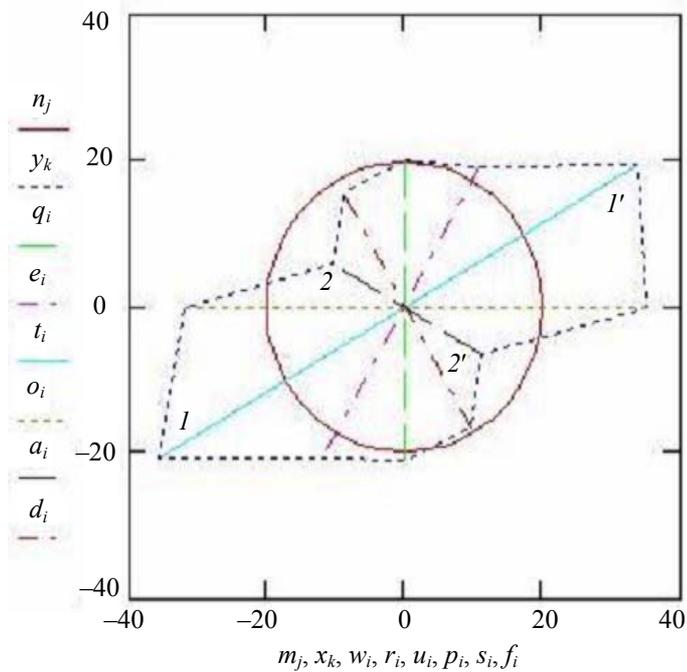


Рис. 2

В некоторых случаях нет смысла осуществлять поворот верхнего образца. Это относится обычно к ситуации, когда на поверхностях трения имеется устойчивая тонкая пленка смазки, закрывающая максимальные вершины шероховатости поверхности, а также когда на поверхностях трения имеются шероховатости кольцевого типа.

Авторами была разработана также новая конструкция объемного шарового насоса [2], предназначенного для перекачивания жидких сред.

Изображение шарового насоса с плоскими дисками (а) и с дисками специальной формы (б, в) представлено на рис. 3.

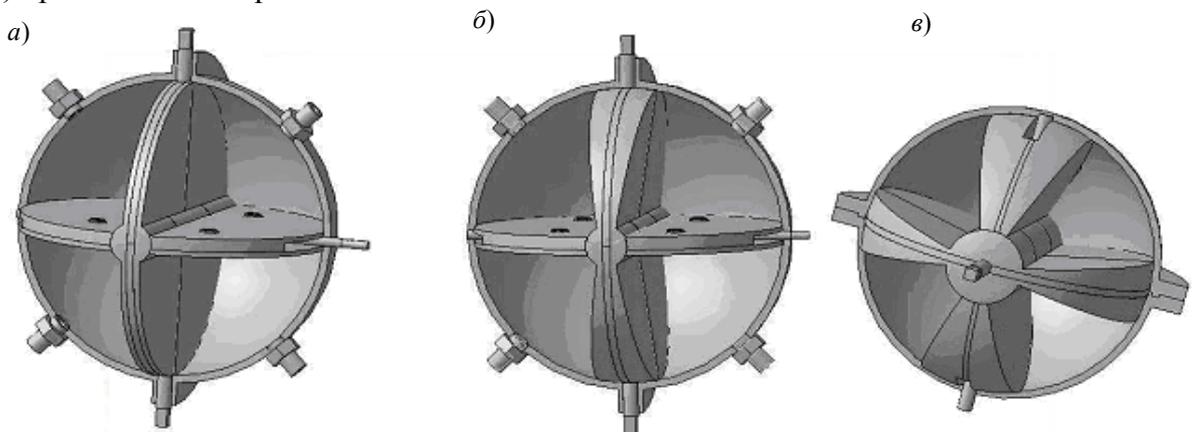


Рис. 3

Насос имеет шаровидной формы корпус, соединяемый из двух половинок. В корпусе на одной оси расположены два поворотных диска, а также имеются по два входных и выходных

патрубка. Одна пара служит для всасывания жидкой среды (воды, масла, глицериновой композиции и др.), а другая обеспечивает полный выброс среды из камеры. Функции патрубков без остановки насоса можно поворотом рукоятки поменять на противоположные. Области применения насоса весьма широки: перекачивание жидкой среды из больших по объему емкостей в малые и наоборот; обеспечение централизованной системы смазки для специального оборудования в цехах предприятий; выполнение функции искусственного человеческого сердца для перекачивания крови; выполнение функции гидромашины с возможностью мгновенного реверсирования тока рабочей среды, а следовательно, и направления прикладываемого усилия. Производительность разработанного насоса и надежность значительно выше по сравнению с известными аналогами такого же класса насосов. Кроме того, насос имеет повышенный ресурс эксплуатации, так как его конструкция содержит минимальное число пар трения. Важным является и тот факт, что выталкивание жидкой среды из шарового насоса осуществляется практически полное, так как диски модернизированной конусовидной формы при работе сближаются до соприкосновения.

Апробация в лабораторных и производственных условиях показала эффективность работы всех описанных вариантов приборов и возможность их использования в различных областях, в частности на железнодорожном транспорте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Войнов К. Н.* и др. Новые конструкторско-технологические решения для железнодорожного транспорта: Учеб. пособие. СПб: ПГУПС, 2009. 30 с.
2. Пат. 79619 РФ, МПК F 01 C 3/00. Роторная объемная машина / *Дёжинов Б. А., Войнов К. Н., Черток Е. В.* // Оpubл. 10.01.09. Бюл. № 1.

Сведения об авторах

- Кирилл Николаевич Войнов** — д-р техн. наук, профессор; Петербургский государственный университет путей сообщения, кафедра теории механизмов и робототехнических систем; E-mail: forstar@mail.ru
- Елена Викторовна Самойлова** — аспирант; Петербургский государственный университет путей сообщения, кафедра теории механизмов и робототехнических систем; E-mail: helenasam@mail.ru
- Елена Витальевна Черток** — аспирант; Петербургский государственный университет путей сообщения, кафедра теории механизмов и робототехнических систем; E-mail: chertok83@mail.ru

Рекомендована кафедрой
мехатроники СПбГУ ИТМО

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

Г. Б. ЗАМОРУЕВ, М. А. НОЗДРИН, А. В. ШАВЕТОВ

ФОРМИРОВАНИЕ УЧЕБНОГО ПРОЦЕССА НА БАЗЕ КУРСА

„КОМПЬЮТЕРНОЕ УПРАВЛЕНИЕ МЕХАТРОННЫМИ СИСТЕМАМИ“

Рассматриваются цели, содержание и требования к лабораторному практикуму по компьютерному управлению мехатронными объектами. Приводится описание учебных роботов, на базе которых формируется тематика лабораторного практикума.

Ключевые слова: микроконтроллер, программирование в режиме реального времени, датчики (сенсоры), лабораторный практикум.

Подготовка специалистов в области мехатроники требует наряду с получением фундаментальных знаний во многих областях механики, электромеханики, компьютерных технологий, также и основательного освоения методов компьютерного управления объектами механики и технологическими процессами. Обычно это достигается с помощью встроенных программируемых микроконтроллеров, различных пассивных и активных датчиков и вспомогательных электронных компонентов (блоки питания, блоки управления шаговыми электродвигателями и др.).

Для функционирования электронных компонентов необходимо разработать соответствующие программы для микроконтроллеров, что невозможно осуществить в теоретическом виде. Поэтому в учебном процессе предусмотрен цикл лабораторных работ, при выполнении которых студенты должны решить следующие задачи: разобраться в принципиальных и монтажных схемах взаимодействия управляемых объектов, исследовать характеристики различных датчиков, сигнальных устройств и управляющих электронных компонентов [1]. В зависимости от решаемой задачи составляется та или иная программа на соответствующем языке программирования и производится ее отладка на реальном объекте. Следует заметить, что для мехатронных систем характерно управление в режиме реального времени.

Подходящим, по мнению авторов, материальным обеспечением цикла лабораторных работ по мехатронике является продукция, поставляемая фирмой “Parallax Inc.” (США), которая предлагает широкий ассортимент комплектов для сборки малогабаритных и относительно недорогих учебных роботов (в частности, “Voe-Bot”), а также различных датчиков и электронных компонентов [2], например: ультразвуковой излучатель/приемник; MEMS-акселерометр для измерения динамических и статических ускорений (например, наклона объекта); датчик-компас для определения углов поворота объекта; датчик углокод для определения пройденного расстояния по углу вращения колеса; датчик слежения за маркирующей линией; инфракрасный излучатель/приемник для управления объектом на расстоянии; устройство технического зрения [3], которое включает в себя оптическую подсистему, собственный микропроцессор, сигнальную систему из светодиодов и пьезодинамик, механические элементы присоединения, совместимые с электронной платой.

Внешний вид робота “Voe-Bot” представлен на рис. 1 [4]. В исходный комплект для сборки мобильного робота-тележки входит микроконтроллер; электронная плата; два шаговых мотор-редуктора; все элементы механической конструкции и ряд электронных компонентов: пьезодинамик, сигнальные светодиоды, ряд резисторов, конденсаторов, соединительных

проводников (jumpers) и элементов управления; тактильные датчики, датчики на фоторезисторах и датчики на инфракрасных светодиодах (IR LED-излучатели и приемники).

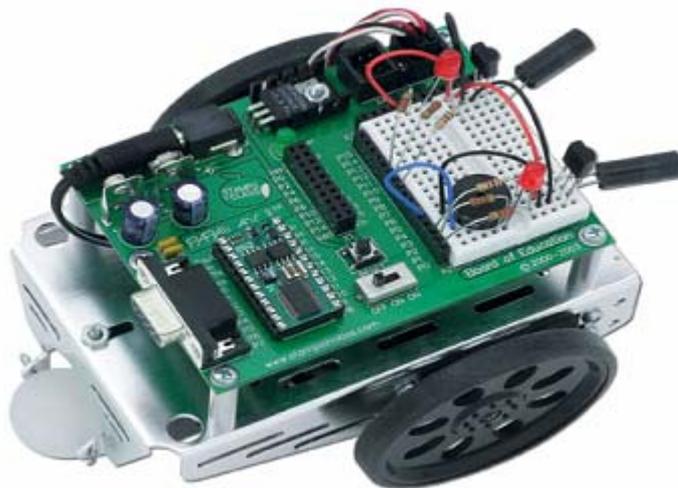


Рис. 1

На алюминиевом шасси робота “Вое-Вот” установлена электронная плата Development Board (рис. 2), на которой расположено гнездо (типа DIL) для микроконтроллера “Basic Stamp 2”, а на наборном поле смонтированы схемы, обеспечивающие работу инфракрасных излучателей и приемников для распознавания окружающих предметов и оценки расстояний до них, схемы свето- и звуко- сигнальных устройств. С помощью наборного поля возможна сборка различных электронных схем и присоединение компонентов электроники, сигнальных устройств и различных датчиков без применения пайки. Используются микроконтроллеры с 24 (иногда с 40) контактами, из которых 16 (32) являются портами ввода/вывода. Количество вариантов собираемых схем не ограничено и зависит от наличия электронных компонентов и изобретательности автора проекта. На плате присутствуют и другие элементы: разъем для присоединения компьютерного кабеля для программирования микроконтроллера (USB или COM), разъемы питания и преобразователь напряжения, гнезда для соединения входов/выходов микроконтроллера с монтажной площадкой, многополюсный разъем для присоединения сложных компонентов и другие вспомогательные элементы.

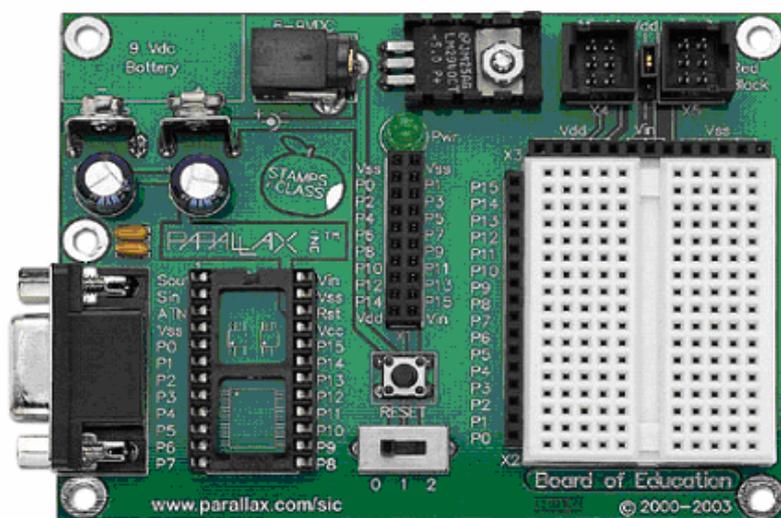


Рис. 2

Основу семейства микроконтроллеров “Basic Stamp 2” составляют микропроцессоры фирм (США) “Microchip” (PIC 16C57) и “Uvicom” (SX28AC/SS, SX48AC). Микропроцессоры

и соответствующие микроконтроллеры различаются тактовой частотой, количеством команд, объемом программной и оперативной памяти и интерпретируемым языком программирования. Для большинства микроконтроллеров программы составляются на языке PBASIC (версии языка BASIC), а для более мощных микропроцессоров — на одной из версий языка JAVA.

Язык PBASIC включает команды, позволяющие посылать, принимать и декодировать информацию в виде сигналов, занимающих в реальном времени микро- и миллисекундные интервалы и имеющие частоты до десятков кГц.

Версия языка JAVA имеет классы-шаблоны объектов типа ADC, DAC, PWM (аналого-цифровой/цифроаналоговый преобразователь, широтно-импульсный модулятор) и другие подобные классы.

На рис. 3 показаны некоторые микроконтроллеры, совместимые с электронной платой Development Board:

1 — мощный микроконтроллер “Javelin Stamp” с микропроцессором Ubicom SX48AC, с программной памятью 32 кбайт EEPROM, оперативной памятью 32 кбайт RAM и быстродействием 8000 операций/с; программа для микроконтроллера составляется на версии языка JAVA; микроконтроллер имеет много специализированных классов данных для управления объектами;

2, 4, 5 — микроконтроллеры, программы для которых составляются на языке PBASIC (экономичном для программирования), имеют 8×2 (и даже 16×2) кбайт программной памяти и быстродействие до 12 000 операций/с;

3 — самый доступный и недорогой микроконтроллер “Basic Stamp 2”, характеризуется программной памятью 2 кбайт EEPROM, оперативной памятью 32 байта RAM и быстродействием 4000 операций/с; несмотря на скромные технические характеристики, он позволяет воспроизводить довольно сложные алгоритмы поведения объекта.

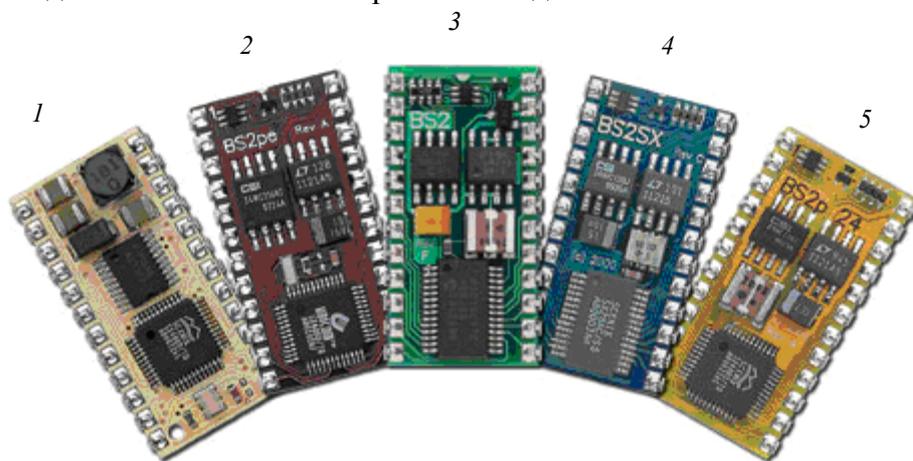


Рис. 3

Электронная плата Development Board с установленным микроконтроллером и электронными компонентами является управляющим модулем, общим при реализации различных объектов управления, таких как: робот-тележка “Вое-Bot” с двумя ведущими/управляемыми и третьим поддерживающим колесами (см. рис. 1); робот на гусеничном ходу; шагающий робот; 4- или 6-ногий ползающий робот (соответственно с 8 или 12 управляемыми шаговыми мотор-редукторами и необходимыми датчиками); робот-манипулятор со схватом и с пятью независимыми степенями подвижности. Управляющий модуль может быть запрограммирован и применен для регулирования (в том числе, и для ПИД-регулирования) процессов, не связанных с механическим движением, например для регулирования температуры технологического процесса и т.д.

Фирмой “Parallax Inc.” созданы и распространяются через Интернет (бесплатно) соответствующие среды разработки GUI: одна — для семейства микроконтроллеров с программой на языке PBASIC, другая — на языке JAVA. Эти среды имеют мощные средства помощи пользователю в составлении и отладке программ, а на языке JAVA имеют еще и большую библиотеку общих и специальных классов объектов.

На базе представленных учебных роботов формируется тематика лабораторного практикума, которому должен предшествовать курс лекций следующего содержания:

— изучение встраиваемых программируемых микроконтроллеров, их основных компонентов, электронных плат разработчика, их наборного поля и принципа построения электронных схем;

— ознакомление с устройством и возможностями учебных роботов и с их различной комплектацией;

— ознакомление с различными датчиками, принципами их действия и возможностями, способами их подключения и взаимодействия с микроконтроллером и другими компонентами электронной схемы и робота в целом;

— изучение языков программирования в режиме реального времени и способов взаимодействия программы и различных подсистем робота.

Введение в учебный процесс указанного лабораторного практикума позволит существенно повысить уровень подготовки студентов, в частности, по курсу „Компьютерное управление мехатронными системами“.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Dietz P. H.* Pragmatic Introduction to Electronic Engineering. Version 1.0. Parallax Inc., USA, 1998.
2. Parallax Education [Электронный ресурс]: <www.parallax.com/education>.
3. *Lindsay A.* Robotics with the Boe-Bot // Student Guide. Version 2.2. Parallax Inc., USA, 2002.
4. *Tracy Al.* Applied Sensors. Version 1.4. Parallax Inc., USA, 2003.

Сведения об авторах

- Георгий Борисович Заморюев** — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: georgyz09@gmail.com
- Михаил Александрович Ноздрин** — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: m_nozdrin@mail.ru
- Алексей Васильевич Шаветов** — студент; Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий механики и оптики, кафедра мехатроники; E-mail: spb.ifmo@gmail.com

Рекомендована кафедрой
мехатроники

Поступила в редакцию
15.06.09 г.

ИНФОРМАЦИЯ

С 5-го по 8 июля 2010 г. в Санкт-Петербурге состоится
международная конференция

„ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ ЛАЗЕРНЫХ МИКРО- И НАНОТЕХНОЛОГИЙ“

International Conference

FUNDAMENTALS OF LASER ASSISTED MICRO- & NANOTECHNOLOGIES (FLAMN-10)

Организаторы:

Санкт-Петербургский государственный университет
информационных технологий, механики и оптики,
Институт общей физики РАН

Конференция FLAMN-10 состоит из двух основных секций:

- „Лазерные микро- и нанотехнологии“,
 - „Взаимодействие лазерного излучения с веществом“,
- а также включает в себя следующие научные школы и семинары:
- „Фотофизика наноразмерных систем“,
 - „Взаимодействие терагерцового излучения с веществом“,
 - „Лазерная очистка и реставрация: процессы и их диагностика“,
 - „Компьютерное моделирование лазерных технологий“,
 - „Промышленные технологии на основе волоконных лазеров“.

История конференции восходит к середине 60-х годов прошлого века.

В 1965 г. состоялась первая конференция „Применение лазеров в науке и технике“, ставшая началом серии аналогичных конференций, проводившихся вплоть до конца 70-х годов прошлого века. Инициатором и председателем этих конференций был заведующий первой в СССР кафедры квантовой электроники, созданной в ЛИТМО, проф. К. И. Крылов. Параллельно с этим в 1968 г. в ГОИ им. С. И. Вавилова под председательством чл.-кор. РАН А. М. Бонч-Бруевича было проведено Первое Всесоюзное совещание по нерезонансному взаимодействию оптического излучения с веществом. С тех пор эти конференции, сначала всесоюзные, а затем международные, проводились ежегодно.

После перестройки, начиная с 1996 г. обе конференции — „прикладная“ и „фундаментальная“ — были объединены в рамках Международного симпозиума „Интенсивные лазерные воздействия и их применения“ (ILATA).

В 2007 г. в продолжение указанной традиции состоялась объединительная Международная конференция „Фундаментальные основы лазерных микро- и нанотехнологий“ (FLAMN-07).

Предстоящая конференция (FLAMN-10) развивает эти традиции. Она состоится в г. Пушкине сразу после окончания конференции „Оптика лазеров“ (28.06—02.07.2010, Санкт-Петербург).

**Подробная информация на сайте: <http://www.lastech.ifmo.ru/FLAMN10>;
E-mail: flamn10@gmail.com**

SUMMARY

P. 7—11.

DYNAMICS OF GYROSCOPIC INCLINOMETER

For a down-hole inclinometer, dynamic processes taking place during the instrument foundering are investigated. Governing equations for dynamics of helical-anisotropic body are employed. The torque vibrations are damped with the use of special vanes. The hydrodynamic resistance is estimated on the base of Navier—Stokes equations. Experimental and theoretical data are compared.

Keywords: down-hole instrument, gyroscopic inclinometer, helical anisotropy, axial-torque vibration, Navier — Stokes equations, vibration damping.

Data on authors

- Yakov I. Binder* — Cand. Techn. Sci.; Electromekhanika Corp., St. Petersburg; Director General; E-mail: mail@elmech.ru
- Victor M. Musalimov* — Dr. Techn. Sci., Professor; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: musalimov@mail.ifmo.ru
- Pavel A. Sergushin* — St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; assistant; E-mail: pavel.sergushin@gmail.com
- Dmitry A. Sokolov* — Electromekhanika Corp., St. Petersburg; Scientist; E-mail: d.a.sokolov@mail.ru

P. 11—15.

ALTERNATIVE CONSTRUCTIONS OF UNIVERSAL SMALL-SIZED GYRO INKLINOMETER

Gyroscopic inclinometer with the instrument kinetic moment vector lying in diametrical plane of the device is considered. Design variants of such a down-hole inclinometer allowing for the instrument rotation around both longitudinal and transversal axis are described. The latter property allows for improvement of the inclinometer accuracy and widening the scope of working of the instrument. Special engineering solutions are presented to meet rigid restriction on external diameter of the inclinometer when serially manufactured gyroscope is used in the construction.

Keywords: gyroscopic inclinometer, underground navigation, down-hole instrument.

Data on authors

- Boris P. Timofeev* — Dr. Techn. Sci., Professor; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: timborp@rambler.ru
- Dmitry A. Sokolov* — Electromekhanika Corp., St. Petersburg; Scientist; E-mail: d.a.sokolov@mail.ru
- Vyacheslav Yu. Daineko* — Post-Graduate Student; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: zaza.seva@rambler.ru
- Roman A. Bartosh* — Post-Graduate Student; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: bartosh.r.a@mail.ru

P. 16—19.

DYNAMIC ANALYSIS OF GASKET IN DOWN-HOLE INSTRUMENT

Dependence of the pressure acting on fluoroplastic gasket in down-hole device on working conditions is investigated. An expression for limiting axial loading on a gasket is obtained with the use of Shtribek curve, Reynolds hydrodynamic equation, and Boussinesq problem.

Keywords: down-hole instrument, fluoroplastic gasket, elasticity, friction, Shtribek curve, Boussinesq problem, Reynolds problem.

Data on authors

- Victor M. Musalimov* — Dr. Techn. Sci., Professor; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics;
E-mail: musalimov@mail.ifmo.ru
- Mikhail A. Nozdrin* — Cand. Techn. Sci.; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: m_nozdrin@mail.ru
- Nikolay V. Rodin* — Student; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: rus-orthodox@bk.ru

P. 20—24.

DYNAMIC STABILITY OF TOOTH-BELT GEAR

The problem of dynamic stability of tooth-belt gear is investigated analytically. A method is proposed and corresponding equations are presented for derivation of regions of stable translational movement of the tooth-belt. Two regions of unstable rectilinear movement of the belt are recognized: the region of divergent instability and the region of parametric resonance.

Keywords: tooth-belt gear, divergent instability, parametric resonance.

Data on author

- Alexander K. Belyaev* — Dr. Phys.-Math. Sci.; Institute of Problems of Mechanical Engineering, Russian Academy of Sciences, St. Petersburg; Deputy Director for R&D;
E-mail: vice.ipme@gmail.com

P. 24—28.

FRICITION SELF-OSCILLATIONS IN MECHANICAL SYSTEM

Accurate analytical method (point mapping) is applied to study a typical one-degree freedom mechanical system in the frames of nonlinear oscillation theory. The result is presented as a partition of the space of system parameters into areas of qualitatively different dynamic behavior.

Keywords: self-oscillations, dry friction oscillations, limit cycle, mathematical model.

Data on author

- Vladimir N. Shamberov* — Cand. Techn. Sci.; St. Petersburg State Marine Technical University, Department of Ship Automatics and Measurements;
E-mail: shamberov@mail.ru

P. 29—33.**PIEZOELECTRIC TWO-COORDINATE DEFLECTOR FOR MARKING LASER**

Performance of a prototype two-coordinate deflector with bimorph actuators is studied experimentally. A method is proposed for eliminate the deflector errors by voltage correction in control system.

Keywords: technological laser machine, two-coordinate deflector, bimorph actuator.

Data on authors

- Ivan A. Koshkin* — Post-Graduate Student; St. Petersburg State Polytechnical University, Department of Automates; E-mail: kia@newlaser.ru
- Arkady B. Smirnov* — Dr. Techn. Sci., Professor; St. Petersburg State Polytechnical University, Department of Automates; E-mail: 123smirnov@list.ru

P. 33—37.**EXPLORATION OF A PIEZOELECTRIC GRIP WITH SENSING AND MICRO-POSITIONING**

A new piezoelectric gripper is presented. The device operates in a self-sensing mode without any additional sensors, and is able to perform micro-positioning of small details. The micro-positioning and self-sensing functions were examined both theoretically and experimentally. The self-sufficient grip works reliably and safely and is shown to be appropriate for micro assembling.

Keywords: piezoelectric grip, bimorph, micro-positioning, sensing, experimental stand.

Data on authors

- Arkady B. Smirnov* — Dr. Techn. Sci., Professor; St. Petersburg State Polytechnical University, Department of Automates; E-mail: 123smirnov@list.ru
- Ilya A. Krushinsky* — Cand. Techn. Sci.; St. Petersburg State Polytechnical University, Department of Automates; E-mail: testing387@mail.ru

P. 38—43.**TRENDS OF ERROR MODELING FOR DIAGNOSTIC INSTRUMENTS**

The problem of prediction of error trend of diagnostic instrument from results of cyclic tests is considered. A method is proposed to determine the trend and predict the period of metrological check of the instrument. The method is supposed to give the basis for the instruments quality testing standard.

Keywords: probability, degradation, error, instrument, cycles, trend, correlation.

Data on author

- Leonid V. Efremov* — Dr. Techn. Sci., Professor; St. Petersburg Institute of Mechanical Engineering, Department of Friction Technique; E-mail: levlefr@mail.ru

P. 43—46.**METHODS AND SOFTWARE FOR BALL-BEARING ALL-ROUND INPUT TESTING**

A methodology is developed for construction of systems of nondestructive check of various ball-bearings.

Keywords: input diagnostic testing, vibration test.

Data on author

- Elena M. Anodina-Andrievskaya* — Cand. Techn. Sci.; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Measuring Technologies and Computer Tomography

P. 47—51.

DEFECTS OF OPTICAL FIBER WINDING IN MANUFACTURING OF SENSITIVE ELEMENT OF FIBER-OPTIC INTERFEROMETER

The problem of manufacturing quality of sensitive elements for fiber-optical interferometers is discussed. A model of quadruple winding of optical fiber is developed accounting for reeling defects. Increment in fiber length due to the defects is calculated.

Keywords: fiber optic interferometer, quadruple winding, reeling defects.

Data on authors

- Igor K. Meshkovsky* — Dr. Techn. Sci., Professor; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Physics and Technique of Optical Communication; E-mail: igorkm@spb.runnet.ru
- Sergey S. Kiselev* — Cand. Techn. Sci.; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Measuring Technologies and Computer Tomography; E-mail: kiselev@mail.ifmo.ru
- Andrey V. Kulikov* — St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Physics and Technique of Optical Communication; Engineer; E-mail: a.kulikov86@gmail.com
- Roman L. Novikov* — Student; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Measuring Technologies and Computer Tomography; E-mail: shprot10@mail.ru

P. 52—56.

MODELING OF AUGMENTED REALITY

The problems of modeling of augmented reality are considered. Several difficulties related to image processing and withdrawal of spatial coordinates are addressed.

Keywords: virtual space, augmented reality.

Data on author

- Mikhail S. Larin* — Student; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: exirity@mail.ru

P. 57—60.

PROBLEMS OF ESTIMATION OF DYNAMIC ACUITY OF VISION

Theoretical basis is developed for estimation of dynamic visual acuity. The proposed methods and means makes it possible to determine dynamic visual acuity and dynamic perception of space.

Keywords: dynamic visual acuity, the visual analyzer, technical sight, dyadic scales.

Data on authors

- Evgeny A. Vorontsov* — Cand. Techn. Sci.; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Measuring Technologies and Computer Tomography; E-mail: voroncov_evgenii@mail.ru
- Victor M. Musalimov* — Dr. Techn. Sci., Professor; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: musalimov@mail.ifmo.ru

P. 61—65.**TOOTH-WHEEL PUMPS WITH INTERNAL EXTRACENTROIDAL GEARING**

Formulas are presented for shape design of a pair of extracentroidal gears with unit difference in teeth number. Several technological advantages of variation of pin tooth dimensions in such a gearing in gear pumps are demonstrated.

Keywords: gear pumps, internal toothing, extracentroidal gearing.

Data on authors

- Boris P. Timofeev* — Dr. Techn. Sci., Professor; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics;
E-mail: timborp@rambler.ru
- Vyacheslav Yu. Daineko* — Post-Graduate Student; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics;
E-mail: zaza.seva@rambler.ru

P. 65—68.**NEW DEVICES AND FACILITIES FOR WORK WITH LUBRICANTS**

New devices designed for various plastic lubricants testing are presented. The instruments makes it possible to measure the friction coefficient and adhesion characteristics of the lubricant. Construction of a new and very effective ball-pump for liquid materials is described.

Keywords: lubricant, device, friction coefficient, adhesion, ball-pump.

Data on authors

- Kirill N. Voynov* — Dr. Techn. Sci., Professor; Petersburg State Transport University, Theory of Mechanisms and Robotic Systems Department; E-mail: forstar@mail.ru
- Elena V. Samoylova* — Post-Graduate Student; Petersburg State Transport University, Theory of Mechanisms and Robotic Systems Department; E-mail: helenasam@mail.ru
- Elena V. Chertok* — Post-Graduate Student; Petersburg State Transport University, Theory of Mechanisms and Robotic Systems Department; E-mail: chertok83@mail.ru

P. 69—72.**FORMATION OF EDUCATIONAL PROCESS ON THE BASE OF A RATE “COMPUTER CONTROL OF MECHATRONICS SYSTEMS”**

Consideration is given to objectives, contents, and requirements imposed on laboratory practical training in computer control over mechatronic objects.

Keywords: microcontroller, programming, sensors, laboratory practice.

Data on authors

- Georgy B. Zamoruev* — Cand. Techn. Sci.; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: georgyz09@gmail.com
- Mikhail A. Nozdrin* — Cand. Techn. Sci.; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: m_nozdrin@mail.ru
- Alexey V. Shavetov* — Student; St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Department of Mechatronics; E-mail: spb.ifmo@gmail.com