ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ

И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ

ЖУРНАЛ



ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ журнал входит в перечень утвержденных вак рф изданий для публикаций трудов соискателей ученых степеней



СОДЕРЖАНИЕ

Ресурс машин и конструкций

Погодаев Л.И., Кузьмин А.А., Чулкин С.Г. Повышение надежности зубчатых передач путем электроэрозионной обработки поверхности зубьев

Сборочное оборудование и его элементы

Житников Б.Ю., Житников Ю.З. Сборочный автомат для установки упругих уплотнительных колец в наружные канавки цилиндрических деталей 14

Современные технологии сборки

Экология и безопасность сборочных работ

Микаева С.А., Микаева А.С.	С١	1CT	ем	ы	об	ез	зар	cax	жи	ва	ни	ЯБ	зод	дЫ				
ультрафиолетовым излучением	۱.																	25

В помощь конструктору, технологу

Разное

Вавилов В.Е., Исмагилов Ф.Р., Хайруллин И.Х. Несимметричные короткие
замыкания в быстроходных магнитоэлектрических генераторах
на гибридных магнитных подшипниках
Емельяненко А.А., Бабкин С.Г. Концепция применения пластиков
для изготовления корпусов и шасси гидроакустических приборов 40
Микаев С.А., Амелькина С.А., Железникова О.Е., Амелькин Э.А. Раз-
работка и сборка экспериментальной исследовательской установки
со светодиодными источниками света

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" – **79748**, Объединенному каталогу "Пресса России" – **84967**, каталогу "Почта России" – **60257**) или непосредственно в издательстве *Тел.: (499) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (499) 269-48-97.* Е-mail: sborka@mashin.ru Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

Председатель редакционного совета

Ф.М. МИТЕНКОВ, академик РАН Редакционный совет

MOCKBA

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф. А.А. ГУСЕВ, д.т.н., проф. М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф. И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц. Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н. Ю.Г. КОЗЫРЕВ, к.т.н. А.В. МЕДАРЬ, к.т.н. Е.А. МИКРИН, д.т.н., акад. РАН В.В. ПОРОШИН, д.т.н., проф. Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф. А.А. ШАТИЛОВ, к.т.н., проф. А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф. Г.А. ЯРКОВ, инж.

А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.

Региональные редсоветы БЕЛГОРОД Г.А. ХАРЛАМОВ, д.т.н., проф.

БЕЛГОРОД Н.А. ПЕЛИПЕНКО, д.т.н. БРЯНСК О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф.

3

ВЛАДИВОСТОК Ю.Н. КУЛЬЧИН, д.т.н.,

чл.-кор. РАН А.А. СУПОНЯ, к.т.н. В.М. КОРНИЕНКО, к.т.н.

ВОЛГОГРАД В.Г. КАРАБАНЬ, к.т.н., доц.

В.П. КСРАВАТВ, К.Т.Н., доц.
 М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
 В.И. ЛЫСАК, д.т.н., проф.,

чл.-кор. РАН В.М. ТРУХАНОВ, д.т.н., проф.

ИЖЕВСК И.В. АБРАМОВ, д.т.н., проф.

Б.А. ЯКИМОВИЧ, д.т.н., проф. В.Г. ОСЕТРОВ, д.т.н., проф. КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф. КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф. КОЛОМНА

Ю.Д. АМИРОВ, д.т.н., проф. КОМСОМОЛЬСК-

НА-АМУРЕ

Б.Н. МАРЬИН, д.т.н. В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф. А.М. ШПИЛЕВ, д.т.н., проф.

НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ С.В. ДМИТРИЕВ, д.т.н., проф. Р.М. ХИСАМУТДИНОВ, к.т.н.

НИЖНИЙ НОВГОРОД С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОМСК В.Н. КОСТЮКОВ, д.т.н.

ОРЕЛ Ю.С. СТЕПАНОВ. д.т.н., проф.

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Ю.А. ЧИЧОВ, И.М. ГЛИКМАН

А.Н. ПОЛЯКОВ, д.т.н., проф. А.И. СЕРДЮК, д.т.н., проф. А.П. ФОТ, д.т.н., проф. РЫБИНСК В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ, д.т.н., проф. В.В. НЕПОМИЛУЕВ, д.т.н., проф. А.Н. СЕМЕНОВ, а.т.н., проф.

ОРЕНБУРГ

А.Н. СЕМЕНОВ, д.т.н., проф. САМАРА М.А. ЕВДОКИМОВ, д.п.н., проф.

Ю.А. ВАШУКОВ, к.т.н., доц. Г.А. КУЛАКОВ, д.т.н. В.А. НИКОЛАЕВ, к.т.н., проф.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ В.Ф. КУЗЬМИН, к.т.н.

Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф. СЕВАСТОПОЛЬ Е.Л. ПЕРВУХИНА, д.т.н., проф.

TOALATTN

А.И. РЫЖКОВ, к.т.н. ТУЛА

В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф. ХАБАРОВСК

В.А. ЛАШКО, д.т.н., проф. Украина

KNEB

А.С. ЗЕНКИН, д.т.н., проф. В.А. МАТВИЕНКО, к.т.н. **ДОНЕЦК**

ДИПЕЦК А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Беларусь минск

В.Л. БАСИНЮК, д.т.н. М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф. ГОМЕЛЬ В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н. ПОЛЬША П. ЛЕБКОВСКИ, д.т.н.

Е. ЛУНАРСКИ, д.т.н.

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-1747 от 25 февраля 2000 г.

THE MONTHLY **NEWSMAGAZINE** FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS **INSTRUMENT-MAKI** AND ECHANICA Ε G E

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY AAC RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

7 2014	Chair o Member F.M. Mi
(168)	Editors MUSCOW A.S. VASIL
CONTENTS	(Chief editor M.V. VART/
Service life of machinery and constructions	A.A. GUSEV I.N. ZININA Yu.L. IVANO
Pogodayev L.I., Kuzmin A.A., Tchulkin S.G. Rise in reliability of gears in electroerosion treatment of their teeth surface	Regiona
Production tools and machinery for assembly	BELGOROD N.A. PELIPI
Zhitnikov B.Yu., Zhitnikov Yu.Z. The assembly automatic machine for installation of elastic sealing rings in external flutes of cylindrical details 14	BRIANSK O.A. GORLI VI ANIVASTA
Modern technologies in assembly	Yu.N. KULS A.A. SUPOI
Ivanov A.A. Analytic conditions of the automatic assembly	V.M. KORN Vnigngran
Rudneva L.Yu. Modern methods of an assessment of rigidity of the high-precision figurine details at assembly of units of special products 21	M.G. KRIST V.G. KARAI V.I. LYSAK
Ecology and safety in assembly	V.M. TRUKI IZHEVSK
Mikaeva S.A., Mikaeva A.S. Systems of disinfection of waterultraviolet radiation	I.V. ABRAM B.A. YAKIM V.G. OSETI
Industrial and design engineer's aid	KAZAN R.I. Adgan
Osetrov V.G., Slashchev E.S. The improvement of dimension chain calculation for interchangeability groups method	KOVROV Yu.Z. Zhitn Kninmna
Different	Yu.D. AMIR
Vavilov V.E., Ismagilov F.R., Khayrullin I.Kh. Unbalanced short circuit in high-speed magnetoelectric generator on hybrid magnetic bearings	B.N. MARJI V.I. SCHPO A.M. SHPIL
Emelyanenko A.A., Babkin S.G. The concept of application of plastics for manufacturing of hydroacoustic devices hulls and chassis	S.V. DMITR
Mikaeva S.A., Amelkina S.A., Zheleznikova O.E., Amelkin E.A. Development and assembling of experimental research installations with led light sources 46	NIZHNY NOV S.V. GOLUE
	OMSK V.N. KOSTI
Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency - 79748 the union catalogue "Pressa Rossii" -	Yu.S. STEP G.A. KHARI
84967 , the catalogue "Pochta Rossil" – 60257) or directly in editorial of the journal. <i>Ph.</i> : (499) 268-38-42: $ph/fax: 268-85-26$. <i>Fax</i> : (499) 269-48-97	Executi
http://www.mashin.ru E-mail: sborka@mashin.ru	Yu.A. CHIC
107076, Moscow, Stromynsky per. 4	The journa Tele-radio
Journal during reprint of the materials is mandatory.	and Mass Registratio
AUVERISEIS ALE TESPONSIBLE TOI LITE CONCENT OF LITEN AUVERUSEINENES.	I ⊢ebruary 3

of Editorial Advisory Board – of Russian Academy of Science TENKOV

'EV r) ANOV V ov YREV

al editors ENKO ENKO IK SHIN NIA IIENKO

AL BAN' HANOV

10V IOVICH ROV

ЛОЛ

NIKOV

2 NO SK-ON-AMUR

IN DRT

.EV YE CHELNY

RIEV MUTDINOV

VGOROD BEV

ιυκον

PANOV LAMOV A.I. KUMENKO A.V. MEDAR' E.A. MIKRIN V.V. POROSHIN B.V. SHANDROV A.A. SHATILOV A.G. KHOLODKOVA G.A. YARKOV

ORENBURG

A.N. POLYAKOV A.I. SERDUK A.P. FOT V.F. BEZIAZYSHNY V.V. NEPOMILUEV A.N. SEMENOV SAMARA

M.A. EVDOKIMOV Yu.A. VASHUKOV G.A. KULAKOV V.A. NIKOLAEV

ST.-PETERSBURG V.F. KUZMIN E.V. SHALOBAEV

SEVASTOPOL E.L. PERVUKHINA

TOLIATI A.I. RYZHKOV

TULA V.V. PREYS

KHABAROVSK

V.A. LASHKO Ukraine

KIEV

A.S. ZENKIN V.A. MATVIENKO DONETSK

A.N. MIKHAILOV Relarus

MINSK V.L. BASINJUK M.L. KHEIFETZ GOMEL V.E. STARZHINSKI POLAND P.LEBKOVSKI E. LUNARSKI

ve editors of current issue: HOV, I.M. GLIKMAN

al is registered by RF Ministry of Press, Broadcasting Communications Media on certificate ПИ № 77-1747, February 25, 2000 Free price

RYBINSK

РЕСУРС МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 510.67.004.624

Л.И. Погодаев, д-р техн. наук, **А.А. Кузьмин,** канд. техн. наук, **С.Г. Чулкин,** д-р техн. наук (Государственный университет морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург)

Повышение надежности зубчатых передач путем электроэрозионной обработки поверхности зубьев

Приведены результаты комплексных исследований влияния электроэрозионной обработки зубчатых колес методом обката на зубохонинговальных станках на структуру, механические свойства, шероховатость и надежность (износостойкость, долговечность и усталостную прочность), а также на механический КПД при различных крутящих моментах, температуру, уровень шума и звуковую мощность при различных частотах вращения.

Моделирование надежности зубчатых передач впервые произведено на основании структурно-энергетического подхода, который позволяет произвести оптимизацию технологического процесса электроэрозионной обработки деталей по новым объективным критериям.

There was the complex research carried out into the influence of the electroerosion treatment of gear wheels on their structure, mechanical properties, surface roughness, reliability (wear and fatigue resistance, longevity) as well as mechanical efficiency. The electroerosion treatment was conducted on a gearhoning machine by means of rolling under different torques. The effect of rotational speed on temperature, noise and sound power was investigated.

It is the first time that the simulation of the reliability of gears was performed on the basis of the structure-energy approach, which allows optimizing the technology of the electroerosion treatment according to new objective criteria.

Ключевые слова: зубчатое колесо, электроэрозионная обработка, хонинговальный полуавтомат, шероховатость поверхности, энергоемкость стали, белый слой, износостойкость зубьев, усталостная прочность, долговечность передачи.

Keywords: gear, electroerosion treatment, roughness, honing semi-automatic machine, specific energy capacity of steel, chill layer, wear resistance of teeth, fatigue resistance, longevity of gears.

Опытная (полупромышленная) установка для финишной электроэрозионной обработки (ЭЭО) позволяет обрабатывать зубчатые колеса практически любой твердости методом управляемой обкатки со скрещивающимися осями электрода-инструмента и обрабатываемого колеса с осциллирующей осевой подачей вдоль зубьев в среде диэлектрической жидкости, локально подаваемой насосом системы под давлением в зону обработки. Полярность технологического тока — прямая (электрод-инструмент является катодом, обрабатываемая деталь — анодом). Генерирование импульсов — механическое с любыми обкатываемыми профилями и направлением зубьев.

Установка разработана на базе зубохонинговального полуавтомата модели 5В913, предназначенного для чистовой обработки поверхности зубьев закаленных цилиндрических зубчатых колес наружного зацепления (как прямозубых, так и косозубых) диаметром до 320 и модулем до 6 мм (рис. 1). Схема стенда для испытаний колес после ЭЭО на надежность приведена на рис. 2.

Структурно-энергетический подход при моделировании процессов изнашивания трибосопря-



Рис. 1. Установка для ЭЭО зубчатых колес: *1* – электрод-инструмент; *2* – обрабатываемое зубчатое колесо; *3* – устройство для подачи технологической жидкости; *4* – меднографитовые щетки; *5* и *6* – передняя и задняя

бабки





Рис. 2. Стенд для определения работоспособности зубчатых пар:

1 — приборный щит; 2 — приводной электродвигатель; 3 — исследуемая коробка передач; 4 — редуктор; 5 — порошковый тормоз; 6 — выпрямитель; 7 — сопротивление

жений (зубчатых зацеплений, колес мостовых кранов, подшипников качения и др.) в условиях качения с проскальзыванием (применительно к условиям взаимодействия цилиндрического тела с плоской поверхностью) позволил получить следующее уравнение [5]:

$$\Delta \mathbf{V} = \text{const}_{1,2} \{ f_{\text{TP}} Ph(2\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2)_i / [E_{y_{\text{T}}}(2\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2)_{x_{\text{P}}}]^m \} n(t - \tau_{a_{\text{K}}}),$$

где const_{1,2} – опытная константа;

 $f_{\rm rp}$ — коэффициент трения при проскальзывании поверхностей;

P – нормальное усилие;

h — глубина внедрения контртела в изнашиваемую поверхность;

v₁ – окружная скорость цилиндра;

 ${\rm v}_{\rm 2}-$ скорость перемещения цилиндра по плоскости;

 $E_{\rm yg}-$ удельная энергия деформации в продуктах изнашивания;

m — показатель степени, учитывающий масштабный уровень внешнего нагружения (изнашивания);

n – частота вращения цилиндра;

t – продолжительность испытаний

τ_{ак} — аккумуляционный период накопления повреждений до начала образования продуктов изнашивания.

При чистом качении $v_1 \cong v_2$, поэтому в формуле (1) будет присутствовать отношение текущей окружной скорости к ее критическому значению, вызывающему разрушение материала, или соответствующему смене механизмов и масштабных уровней изнашивания, т.е. отношение v_{okp} / v_{kp} .

Анализ экспериментальных результатов по долговечности и износостойкости сопряжений, полученных на стендах, воспроизводящих условия контактирования высших кинематических пар [4, 5], позволил получить следующие зависимости долговечности от контактного давления p_{κ} , глубины внедрения индентора *h* и внешней энергии $A_{\text{вн}}$:

$$T = \operatorname{const}_3 / p_{\kappa}^{1/m} ,$$

где среднее значение показателя степени 1/m оказалось равным 8,72, а для всех вариантов — 12,0 (рис. 3) [2] при $h = \text{const}_4 p_{\kappa}^{n_i}$ (здесь показатель степени n_i при переходе от I к III уровню нагружения последовательно принимает значения: 0,75; 1,5; 3,0 рис. 4);

$$T = \text{const}_5 / h^{1/n_i m}$$
 и $T = \text{const}_6 / A_{\text{вн}}^{(1/n_i m) k_v}$

где значения показателя степени при работе $A_{\rm BH}$ ступенчато изменяются на различных уровнях нагру-

> жения по правилу, близкому к геометрической прогрессии (см. строку 5 в табл. 1), а const₆ учитывает физико-механические свойства изнашиваемых



Рис. 3. Влияние скорости скольжения на долговечность T при контактной усталости цементованных сталей 20XH1,5 (кривые 1-3) и 100X1,5 (кривые 4-7) при испытании на машине трения фирмы "Закрадфабрик":

I и *4* – 0 м/с; *2* – 1,08 м/с; *3* – 3,68 м/с; *5* – 0,13 м/с; *6* – 0,43 м/с; 7 – 1,07 м/с [2]



Рис. 4. Изменение глубины *h* отпечатка при вдавливании шара диаметром 5,5 мм в плоскую плиту, закаленную до 66 HRC, при давлениях, превышающих предел текучести основного материала

материалов и при T, выраженной через критическое число циклов нагружения, может быть раскрыта через критерий износостойкости (долговечности) $W_{\rm kp}$ следующим образом:

$$T = \operatorname{const}_{7} \{ [\Delta v / \Delta v_{0}] [A_{\mathrm{KP}}^{*} / A_{\mathrm{BH}_{i}}] [v_{\mathrm{KP}} / v_{i}] \}^{z} =$$

= $\operatorname{const}_{8} \left[E_{\mathrm{yg}}^{*} \frac{v_{\mathrm{KP}}}{(A_{\mathrm{BH}})_{\mathrm{yg}}} v_{i} \right]^{z} = \operatorname{const}_{8} \left[\frac{w_{\mathrm{KP}}^{*}}{(w_{\mathrm{BH}})_{\mathrm{yg}}} \right]^{z}.$

Здесь значение степени $z = k_0 / (1,5 \cdot 2 \cdot n_1 m)$ может ступенчато уменьшаться при качении в пределах от 4,0 до 2/3 и при качении с проскальзыванием в пределах от 6,0 до 1,0 по мере ужесточения внешнего нагружения, т.е. увеличения давления $p_{\rm k}$ и соответствующих коэффициентов жесткости напряженного состояния. Кинетика изнашивания зубьев и оценка $k_{\rm w}$ по диаграммам твердости показаны на рис. 5 и 6.

Полагая, что внедрение контртела *h* в изнашиваемую поверхность пропорционально глубине слоя δ_{μ} , претерпевающего упруго-пластические деформации при внешнем воздействии, т.е. $h \sim \delta_{\mu}$, износостойкость и долговечность материалов высших кинематических пар можно связать с глубиной наклепа δ_{μ} , ступенчато изменяющейся на различных масштабных уровнях по степенной зависимости от давления, аналогичной зависимости $h(p_{x})$.

Установление зависимости износостойкости зубчатых колес от энергетического критерия проводили по результатам сравнительных стендовых испытаний серийных колес и колес после ЭЭО, проведенной при различных режимах [5]. Результаты испытаний зубьев на износ, а также механические свойства поверхностных слоев и коэффициенты относительной износостойкости зубчатых колес в табл. 2. Здесь образцы с 1 по 10 относятся к зубчатым колесам после электроэрозионной обработки, а 11-й образец принят за эталон и характеризует износостойкость серийных зубчатых колес коробки передач мотоциклов типа "МТ 10-36".



Рис. 5. Кинетические кривые износа зубчатых колес из стали 18XГТ после XTO и ЭЭО (1-10) и для стали 18ХГТ после цементации, закалки, отпуска; 58...62 HRC:

a — изменение износа зубьев в зависимости от числа циклов нагружения 1-11 — режимы ЭЭО — (табл. 2); δ — аппроксимация износа штатных и опытных (после ЭЭО) зубчатых колес кривой в виде интеграла вероятностей



Рис. 6. Диаграммы твердости (*a*) для определения относительной энергоемкости $k_{W_{kp}^*}(\delta)$ и износостойкости тонких поверхностных слоев зубчатых колес из стали 18ХГТ после химико-термической и последующей электроэрозионной обработки при различных режимах 1^{*}-11 (см. табл. 2)

В табл. 2 приняты обозначения:

 δ_{Σ} — общая глубина упрочненного слоя после электроэрозионной обработки зубчатых колес из цементованной стали 18ХГТ;

δ_{6.c} — глубина белой зоны, представляющей собой бесструктурный мартенсит вторичной закалки с включением тонкодисперсных карбидов;

 $H_{\mu 0}$, e_0 и H_{μ}^{max} , e^{max} – микротвердость при нагрузке 0,2 Н и деформация рабочей поверхности зубьев после электроэрозионной обработки и после испытаний на изнашивание соответственно;

 $k_{W_{\rm kp}^*}, k_{\Delta S}$ — коэффициенты относительной износостойкости по критерию $W_{\rm kp}^*$, определенному по соответствующим диаграммам твердости [2, 5,

7] и по линейному износу ΔS , измеренному на основной окружности по нормали к рабочей поверхности зубьев;

W – мощность импульса при электроэрозионной обработке.

Подводя итог выполненному анализу, следует отметить достаточно высокую эффективность оценки износостойкости и долговечности высших кинематических пар с энергетических позиций. Впервые установленные закономерности поведения материалов при качении и качении с проскальзыванием на различных масштабных уровнях внешнего нагружения согласуются с особенностями кавитационной эрозии материалов на четырех уровнях и создают предпосылки создания расчетных методов прогнозирования работоспособности опор качения, зубчатых зацеплений и других деталей.

В соответствии со значениями h (см. рис. 4) и пропорциональности $h \sim \delta_{\rm H}$ работоспособность контактирующих пар на различных масштабных уровнях нагружения может быть рассчитана по усилиям $(P_{\rm H})_i, (P_{\rm H})_{\rm kp}$, работе деформации $(A_{\rm BH})_i, A_{\rm kp}$, удельной энергоемкости $[(A_{\rm BH})_{\rm ya}]_i, E_{\rm ya}$ и, наконец, по соответствующим плотностям потоков мощности деформации (трения) $[(W_{\rm BH})_{\rm ya}]_i$ и $W_{\rm kp}^*$.

В разработанных энергетических моделях изнашивания деталей при качении и качении со скольжением приведенные ранее характеристики, указанные первыми, представляют собой числитель, а стоящие вторыми (критерии износостойкости и долговечности) расположены в знаменателе уравнений изнашивания. При оценке долговечности пар трения указанные характеристики меняются местами. Предполагая существование четырех масштабных уровней внешнего нагружения и соответствующих структурных уровней изнашивания: макро- и субструктурного, мезо- и микроструктурного, представляется возможность детализировать результаты выполненного анализа в виде табл. 3, полезной для практической оценки износостойкости и долговечности деталей по указанным ранее четырем группам критериев.

Следует отметить, что в случае нелинейности кинетических зависимостей изнашивания, например при их затухании по степенным функциям,



			Условия конт	гактирования						
Хараутеристика		Качение		Качение + скольжение						
Характеристика		Масштабный уровень нагружения								
	Ι	II	III	Ι	II	III				
1/m	8,72	8,72	8,72	12,0	12,0	12,0				
n ₁	0,75	1,50	3,00	0,75	1,50	3,00				
$1/(n_i m)$	4,60	5,80	2,91	16,0	8,0	4,0				
Коэффициент влияния скорости скольжения	1	1	1	1,38	1,38	1,38				
$k_v / 2 n_i m$	5,8	2,9	1,46	5,8 $k_{\rm v} = 8,0$	$2,9k_{\rm v} = 4,0$	$1,46 k_{\rm v} = 2,0$				
$k_v/(1\cdot 5\cdot 2 n_i m)$	4,0	2,0	1,0	6,0	3,0	1,5				

1. Значения показателей степени при p_{κ} и *h* в уравнениях долговечности

2. Глубина и механические свойства поверхностных слоев 18ХГТ (цементация), износостойкость $k_{\Delta S}$ и энергоемкость $K_{W_{kp}}$ при различных технологических режимах ЭЭО зубьев (1*–11)

Номер образца (режима обработки)	$\delta_{\Sigma},$ MKM	δ _{б.с} , мкм	$H_{\mu 0} \cdot 10^{-1},$ МПа	$H_{\mu}^{\max} \cdot 10^{-1},$ MПa	<i>e</i> ₀	e ^{max}	$k_{W_{\mathrm{KP}}^*} = \frac{W_{\mathrm{KP}}^*}{W_{\mathrm{KP}_1}^*}$	ΔS ,мкм	$k_{\Delta S} = \frac{\Delta S_{11}}{\Delta S_i}$	W, B·A
1*	2530	1015	1300	1900	0,30	1,50	8,42	29	2,07	24
1**	2530	1015	1100	1580	0,28	1,20	4,46	29	2,07	24
2	3560	2030	1340	1880	0,27	1,40	7,50	23	2,60	51
3	4570	3035	1400	1900	0,28	1,50	8,20	19	3,15	65
4	5070	4550	1530	1900	0,45	1,50	5,83	27	2,22	110
5	5065	4045	1470	1900	0,35	1,50	7,13	21	2,85	90
6	6065	4550	1550	1900	0,58	1,50	4,67	34	1,76	125
7	6580	5055	1640	1900	0,58	1,50	4,12	37	1,62	160
8	7090	5055	1660	1900	0,68	1,50	3,38	39	1,50	170
9	8595	5565	1740	1900	0,89	1,50	1,77	47	1,27	240
10	90110	6580	1750	1900	0,94	1,50	1,52	50	1,20	280
11	_	_	900	1160	0,30	0,80	1,00	60	1,00	_



		Масштабные уровни									
Уровни контактирования	Номер строки	Макроско	опические		IV. Микроскопиче-						
F	- · F • · · · ·	I. Макроуровень	II. Суперструктурный	III. Мезоскопический	ский						
	1	D = 1, 52, 0	D = 2,9	D = 5, 55, 8	D = 11, 011, 6						
		$k_{\tau} \sim p_{\mathrm{Kp}}^{1,5\dots2,0}$	$k_{ au} \sim p_{ ext{Kp}}^{2,0}$	$k_{ au} \sim p_{ ext{Kp}}^{5,8}$	$k_{\tau} \sim p_{\mathrm{Kp}}^{11,6}$						
Качение		$\sim A_{\mathrm{Kp}}^{\frac{3}{4}\dots 1}$	$\sim A_{ m kp}^{ m l,45}$	$\sim A_{\rm Kp}^{2,9}$	$\sim A_{ m Kp}^{5,8}$						
	2	$\sim (E_{y_{\rm I}}^{*})^{\frac{3}{4}\dots 1}$	$\sim (E_{ m yg}^{*})^{1,45}$	$\sim (E_{y_{ m J}}^{*})^{2,9}$	$\sim (E_{yg}^*)^{5,8}$						
		$\sim (W_{\rm kp}^*)^{\frac{1}{2}\cdots\frac{2}{3}}$	$\sim (W_{\kappa p}^*)^{0.97}$	$\sim (W_{\kappa p}^*)^{1,93}$	$\sim (W_{\kappa p}^*)^{3,9}$						
	3	$D_{\rm cp} = k_{\rm v} = 1,381,50$	$D_{\rm cp} = k_{\rm v} \cdot 2,0 = 2,76$	$D_{\rm cp} = k_{\rm v} \cdot 2,0^2 = 5,5$	$D_{\rm cp} = k_{\rm v} \cdot 2.0^3$						
		$k_{ au} \sim p_{ ext{kp}}^{1,5}$	$k_{ au} \sim p_{ ext{kp}}^{2,76}$	$k_{\tau} \sim p_{\mathrm{Kp}}^{5,5}$	$k_{ au} \sim p_{ ext{Kp}}^{11}$						
		$\sim A_{\rm Kp}^{\frac{3}{4}}$	$\sim A_{ m Kp}^{ m l,38}$	$\sim A_{ m \kappa p}^{2,76}$	$\sim A_{ m Kp}^{5,5}$						
Качение + скольжение	4	$\sim (E_{yg}^*)^{\frac{3}{4}}$	$\sim (E_{ m yg}^{*})^{1,38}$	$\sim (E_{y_{\rm J}}^*)^{2,76}$	$\sim (E_{yg}^*)^{5,5}$						
		$\sim (W_{\rm kp}^*)^{\frac{1}{2}}$	$\sim (W_{\rm kp}^*)^{0,92}$	$\sim (W_{\kappa p}^*)^{1,83}$	$\sim (W_{\rm kp}^*)^{3,67}$						
	5	_	II уровень <i>D</i> = 4,0	III уровень <i>D</i> =8,0	IV уровень <i>D</i> = 16,0						

3. Критерии долговечности деталей при контактной усталости на различных масштабных уровнях внешнего нагружения

значения показателей степени при всех характеристиках в табл. 1 и 3 следует уменьшить в 1,5...1,6 раза.

Сравнительный анализ экспериментальных результатов, приведенных в табл. 1 и 2, показывает, что фактические значения фрактального параметра D (строка 3 и строка 5 в табл. 3) для условий качения со скольжением равны некоторым средним значениям D, приведенным для масштабных уровней нагружения. Это обстоятельство указывает на переход металла в контактной зоне при наличии проскальзывания в менее жесткое напряженное состояние в сравнении с его напряженным состоянием при чистом качении при одинаковых контактных давлениях.

Установленная особенность согласуется с экспериментальными результатами, полученными как отечественными (М.А. Балтер, М.Л. Туровский), так и зарубежными учеными (Н. Сода и др.).

На графиках зависимости износа роликов в зоне контакта от степени проскальзывания при качении, приведеннных в работе Н. Сода, четко просматривается стремление трибосистемы к минимуму износа при коэффициентах проскальзывания, равных 0,0025...0,0050. Таким образом, наличие незначительного проскальзывания при контактном взаимодействии элементов высших кинематических пар может оказаться небесполезным вследствие перевода трибоконтакта в более благоприятный масштабный уровень нагружения с соответствующим менее жестким напряженным состоянием и меньшей глубиной упругопластически деформируемых слоев металла δ_{μ} , обеспечивающих более равномерное во времени образование продуктов изнашивания в сравнении с более грубыми процессами образования питтингов при чистом качении.

Исследование структуры, химического и фазового состава упрочненного слоя, формирующегося



Рис. 7. Взаимосвязь износа зубчатых колес после электроэрозионной обработки при различных режимах с глубиной (*a*) $\Delta S = \text{const } \delta_{\text{oc}}^n$, $N = 10^8$ циклов и микротвердостью (*б*) белого слоя

в процессе ЭЭО, позволило установить их функциональную связь с эксплуатационными характеристикам и зубчатых колес, в частности, с их износостойкостью, контактной и изгибной прочностью, что имеет решающее значение при разработке рекомендаций по возможному применению данного метода.

Электроэрозионная обработка цементованных и закаленных зубчатых колес из стали 18ХГТ несколько снижает в поверхностных слоях уровень напряжений 1-го рода, уменьшает количество остаточного аустенита и его напряженность, приводит к выделению в белой зоне тонкодисперсных карбидных частиц и к увеличению концентрации точечных дефектов. Такие изменения микроструктуры должны привести к увеличению микротвердости и одновременно сохранить некоторую пластичность гетерогенной композиции.

С точки зрения структурно-энергетического подхода к износостойкости металлов указанные изменения следует считать благоприятными. Получаемая после ЭЭО гетерогенная структура в условиях качения с проскальзыванием должна приводить к деформационному упрочнению изнашиваемых микрообъемов в соответствии с известными дислокашионными механизмами. что является дополнительным резервом увеличения работоспособности поверхностных слоев зубчатых колес.

Результаты исследований влияния ЭЭО (рис. 7–13) указывают на возможность получения микроструктур с оптимальными свойствами, обеспечивающими высокое значение критерия долговечности и, соответственно, высокую износостойкость, усталостную прочность и другие характеристики (см. рис. 13).

Исследования показали, что ЭЭО зубчатых колес сильно влияет на исходную твердость и деформацию, значения которых изменяются в довольно широких пределах. Предельная же твердость поверхности в условиях установившегося изнашивания изменяется мало и достигает для различных образцов весьма высоких значений в пределах 18,0...19,0 ГПа, что свидетельствует о высоких



Рис. 8. Сопоставление линейного износа зубчатых колес с относительной энергоемкостью *W* тонких поверхностных слоев зубьев после ЭЭО при различных режимах



Рис. 9. Зависимость относительной износостойкости $k_{\Delta S}$ зубчатых колес из стали 18ХГТ от относительной энергоемкости $k_{W_{\rm KP}^*}$ тонких поверхностных слоев на графиках с логическими (*a*) и полулогарифмическими (*b*) шкалами





Рис. 10. Циклическая долговечность зубчатых колес: *1* – из стали 18ХГТ после ХТО (штатных); *2* – из стали 18ХГТ после ХТО и ЭЭО по режиму 6 (см. табл. 2)

контактных давлениях и значительном деформационном упрочнении слоев металла после ЭЭО, обладающих высокой исходной твердостью. Последнее указывает на то, что поверхностные слои зубьев при изнашивании испытывают напряжения сжатия и сдвига в определенном сочетании в пределах изменения коэффициента жесткости напряженного состояния от -1 до 0.

Зависимость $k_{\Delta S}$ от $k_{W_{\rm kp}}$ (см. рис. 9) показывает, что опытные точки удовлетворительно группируются около кривой, состоящей из двух участков. Участок I, соответствующий "жестким" режимам

ЭЭО и весьма жестким условиям изнашивания на макроуровне (см. табл. 3), характеризуется более низкой износостойкостью зубчатых колес и аппроксимируется степенной зависимостью

$$k_{\Delta S} = (k_{W_{\rm KD}})^{0,42}$$
.

Участок II, соответствующий более "мягким" технологическим режимам 1–7 и менее жесткому суперструктурному уровню нагружения (изнашивания), характеризуется более высокой износостойкостью и может быть представлен линейной зависимостью

$$k_{\Delta S} = {
m const}_9 \; k_{W_{
m KP}} \; ,$$
где const $_9$ – опытная константа.



Рис. 11. Влияние мощности импульса при ЭЭО зубчатых колес на длительность обработки (кривая I), относительную энергоемкость при изнашивании (кривая II) и на технологическую шероховатость зубьев (кривая III)

Разрыв графической зависимости на рис. 9 означает переход изнашивания из макромасштаба I в суперструктурный II (см. табл. 3). Он обусловлен различиями в микрорельефе поверхности образ-



Рис. 12. Зависимость относительной энергоемкости от технологической шероховатости рабочих поверхностей:

● – зубчатых колес из стали 18ХГТ после ХТО и ЭЭО; ▲ – приборных подшипников из стали 11Х18М



Рис. 13. Сопоставление прошедших ЭЭО (△) и штатных (О) зубчатых пар по эксплуатационным характеристикам: *a* – по механическому КПД при различных крутящих моментах; *б* – то же, по температуре; *в* – по звуковой мощности при различных частотах вращения (скоростях скольжения); *е* – по уровню шума по мере износа

цов, обработанных по "жестким" и "мягким" режимам, а также различной исходной микротвердостью, уменьшающей энергоемкость образцов после ЭЭО по "жестким" режимам.

Эти обстоятельства приводят к увеличению интенсивности изнашивания поверхностных слоев зубчатых колес, обработанных по жестким режимам, приводя в действие механизмы, характерные для малоциклового усталостного разрушения. В то же время "мягкие" режимы обработки колес обеспечивают получение: оптимальной гетерогенной структуры белой зоны, обладающей более низкой исходной микротвердостью, а следовательно, большей энергоемкостью; более низкой шероховатости рабочей поверхности, улучшающей условия смазки и снижающей работу трения. Все это в совокупности приводит к снижению интенсивности изнашивания зубчатых колес, обработанных по режимам 1-7 и способствует реализации в деформируемых макро, мезо- и микрообъемах дислокационных механизмов, приводящих к разрушению при большом числе циклов $N_{\rm kp}$, т.е. к многоцикловой усталости.

Установленная взаимосвязь относительной износостойкости и энергоемкости (см. рис. 9), а также относительной энергоемкости и долговечности тонких поверхностных слоев (см. рис. 10) позволяет разрабатывать методики расчета износостойкости и долговечности зубчатых передач, работающих в условиях граничного трения по энергетическому критерию $W_{\rm kp}^*$.

Приведенные результаты экспериментальных исследований контактной усталости серийных и опытных зубчатых пар показывают, что предел выносливости последних выше на 18...20 % (см. рис. 10). Такой результат можно объяснить повышением точности зубчатого зацепления и, как следствие, улучшением динамических характеристик передачи и снижением неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии на сопряженных зубьях: образованием в процессе ЭЭО отбеленного слоя на поверхности зубьев, об-



ладающего повышенной микротвердостью и износостойкостью на глубине его залегания.

В результате исследований было также установлено, что упрочненные ЭЭО зубчатые колеса не уступают по изгибной прочности серийным.

Однако при этом необходимо указать, что такой положительный эффект от применения ЭЭО возможен при оптимальных технологических режимах. В противном случае возможен обратный эффект. Так, при "жестких" режимах обработки возможно снижение предела контактной выносливости на 20...30 % и более по сравнению с серийными. Причиной этому служат появляющиеся к процессе ЭЭО микро- и макротрещины в поверхностных слоях профиля зубьев.

На рис. 11 и 12 показано влияние продолжительности ЭЭО на шероховатость, износ и энергоемкость поверхности зубьев при различной мощности импульсов (кривая *I*), которая в совокупности с другими установленными закономерностями на рис. 7–13 позволяет разработать технологию ЭЭО зубчатых колес, обеспечивающую наибольшую работоспособность тяжелонагруженных зубчатых передач.

Для большего удобства использования результатов исследований при выполнении расчетно-графической работы "Оптимизация режимов ЭЭО зубчатых колес по энергетическим критериям" зависимость t от W (I) на рис. 11 совмещена с кривыми изменения энергоемкости (II) и шероховатости (III).

Для оптимизации технологического процесса ЭЭО зубчатых колес можно использовать два направления:

1) увеличить производительность ЭЭО за счет снижения длительности обработки (уменьшения станочного времени);

2) выбрать режимы ЭЭО, обеспечивающие наибольшую надежность деталей (наименьший износ и максимальную долговечность при оптимальной шероховатости рабочей поверхности) в условиях эксплуатации.

Основным недостатком первого направления является пониженная энергоемкость $k_{W_{\text{кр}}}$ и износостойкость $k_{\Delta S}$ при неоптимальной шероховатости: ЭЭО при мощности импульса W на режимах 6–10 (см. рис. 11). Оптимизация технологии ЭЭО зубчатых колес по второму направлению может выполняться по следующему алгоритму.

1. Выбирают мощность импульса W (в пределах от 60 до 100 В·А) и определяют соответствующие значения t_{330} и $k_{W_{\rm KP}}$ (см. рис. 11); по рис. 7 определяют глубину белого слоя $\delta_{6,c}$ с высокой микротвердостью H_{μ} и износостойкостью. При этом выполняют следующие соотношения (рис. 7–12): $\delta_{6,c} = \text{const}_{10}W^{0,75}$, $Ra = \text{const}_{11}W^{2,7}$; $H_{\mu} = \text{const}_{12}W^{0,17} = \text{const} \delta_{6,c}^{0,19}$, из которых можно получить среднее значение глубины белого слоя в зависимости от мощности импульса

$$\delta_{6,c}^{cp} = \operatorname{const}_{13} W^{0,9}.$$

2. По $k_{W_{\rm kp}}$ устанавливают значения ΔS и $k_{\Delta S}$. При этом между износом ΔS и относительной энергоемкостью зубьев из цементованной стали 18ХГТ проявляется одна из наиболее важных зависимостей:

$$\Delta S = \frac{\text{const}_{14}}{k_{W_{\text{KP}}}^{0.65}},$$

указывающая на обоснованность использования энергетического критерия $W_{\kappa p}^*$ при оценке износостойкости.

3. По ΔS из соотношения $\Delta S \cong \text{const}_{15} N_{\mu}^{0,5...0,7}$ определяют число циклов до разрушения поверхности зуба (см. рис. 5):

$$N_{\rm II} \cong {\rm const}_{16} \,\Delta S^{1/0.6} \,,$$

а также циклическую долговечность детали (см. рис. 4):

$$T = \operatorname{const}_{17} p_{\kappa}^{1/m},$$

которая позволяет оценить усталостную надежность зубчатых колес при наличии пропорциональности между контактным давлением p_{κ} и напряжением σ_a при усталостных испытаниях зубчатых колес (см. рис. 10), т.е. при $p_{\kappa} \sim \text{const}_{18} \sigma_a$, по соотношению

$$T = \operatorname{const}_{17} \left(\operatorname{const}_{18} \sigma_a \right)^{1/m}.$$

Постоянные const₁ – const₁₈ в полученных структурно-энергетических моделях (1)–(8) определяют по результатам стендовых и натурных испытаний зубчатых передач. Модели надежности зубчатых колес (5)–(8) на основе структурно-энергетического подхода [3–6] получены впервые.

Заключение

Впервые установленные закономерности поведения материалов при качении и качении с проскальзыванием на различных масштабных уровнях внешнего нагружения согласуются с особенностями кавитационной эрозии материалов на четырех уровнях и создают предпосылки создания расчетных методов прогнозирования работоспособности опор качения, зубчатых зацеплений и других деталей.

Результаты исследований влияния ЭЭО указывают на возможность получения микроструктур с оптимальными свойствами, обеспечивающими высокое значение долговечности $W_{\rm kp}^*$ и, соответственно, высокие изностостойкость и усталостную прочность. Установлено, что отделение продуктов изнашивания с поверхности зубчатых колес после ЭЭО носит периодический характер и указывает на усталостную природу изнашивания, причем разрушение может происходить по механизмам мало- и многоцикловой усталости.

Установлено, что при разработке методики оценки интенсивности разрушений поверхности зубьев по энергетическому критерию $W_{\kappa p}^*$ необходимо учитывать различные механизмы, ответственные за развитие повреждений, приводящих при истирании и абразивном износе к образованию весьма мелких продуктов износа и более крупных — при контактном выкрашивании. Имеется возможность разработки расчетных методик оценки износостойкости и контактной прочности зубчатых колес по критерию $W_{\kappa p}^*$, определяя последний в первом случае через осред-

ненные в изнашиваемых объемах механические характеристики и через усталостные параметры (усталостную прочность, критическое число циклов $N_{\kappa p}$ или $\tau_{\rm ak}$) — во втором. Модель изнашивания материалов в виде канала, воспринимающего и транслирующего поток внешней энергии, позволила установить сравнительно простые зависимости энергетического критерия $W_{\kappa p}^*$ от механических свойств материалов, удобные для практического использования. Установленная взаимосвязь относительной износостойкости и энергоемкости, а также относительной энергоемкости и долговечности тонких поверхностных слоев позволяет разрабатывать методики расчета износостойкости и долговечности зубчатых передач, работающих в условиях граничного трения по энергетическому критерию $W_{\kappa p}^*$.

Библиографический список

1. Погодаев Л.И., Чулкин С.Г. Обобщенная модель процессов динамического деформирования и поверхностного разрушения (изнашивания) материалов с гетерогенной структурой // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1996. № 6. С. 60–79.

2. **Чулкин С.Г.** Оценка износостойкости зубчатых зацеплений по энергетическому критерию. Ч. 1 // Трение и износ. 1998. Т. 19. № 1. С. 35–39. Ч. 2. // Трение и износ. 1998. Т. 19. № 5. С. 585–589.

3. Погодаев Л.И., Чулкин С.Г. Структурно-энергетические модели изнашивания стали при трении качения со скольжением // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1999. № 1. С. 36–46.

4. Погодаев Л.И., Кузьмин А.А. Работоспособность деталей при контактной усталости. СПб: СПГУВК, 2006. 264 с.

5. Погодаев Л.И., Кузьмин В.Н. Структурно-энергетические модели надежности материалов и деталей машин. СПб: Академия транспорта РФ, 2006. 608 с.

6. Погодаев Л.И., Кузьмин А.А. Структурно-энергетические модели материалов и технических средств. СПб: СПГУВК, 2010. 123 с.

7. Погодаев Л.И., Донских Д.Ф. Методика оценки эрозионной стойкости металлов по энергетическому критерию // Проблемы машиностроения и надежности машин. РАН. 2011. № 2. С. 42–47.

8. Погодаев Л.И., Кузьмин В.Н., Матвеевский О.О. Структурно-энергетические модели усталости и эрозии металлов с учетом масштабных уровней деформирования // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 6. С. 3–13.



СБОРОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ

УДК 621.757

Б.Ю. Житников, д-р техн. наук (Владимирский юридический институт), Ю.3. Житников, д-р техн. наук (Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева) E-mail: kgta_tms@mail.ru

Сборочный автомат для установки упругих уплотнительных колец в наружные канавки цилиндрических деталей

Описана работа сборочного автомата для установки упругих колец в наружные канавки цилиндрических деталей.

Work of the assembly automatic machine for installation of elastic rings in external flutes of cylindrical details is described.

Ключевые слова: сборочный автомат, упругое кольцо, уплотнение, герметичность, цилиндрическая деталь.

Keywords: assembly automatic machine, elastic ring, consolidation, tightnes, cylindrical detail.

В промышленности разработан ряд устройств для установки упругих уплотнительных колец в наружные канавки цилиндрических деталей [1–4]. Но полностью автоматизировать процесс надежной установки упругих колец пока не удалось. Под надежной установкой упругих колец в наружные канавки цилиндрических деталей понимается исключение перекручивания уплотнения вокруг оси сечения, что в процессе эксплуатации приводит к разрыву уплотнения и нарушению герметичности изделия.

Автомат для установки упругих уплотнительных колец в наружные канавки цилиндрических деталей (рис. 1) состоит из общей рамы, на которой размещены: оправка 1 для установки растянутых колец 26 в наружные канавки деталей 31 (рис. 2); плита 28, на которой в свою очередь расположены магазин 25 уплотнений 26 с шибером 27, приводимым в движение пневмодвигателем 32; механизм растяжения и перемещения 23 колец с пневмодвигателями 17 и 20, который закреплен к основанию 22; поворотное устройство 29 с кронштей-

ном 4 и механизмом подачи и удаления 30 деталей 31, в наружные канавки.

Автомат работает следующим образом. Из магазина 25 шибером 27, представляющим собой полукольцо, пневмоприводом 32 к механизму растяжения и перемещения 23 упругих колец подается кольцо 26 и устанавливается на губки 24. Шибер возвращается в исходное положение и в него выпадает следующее уплотнительное кольцо.

Сжатый воздух подается в верхнюю полость пневмоцилиндра 17. Поршень 15, сжимая пружину 16 штоком 14 перемещает раму 13 с кольцом 12. Кольцо, взаимодействуя с двуплечими рычагами 9, преодолевая силы пружин 8, поворачивает их во-круг осей, расположенных на кольцевой раме 11. Рычаги 9 растягивают упругое кольцо до требуемо-го диаметра.

Сжатый воздух подается в нижнюю полость пневмоцилиндра 20. Поршень 21, сжимая пружину 19, штоком 18 по направляющим одновременно перемещает пневмоцилиндр 17, раму 13 с рычагами 9, в губках которых расположено растянутое упругое кольцо, вверх к оправке 1. Губки 24 упираются в дно канавок A, а упругое кольцо располагается над выступами Б.

Выпускается сжатый воздух из верхней полости пневмоцилиндра 17 и под действием пружины 16 шток 14 перемещает кольцо 17 вверх, освобождая двуплечие рычаги 9, которые под действием пружин 8 отводят губки 24 от растянутого упругого кольцевого уплотнения. Кольцевое уплотнение садится на выступы Б.

Выпускается сжатый воздух из нижней полости пневмоцилиндра 20 и под действием пружины 19 шток 18 перемещает по направляющим пневмоцилиндр 17, раму 11 с рычагами 9 вниз (в исходное положение).





Одновременно деталь *31* (см. рис. 2) приводами (условно не показаны) подается на позицию установки кольцевого уплотнения в наружные кольцевые канавки детали и поворотное устройство *29* кронштейном *4* поворачивает оправку *1* с растянутым кольцом на угол φ для совмещения осей оправки и детали.

Механизм подачи и удаления 30 детали 31 вводит ее в полость оправки 1, совмещая нижний то-





рец оправки с верхней кромкой наружной кольцевой канавки.

Подается сжатый воздух в верхнюю полость пневмоцилиндра 3. Поршень 5, сжимая пружину 6, перемещает шток, который жестко связан с осью 7. Ось перемещает сбрасыватель 2 вниз, который своим торцем, воздействуя на упругое кольцевое уплотнение, сбрасывает его в наружную канавку детали. При таком малом перемещении кольцо не может закрутиться вокруг оси сечения, что гарантирует качество сборки.

Затем выпускается сжатый воздух из верхней полости пневмоцилиндра 3 и пружина 6 перемещает шток, ось 7 и сбрасыватель 2 в исходное положение.

Механизм подачи и удаления 30 детали выводит ее из полости оправки 1. Готовая деталь удаляется.

Срабатывает поворотное устройство 29, которое поворачивает оправку в исходное положение.

Процесс установки упругого кольцевого уплотнения завершен. Качество установки уплотнения обеспечено.

Библиографический список

Автоматизация производственных процессов в машиностроении: учебник для машиностроительных вузов / Ю.3. Житников и др.; под общ. ред. Ю.3. Житникова. Ковров: КГТА, 2008. 616 с.

2. Житников Ю.З., Житников Б.Ю., Матросова Ю.Н. Применение промышленных роботов на основе средств пассивной адаптации для сборки деталей, сопрягаемых по цилиндрическим и резьбовым поверхностям // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 9. С. 9–12.

3. Переналаживаемый автоматический комплекс сборки головки цилиндра трактора / Ю.3. Житников и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 11. С. 14–19.

4. **Автомат** для установки уплотнений в комплекте с сопрягаемой деталью / Ю.3. Житников и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2002. № 4. С. 21–24.

Современные технологии сборки

УДК 658.527.011

А.А. Иванов, *д-р техн. наук (Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева) E-mail: ivanov_aa@nntu.nnov*

Аналитические условия автоматической сборки

Рассмотрены аналитические условия сборки для двух основных типов совмещения деталей: вал-отверстие и плоскость-плоскость. Системы автоматизации совмещения деталей выполняют с обратной связью, поэтому функционально они представляют собой системы автопоиска. Основной задачей системы автопоиска является уменьшение погрешности в процессе совмещения сопрягаемых деталей. Представлены условия свинчиваемости деталей при сборке резьбовых соединений. Показаны примеры работы систем автопоиска в сборочных комплексах.

Analytic conditions of assembly for two main types of the combining of details: shaft-hole and plane-plane – are considered. The automation systems of the detail combining are made with the feedback, therefore functionally they are auto-search system. The main task of the auto-search system is decreasing of the error during the combining of interfaced details. Conditions of the screwing of details during the assembly of threaded connections are presented. The examples of auto-search systems working in assembly complexes are shown.

Ключевые слова: аналитические условия сборки, система автопоиска, тип совмещения деталей.

Keywords: analytic conditions of assembly, auto-search system, type of combining.

Наиболее ответственным этапом автоматической сборки является совмещение деталей перед соединением их в узел. Можно назвать два основных типа совмещения деталей: вал–отверстие и плоскость–плоскость.

В общем случае при сборке нецилиндрической пары вал—втулка (рис. 1) совмещение деталей может быть выполнено путем перемещения центров O_1 и O_2 их сечений на величину смещения Δ_{Σ} (несоосности), поворота этих сечений на угол $\Delta \beta$ и поворота оси вала на угол $\Delta \phi$ (угол $\Delta \phi$, характеризующий перекос вала, на схеме не показан). Обычно процесс совмещения осуществляется позицио-

нированием вала 2 относительно втулки 1. При сборке пары плоскость-плоскость исключается поворот на угол $\Delta \varphi$.

Таким образом, в общем виде аналитические условия сборки будут иметь вид

$$\Delta_{\Sigma} \leq \epsilon_{\pi}; \quad \Delta\beta \leq \Delta\beta_{\pi}; \quad \Delta\phi \leq \Delta\phi_{\pi},$$

где $\epsilon_{_{\pi}}, \Delta\beta_{_{\pi}}, \Delta\phi_{_{\pi}}$ – линейное и угловые предельно допустимые смещения сопрягаемых элементов соответственно.

При рассмотрении условий сопряжения пары вал-втулка можно выделить две основные схемы:

• сопряжение без перекоса осей сопрягаемых деталей (рис. 2, *a*);

• сопряжение с перекосом осей сопрягаемых деталей (рис. 2, б).

Для случая без перекоса осей предельно допустимое отклонение от соосности $\varepsilon_{\pi} = \Delta_{3\min} / 2$, где $\Delta_{3\min} = D_{\min} - d_{\max}$ — минимальный зазор в соединении вал—втулка;

 D_{\min} и d_{\max} — минимальный диаметр втулки и максимальный диаметр вала.

Фаски на валу и втулке облегчают процесс сопряжения пары. При скольжении вала по фаске необходимо обеспечить его упругое отжатие от положения равновесия на величину *с* – размер фаски.



Рис. 1. Совмещение нецилиндрической пары вал-втулка: 1 – втулка (базовая деталь); 2 – вал (устанавливаемая деталь)



Рис. 2. Сопряжение пары вал-втулка без перекоса (*a*) и с перекосом (*б*) осей

Для случая с перекосом осей предельно допустимый угол перекоса вала

 $\Delta \phi_{\pi} = \arcsin \Delta_{\pi \min} / l$ или $\Delta \phi_{\pi} = \arccos d/D$,

где *l* – длина вала.

Необходимость учитывать угловую координату $\Delta\beta$ возникает не только при совмещении нецилиндрической пары вал—отверстие (см. рис. 1), но и при совмещении нескольких цилиндрических пар (рис. 3), что характерно для монтажа корпусных интегральных микросхем (ИМС) со штырьковыми выводами на печатные платы (СПП) [1].

Допустимый угол поворота ИМС равен

$$\Delta \beta_{\pi} = \operatorname{arctg} \Delta_{\operatorname{amin}} / L$$

где L – длина корпуса ИМС, L = s(m-1). Здесь s – шаг между выводами корпуса; m – число выводов.

Допуск на шаг б, назначают из условий:

$$\delta_s (m-1) \leq \delta_{\Delta},$$

или

$$\delta_s \leq \delta_{\Delta} / (m-1),$$



Рис. 3. Линейное (*a*) и угловое (*б*) смещения корпуса ИМС со штырьковыми выводами при монтаже на печатную плату: *1* – отверстие в ПП; *2* – вывод ИМС; *3* – печатная плата

где δ_{Δ} — допуск на замыкающее звено $\Delta = \Delta_{3 \min}$.

Условия свинчиваемости деталей при сборке резьбовых соединений (пара винт-гайка) имеют вид:

• по несоосности:

$$\Delta_{\Sigma} \leq \Delta_{3\min} / 2 + c_{\mathrm{B}} + c_{\mathrm{F}} - h;$$

• по углу перекоса винта:

$$\Delta \phi \leq \operatorname{arctg} 0.5 \ s / d_{cp}$$
,

где $c_{\rm B}, c_{\rm r}$ — размеры фасок на винте и гайке соответственно;

h – высота профиля резьбы;

s – шаг резьбы;

*d*_{ср} – средний диаметр резьбы.

Необходимая длина *l* винта должна соответствовать условию $l \ge 1,35 d_{cp}$.

Для основных метрических резьб допустимый угол перекоса винта (болта) равен $\Delta \phi_{\pi} = 1, 0...3, 5^{\circ}$.

Обеспечить точность совмещения пары плоскость—плоскость технически сложнее из-за отсутствия центрирующих поверхностей (при установке вала во втулку последняя выполняет роль центрирующего элемента).

Установку плоских деталей с заданной точностью производят по элементам топологии, например, совмещая реперные знаки (РЗ) устанавливаемой детали (УД) с визирными линиями (ВЛ) на базовой детали БД (рис. 4). Процесс позиционирова-



Рис. 4. Совмещение пары плоскость-плоскость: 1 – реперный знак; 2 – эталонная деталь; 3 – базовая деталь (БД); 4 – визирные линии на БД (подложке); 5 – устанавливаемая деталь (УД)





Рис. 5. Линейное (*a*) и угловое (б) смещения корпуса ИМС с планарными выводами при монтаже на печатную плату: *1* – контактная площадка на ПП; *2* – вывод ИМС

ния УД относительно БД прекращается при достижении условия

$$\Delta x \leq \Delta x_{\pi}; \quad \Delta y \leq \Delta y_{\pi}; \quad \Delta \beta \leq \Delta \beta_{\pi},$$

где значения $\Delta x_{_{\pi}}, \Delta y_{_{\pi}}, \Delta \beta_{_{\pi}}$ устанавливают по среднему квалитету точности.

Координаты O' конкретной УД определяют через координаты x_{u} , y_{u} центра O эталонной детали (ЭД) — на рис. 4 ЭД показана штриховой линией:

 $x'_{\mu} = x_{\mu} + \Delta x; \quad y'_{\mu} = y_{\mu} + \Delta y,$

а угловое смещение - по формулам:

 $\Delta \beta_{\pi} = \operatorname{arctg} \Delta x_{\pi} / y,$ или $\Delta \beta_{\pi} = \operatorname{arctg} \Delta y_{\pi} / x.$

Обычно электронно-оптическая система оценивает значения текущих погрешностей Δx , Δy , $\Delta \beta$ путем сравнения со стандартной топологией ЭД и вводит их в память микроЭВМ. Таким образом, погрешность установки реальной детали (УД) на базовую плоскость может быть учтена на последующей сборочной операции с целью коррекции ее технологических параметров [1, 2].

В технологии поверхностного монтажа ИМС на печатные платы и в производстве ИМС роль минимального зазора играет разность $\Delta_{\kappa \min}$ между шириной контактной площадки на печатной плате $a_{\kappa,\pi}$ и шириной вывода ИМС $a_{\rm B}$ (рис. 5, *a*):

$$\Delta_{\rm k\ min} = a_{\rm k.\pi\ min} - a_{\rm b\ max}$$

Предельно допустимое смещение вывода ИМС относительно контактной площадки ПП при $\Delta\beta_{\pi} = 0$ равно

$$\varepsilon_{\pi} = \Delta_{\Sigma} \leq \Delta_{\kappa \min} / 2$$
.

Этому условию на рисунке соответствует средняя схема размещения контактных площадок, а при $\Delta \beta > 0$ — крайняя правая схема.

По аналогии с парами вал—отверстие допустимое угловое смещение $\Delta \beta_{\pi}$ контактных площадок ИМС относительно контактных площадок печатной платы равно (рис. 5, δ):

 $\Delta \beta_{\pi} = \operatorname{arctg} \Delta_{\kappa \min} / l = \operatorname{arctg} \Delta_{\kappa \min} / s(m-1),$

где *s* – шаг между выводами ИМС;

m — число выводов.

Необходимость одновременного совмещения нескольких пар плоскость—плоскость существенно усложняет задачу автоматизации сборки прецизионных приборов в микроэлектронике. В то же время участие человека в столь ответственных сборочных операциях неизбежно негативно сказывается на качестве изделий и производительности сборки из-за наличия субъективных факторов. Таким образом, проблема автоматизации сборки массовых изделий остается весьма актуальной.

Как правило, системы автоматизации совмещения деталей выполняют с обратной связью, поэтому функционально они представляют собой системы автопоиска. Основной задачей системы автопоиска является уменьшение погрешности в процессе совмещения сопрягаемых деталей, т.е. обеспечение условия $\Delta_{\Sigma} \rightarrow \min$, вплоть до $\Delta_{\Sigma} \approx 0$. Системы с обратной связью включают чувствительный элемент (датчик) для определения текущего значения смещения Δ_{Σ} и исполнительный механизм (ИМ) – приводы – для коррекции взаимного положения деталей перед их сопряжением.

В таких системах команда на сборку узла формируется по сигналу датчика при условии $\Delta_{\Sigma} \leq \varepsilon_{\pi}$; $\Delta \phi \leq \Delta \phi_{\pi}$ или $\Delta_{\Sigma} \approx 0$ (при соответствующей настройке системы). В идеальном случае датчик положения рабочего органа может совмещать функции датчика фиксации момента сборки.

Производительность сборочного автомата во многом определяется временем поиска t_n на операции сопряжения деталей, которое вычисляется по формуле

$$t_{\pi} = t_x n_x + t_y n_y = x n_x / v_x + y n_y / v_y,$$

где t_x , t_y — время одноразового перемещения ИМ по осям x, y; n_x , n_y — число шагов (включений приводов) по осям x, y; v_x , v_y — скорость перемещения ИМ по осям x, y соответственно.

Сокращение времени t_n достигается одновременным перемещением сопрягаемой детали по осям x, y:

 $t_{\pi} = t_{xy} n_{xy} = s_{xy} n_{xy} / v_{xy}$, где t_{xy} , n_{xy} , v_{xy} — те же величины,

что и в предыдущей формуле, но при одновременном включении приводов по осям $x, y; s_{xy}$ – перемещение ИМ по осям x, y.

Время поиска t_{π} должно составлять доли секунды (максимум 1,0 с), так как такт работы сборочных автоматов обычно составляет в приборостроении $t_{\pi} =$ = 0,5...2,0 с. В машиностроении эта цифра может достигать нескольких секунд.

Рассмотрим три примера работы систем автопоиска в сборочных комплексах [1].

Пример 1

Американский сборочный робот "Пума" в составе сборочного центра (рис. 6) снабжен динамометрическим датчиком, который представляет собой микровыключатель с регулируемым усилием пружины переключения. Отрабатывая программу, робот перемещает деталь (пластмассовый корпус *I*) до соприкосновения с базовой деталью — силовым контактом *2* (рис. 7).

Сила прижима корпуса к контакту по оси z составляет $F_z = 1,70$ Н. После этого включается двигатель перемещения захвата с корпусом по оси xдля выполнения этапа поиска. Сила по x, связан-



Рис. 6. Роботизированный сборочный центр:

1 – ПР типа "Пума"; 2 – ТВ камера; 3 – динамометрический датчик; АЦП – аналого-цифровой преобразователь; Буф. ЗУ – буферное запоминающее устройство; СУ ПР – система управления промышленным роботом



Рис. 7. Этапы автопоиска сборочного робота с динамометрическим датчиком: F_x – сила трения; $F_{\rm H}$ – нормальная составляющая усилия касания по оси *z*

ная с трением, составляет $F_x = 4,5$ Н (коэффициент трения – 0,4). При совпадении прорези в корпусе с контактом получим $F_z = 0$, что вызовет срабатывание датчика обратной связи – ДОС (пружина замкнет контакты) и окончание поиска. Двигатель по *x* отключится и включится двигатель по *z*, осуществляя посадку корпуса на контакт. Аналогично проводится процедура поиска по фиксации контакта в пазу верхней части корпуса.

Пример 2

В сборочном роботе фирмы "Хитачи" (Япония) используется силомоментный датчик на основе тензометрических полупроводниковых элементов, наклеенных на крестообразный пружинный держатель захвата с двух сторон (рис. 8, *a*).

Таким образом, восемь тензодатчиков ТД 1–8 включены в две мостовые схемы и при разбалансе того или иного измерительного моста вырабатываются сигналы управления двигателями по оси x или y (рис. 8, δ). При отсутствии нагрузки мост сбалансирован и на выходе ток $I_{вых} = 0$.

При нагружении захвата возникают деформации лепестков пружины, изменяется сопротивление ТД и на выходе моста возникает ток, значение которого определяется нагрузкой. В зависимости от напряженного состояния слоев лепестков пружинного держателя (сжатие или растяжение) ТД вырабатывет сигнал со знаком (+) или (–). Полупроводниковые ТД примерно в 50 раз чувствительнее проволочных и поэтому не требуют усилителей сигнала. Для зазора в соединении $\Delta_{3 \min} = 10...20$ мкм суммарное время этапов автопоиска (рис. 9) составляет $t_{\rm II} = 1, 0...1, 2$ с.



Рис. 8. Сборочный робот с тензометрическими датчиками (*a*) и измерительный мост (*δ*):

I – втулка; *2* – вал; *3* – захват робота; *4* – упругий элемент; *5* – тензодатчики; *6* – манипулятор ПР



Рис. 9. Основные этапы автопоиска:

1 – втулка; 2 – вал; 3 – захват робота; 4 – упругий элемент

Пример 3

В устройстве совмещения прецизионных пар "плоскость—плоскость" в качестве ДОС используется система технического зрения (СТЗ) для управления приводами координатного стола по осям x, y и угловой координате $\Delta\beta$. Чувствительным элементом СТЗ служит полупроводниковый (ПП) матричный формирователь изображения на основе фотодиодной матрицы или прибора с зарядовой связью (ПЗС).

В отличие от телевизионной камеры на видиконе ПЗС обеспечивает привязку объекта к фотоячейке с точностью до 0,5 мкм. Для ПЗС характерно отсутствие геометрических искажений, безынерционность и низкое питающее напряжение. Однако ПЗС уступает видикону в разрешающей способности СТЗ.

В технологиях производства интегральных микросхем требуется минимизировать смещения Δx , Δy , $\Delta \beta$ полупроводникового кристалла относительно контактных площадок корпуса прибора. Значения смещений: Δx и Δy не должны превы-



Рис. 10. Схемы совмещения пары плоскость—плоскость (a) и микропроцессорной системы управления процессом совмещения (δ):

1 – осветитель; 2 – ТВ камера; 3 – координатный стол; 4 – эталон; 5 – подложка (БД); 6 – реальный кристалл; ТК – телеконтроллер; ТМ – телемонитор; УСО – устройство связи с объектом; РД – регистр данных; КУ ШД – контроллер управления шаговыми двигателями; с1, с2 – области эффективного сканирования

шать 50 мкм; $\Delta\beta - 1^{\circ}$. Методика определения Δx , Δy , $\Delta\beta$ основана на оценке двух произвольных точек на поверхности реального кристалла *3* относительно аналогичных точек идеального кристалла *2* (эталона) в областях с1 и с2 эффективного сканирования на подложке *2* (рис. 10, *a*).

Полученное с помощью ПЗС 4 и осветителя 5 изображение разделяется телеконтроллером (ТК) на две части и преобразуется в бинарный сигнал (черное и белое).

Затем изображение поступает на ТВ монитор, а через устройство связи с объектом (УСО) — в микроЭВМ, которая рассчитывает положение двух точек. Результаты запоминаются в регистре данных (РД) и поступают в блок управления ШД (БУШД), который приводит в действие ШД координатного стола 6 (КС) по осям x, y и углу β (рис. 10, δ).

Число точек сканирования 300×300, точность определения: линейных смещений по осям $x, y - \pm 3$ мкм, углового смещения – $\Delta\beta = \pm 0,50^{\circ}$. Время определения координат составляет 0,7 с.

Вывод

Выполнение аналитических условий автоматической сборки обеспечивают системы совмещения сопрягаемых деталей с обратной связью, т.е. системы автопоиска для двух основных типов сопряжения: вал—отверстие и плоскость—плоскость. Время поиска является составной частью времени цикла сборки изделия.

Библиографический список

1. **Иванов А.А.** Автоматизированные сборочные системы: учебник. М.: Форум, 2012. 336 с.

2. Иванов А.А. Теоретические основы процессов манипулирования объектами обработки и сборки. Н. Новгород: НГТУ, 2009. 257 с.



УДК 621.9

Л.Ю. Руднева, канд. техн. наук (Московский государственный технический университет) *E-mail: rudnewal@list.ru*

Современные методы оценки жесткости высокоточных сложнопрофильных деталей при сборке агрегатов специальных изделий

Проблема микроминиатюризации в производстве агрегатов специальных изделий, особенно создание микро- и наноагрегатов предъявляет особые требования к технологии сборки этих изделий, необходимости точной оценки жесткости высокоточных деталей. Расчет напряженно-деформируемого состояния в точке можно провести с помощью системы фундаментальных уравнений теории упругости. Получение точного аналитического решения этих уравнений для расчета на прочность и жесткость вибрационных пластин сложная процедура. По этой причине аналитические методы имеют ограниченное применение. Единственным выходом из такого положения является использование приближенных методов, реализация которых возможна с помощью современной вычислительной техники.

The microminiaturization problem in agregates production and micro- and nanoagregates creation makes special demands to the assembly technique and necessity of an exact rigidity's estimation of high-precision details. A tensely-deformable state calculation in the point can be led by the fundamental equations system of the elasticity theory. The exact analytical decision obtaining of these equations is difficult procedure. In this case analytical methods have restricted application. A unique output from such position is usage of the approximate methods which implementation is possible by means of the modern ADP equipment.

Ключевые слова: оценка, сборка, технология, специальное изделие, агрегат.

Keywords: assessment, assembly, technology, special unit, agregate.

В настоящее время повышаются требования к эксплуатационным характеристикам агрегатов машин и приборов, которые в значительной степени зависят от технологии их сборки. Особые трудности представляет сборка деталей с упругими свойствами. Примером таких деталей являются вибрационные и контактные пластины. При существенно малых габаритных размерах и толщине до 1 мм вибрационные пластины (ВП) имеют сложный профиль выреза для намотки катушек, находящихся под напряжением во внутреннем колеблющемся контуре.

В общем случае расчет напряженно-деформируемого состояния в точке (расчет на прочность и жесткость) можно провести с помощью системы фундаментальных уравнений теории упругости [7]. Получение точного аналитического решения этих уравнений для расчета на прочность и жесткость ВП – сложная процедура. По этой причине аналитические методы имеют ограниченное применение. Единственным выходом из такого положения является использование приближенных методов, реализация которых возможна с помощью современной вычислительной техники.

Анализ работ [1, 2, 4, 6], описывающих различные методики расчета пластин, защемленных по контуру, и деталей типа "пружина" показал, что решение дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих ВП специальных агрегатов и приборов, может быть выражено, как правило, в рядах. Учитывая присущие вибрационным пластинам: способ крепления, сложный профиль сечения и хрупкость применяемых материалов сделан вывод о том, что необходимую точность расчета на жесткость обеспечит лишь МКЭ в сочетании с применением вычислительной техники.

В основе этого метода лежит представление плоских ВП в виде набора некоторых простых с геометрической точки зрения фигур, называемых конечными элементами, взаимодействующих между собой только в узлах [5, 7]. Так как ВП специальных агрегатов и приборов имеют соотношение длины и толщины более 5, его удобно представить множеством треугольных элементов (рис. 1 и 2).



Рис. 1. Фрагмент разбивки пластины на конечные элементы треугольники с координатами вершин $(x_1, y_1), (x_2, y_2)$ и (x_3, y_3)

Рассмотрим конечный элемент, координаты узлов 1, 2, 3 которого равны $(x_1, y_1), (x_2, y_2)$ и (x_3, y_3) . После приложения внешней силы внутренняя точка этого элемента с координатами (x, y) занимает новое положение, перемещаясь в направлении координатных осей x и y соответственно на расстояние $u(x_1, y)$ и $v(x_1, y)$, причем в пределах одного конечного элемента эти перемещения представляются в виде линейных функций координат:

$$u(x, y) = a_1 + a_2 x + a_3 y;$$

$$v(x, y) = a_4 + a_5 x + a_6 y,$$
(1)

где *a*₁-*a*₆ – постоянные коэффициенты. Или в матричной форме:

$$\vec{u}(x, y) = [L(x, y)]\vec{a}$$
, (2)

где

$$\overline{u}(x, y) = \begin{bmatrix} u(x, y) \\ v(x, y) \end{bmatrix},$$

$$[L(x, y) = \begin{bmatrix} 1 & x & y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x & y \end{bmatrix};$$
(2)

$$\vec{a} = [a_1 \ a_2 \ a_3 \ a_4 \ a_5 \ a_6].$$

Как отмечалось авторами работ [5, 7], задание перемещений в виде линейных функций (1) обеспечивает сшивку этих функций на границах соседних элементов. Действительно, линейность перемещений означает и их линейность вдоль границы элемента.

Воспользуемся выражением для потенциальной энергии деформации элементарного объема [7]

Тогда эта энергия с учетом (11) определится из очевидного уравнения

$$dV = \frac{1}{2} (\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \sigma_z \varepsilon_z + \tau_{xy} \gamma_{xy} + \tau_{yz} \gamma_{yz} + \tau_{zx} \gamma_{zx}) dx dy dz,$$



Рис. 2. Разбитие на конечные ВП:

I – первый конечный элемент с узловыми точками 0, 3, 2; II – второй конечный элемент с узловыми точками 0, 1, 3

где σ_x , σ_y , σ_z — составляющие нормального напряжения по осям координат; ε_x , ε_y , ε_z — относительные поперечные деформации; τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx} — касательные напряжения; γ_{xy} , γ_{yz} , γ_{zx} — угловые деформации. Указанная энергия с учетом работы [7] опреде-

Указанная энергия с учетом работы [7] определится из очевидного уравнения

$$V = \frac{1}{2}\vec{\sigma}^{\mathsf{T}} \vec{\varepsilon} \Delta V = \frac{1}{2}\vec{u}^{\mathsf{T}} [\beta]^{\mathsf{T}} [E][\beta]\vec{u} \Delta V, \qquad (3)$$

где т – знак транспонирования матрицы;

[β] – матрица деформаций;

Е – модуль упругости.

Выражение (3) для объема представляет собой, в случае плоской задачи. Произведение площади конечного элемента на его толщину.

Но энергия деформации элемента может быть рассчитана иначе — как работа внешних сил. В качестве внешней нагрузки на элемент объема можно принять реакции, приложенные к граням этого элемента. Тогда

$$V = \frac{1}{2}\vec{u}^{T} [\beta]^{T} [E][\beta]\vec{u} \Delta V = \frac{1}{2}\vec{u}^{T} \vec{R} , \qquad (4)$$

где *R* – реакции, приложенные к граням элемента со стороны соседних элементов.

Из уравнения (4) легко определить реакции, выполнив ряд очевидных сокращений:

$$R = [K]\vec{u} , \qquad (5)$$

где

$$[K] = [\beta]^{\mathrm{T}} [E][\beta] \Delta V.$$
(6)

Уравнение (5) представляет собой обычное уравнение равновесия, а матрица [K] является квадратной, размерности 6×6. Она называется *матрицей жесткости* конечного элемента.

Авторами работы [5] рассмотрено получение матрицы жесткости методом конечных элементов

для стержня с постоянным по длине поперечным сечением, воспринимающего обобщенную силу, которой соответствует обобщенное перемещение. В описываемом авторами случае упругие свойства отдельных элементов, на которые разбиваются конструкции, описываются матрицей податливости или матрицей жесткости в зависимости от того, какой метод расчета применяется — метод сил или метод перемещений. Матрицы, определяющие связь между узловыми силами и узловыми перемещениями рассматриваемого конечного элемента примут вид:

$$\vec{u}^{e} = [\vec{\delta}^{e}] \{\vec{F}^{e}\}, \text{ откуда } \{\vec{F}^{e}\} = [\vec{K}^{e}] \{\vec{u}^{e}\},$$
(7)

где [$\vec{\delta}^{e}$] — матрица коэффициентов податливости стержня длиной 1 м, площадью поперечного сечения *A*, м², воспринимающего только продольную силу и изготовленного из материала с модулем упругости *E*, МПа. Порядок матрицы податливости отдельного элемента (стержня) определяется числом независимых сил, приложенных к нему.

Так как матрица жесткости обратна по отношению к матрице податливости, т.е.

$$[\vec{K}^e] = [\delta^e]^{-1},$$

то, сопоставив выражения (7) и (5), можно увидеть что выражение (7) является общим для любого вида деформированного состояния тела.

Раскроем матрицу [К]:

$$[K] = \frac{F\delta}{4(1-\mu^{2})A} \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix}$$

где A – площадь поперечного сечения, мм²;

- *Е* модуль продольной упругости, МПа;
- δ толщина пластины, мм;
- µ коэффициент Пуассона.

Элементы этой матрицы получают путем решения матричного уравнения (6):

$$K_{11} = y_{23}^{2} + [(1-\mu)/2] x_{32}^{2}; K_{12} = K_{21} = [(1+\mu)/2] x_{32} y_{23};$$

$$K_{13} = K_{31} = y_{23} y_{31} + [(1+\mu)/2] x_{32} y_{13};$$

$$K_{14} = K_{41} = \mu y_{23} c_{23} + [(1-\mu)/2] x_{32} y_{31};$$

$$K_{15} = K_{51} = y_{21} y_{23} + [(1+\mu)/2] x_{32} y_{21};$$

$$K_{16} = \mu y_{23} x_{21} + [(1-\mu)/2] x_{32} y_{12};$$

$$K_{22} = x_{32}^{2} + [(1-\mu)/2] y_{23}^{2};$$

$$K_{23} = K_{32} = \mu y_{32} x_{31} + [(1-\mu)/2] x_{13} y_{23};$$

$$K_{24} = K_{42} = x_{13} x_{32} + [(1-\mu)/2] y_{23} y_{31};$$

$$K_{25} = K_{52} = \mu x_{32} y_{12} + [(1-\mu)/2] x_{21} y_{23};$$

$$\begin{split} K_{26} = K_{62} &= x_{32} x_{21} + \left[(1-\mu) / 2 \right] y_{12} y_{23}; \\ K_{33} = y_{31} + \left[(1-\mu) / 2 \right] x_{21} x_{13}; \\ K_{34} &= K_{43} = \left[(1+\mu) / 2 \right] x_{13} y_{31}; \\ K_{35} = K_{53} &= y_{31} y_{12} + \left[(1-\mu) / 2 \right] x_{21} x_{13}; \\ K_{36} &= K_{63} = \mu x_{21} y_{31} + \left[(1-\mu) / 2 \right] x_{13} y_{12}; \\ K_{44} &= x_{13}^2 + \left[(1-\mu) / 2 \right] y_{31}^2; \\ K_{45} &= K_{54} = \mu x_{13} y_{12} + \left[(1-\mu) / 2 \right] x_{21} y_{31}; \\ K_{46} &= K_{64} = x_{21} x_{13} + \left[(1-\mu) / 2 \right] y_{31} y_{12}; \\ K_{66} &= x_{21}^2 + \left[(1-\mu) / 2 \right] x_{12}^2. \end{split}$$

Как отмечалось в работе [7], вводится глобальная система координат x, y, наряду с которой имеем локальную систему координат, связанную с самим конечным элементом — x', y'. Для выполнения расчета напряженно-деформированного состояния необходимо записать глобальную матрицу жесткости, которая может быть найдена поэлементным суммированием матриц жесткости отдельных элементов. Глобальная матрица жесткости имеет размерность $2N \times 2N$, где N — общее число узлов разбиения.

Левую часть уравнения (5) составляет вектор силовых факторов R, компоненты которого числом 2N равны силам, действующим в узлах. Учет распределенной нагрузки от силового воздействия на ВП специальных агрегатов и приборов электромагнитного поля с напряженностью H, возникшего под воздействием инерционных сил, производится равномерным ее распределением по узлам, расположенным на границе (см. рис. 2).

Для простоты пластина с виброэлементом разбивается на некоторое число конечных треугольных элементов, соседним из которых присвоены номера 0 и 1.

Такому варианту разбивки соответствуют четыре узловые точки. Конечному элементу 0 присвоены следующие обозначения узловых точек -0, 3, 2; элементу 1 - 0, 1, 3.

Формируют матрицу жесткости для каждого из составляющих ВП конечных элементов. Глобальную матрицу, построенную в системе глобальных координат, находят поэлементным суммированием локальных матриц жесткости конечных элементов.

Компоненты узловых перемещений и узловых сил для рассчитываемой вибропластины специальных агрегатов переводят из местной системы координат в глобальную с помощью ортогональной матрицы преобразования координат [T], описанную в работе [5]:

$$[T] = \begin{bmatrix} [t_1] & [0] \\ [0] & [t_1] \end{bmatrix},$$
(8)



Рис. 3. Преобразование координат



Рис. 4. Алгоритм расчета плоских ВП специальных агрегатов с применением МКЭ

где $[t_1]$ — подматрица направляющих косинусов между осями X', Y', Z' и X, Y, Z (рис. 3) в пространственной системе координат:

$$[t_1] = \begin{vmatrix} \cos(x'x) & \cos(x'y) & \cos(x'z) \\ \cos(y'x) & \cos(y'y) & \cos(y'z) \\ \cos(z'x) & \cos(z'y) & \cos(z'z) \end{vmatrix}.$$
 (9)

Такое представление рассматриваемого объекта в виде набора конечных элементов позволяет решать задачи расчета напряженно-деформированного состояния тела, устойчивости и динамики, нахождения частот и амплитуд собственных и вынужденных колебаний. Кроме того, МКЭ можно с успехом использовать для решения задач стационарной и нестационарной теплопроводности, расчета полей статического электричества и скоростей безвихревого течения жидкостей и т.д.

Практическое использование этого метода во многом зависит от уровня развития компьютерной техники и качества программного обеспечения, реализующего этот метод. Программое обеспечение для решения задач с применением МКЭ должно включать в себя следующие элементы:

• редактор разбивки на конечные элементы;

• ядро, непосредственно обеспечивающее решение;

• визуализатор для демонстрации полученных результатов.

Блок-схема программы расчета на жесткость ВП специальных агрегатов и приборов приведена на рис. 4.

Вывод

Применение МКЭ, новейших информационных технологий и программного обеспечения дает возможность повысить точность прецизионной сборки.

Библиографический список

1. Александров А.В., Потапов В.Д. Основы теории упругости и пластичности. М.: Высшая школа, 1990. 400 с.

2. Сопротивление материалов с основами теории упругости и пластичности / Г.С. Варданян и др. М.: АСВ, 1995. 568 с.

3. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория вероятности и ее инженерные приложения. М.: Наука, 1998. 480 с.

4. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 1989. 624 с.

5. Робототехнические системы и комплексы: учебн. пособ. для вузов / И.И. Мачульский и др. М.: Транспорт, 1999. 446 с.

6. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1972. 544 с.

7. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. М.: APM, 2000. 472 с.

ЭКОЛОГИЯ И БЕЗОПАСНОСТЬ СБОРОЧНЫХ РАБОТ

УДК 621.744.37

С.А. Микаева, д-р техн. наук, **А.С. Микаева,** канд. экон. наук (Московский государственный университет приборостроения и информатики) *E-mail: mikaeva@pechkin.npo.lit.ru*

Системы обеззараживания воды ультрафиолетовым излучением

Описаны системы и группы систем для ультрафиолетового обеззараживания различных типов воды. Представлены основные параметры и технические характеристики этих систем.

The system and group systems for ultraviolet disinfection of different types of water was described. Presents basic parameters and technical characteristics of this systems.

Ключевые слова: система обеззараживания воды, ультрафиолет, излучение, диапазон, лампа.

Keywords: water disinfection system, ultraviolet light, radiation, range, lamp.

Технология ультрафиолетового (УФ) обеззараживания воды основана на бактерицидном действии УФ-излучения.

Ультрафиолетовое излучение — часть солнечного спектра в диапазоне длин волн от 100 до 400 нм. Различают несколько участков спектра ультрафиолетового излучения, имеющих разное биологическое воздействие: УФ-А (315...400 нм), УФ-В (280...315 нм), УФ-С (200...280 нм), вакуумный УФ (100...200 нм).

Из всего УФ-диапазона участок УФ-С часто называют бактерицидным из-за его высокой обеззараживающей эффективности по отношению к бактериям и вирусам. Максимальная эффективность инактивации микроорганизмов наблюдается при длине волны излучения от 250 до 270 нм. Именно на этот участок спектра приходится длина волны, генерируемая бактерицидными ультрафиолетовыми (УФ) лампами низкого давления — 254 нм (рис. 1 на стр. 2 обложки).

Основными промышленно применяемыми источниками УФ-излучения являются ртутные лампы высокого давления и низкого давления, в том числе их новое поколение – амальгамные. Лампы

высокого давления обладают высокой единичной мощностью (несколько кВт), но более низким КПД (9...12 %) и меньшим ресурсом, чем лампы низкого давления (КПД 40 %), единичная мощность которых составляет десятки и сотни ватт. УФ-системы на амальгамных лампах чуть менее компактны, но гораздо более энергоэффективны, чем системы на лампах высокого давления. Поэтому требуемое количество УФ-оборудования, а также тип и число используемых в нем УФ-ламп зависят не только от требуемой дозы УФ-облучения, расхода энергии и физико-химических показателей качества обрабатываемой среды, но и от условий размещения и эксплуатации.

Обеззараживающее действие УФ-излучения обусловлено фотохимическими реакциями, в результате которых происходят необратимые повреждения ДНК и РНК микроорганизмов. УФ-излучение эффективно в отношении всех типов микроорганизмов: бактерий, вирусов, паразитарных простейших и не приводит к образованию побочных продуктов.

Системы, предназначенные для УФ-обеззараживания, позволяют осуществлять:

• обеззараживание воды из подземных источников водоснабжения;

 подготовку питьевой воды из поверхностных источников водоснабжения в сочетании с хлорированием и озонированием;

• обеззараживание коммунальных сточных вод;

• обеззараживание промышленных сточных вод;

 обеззараживание сточных вод при повторном использовании в сельском хозяйстве (полив сельскохозяйственных культур различного назначения), парковых насаждений и т.д.;

• обеззараживание воды в технологических цепях бассейнов и аквапарков;



 обеззараживание воды в задачах производства аквакультуры (как для пресной, так и для морской воды);

• обеззараживание воды в оборотных промышленных системах водоснабжения в сочетании с другими технологиями;

• обеззараживание воды в других отраслях промышленности в сочетании с другими техноло-гиями.

Исходя из различных типов воды и условий применения УФ-системы обеззараживания делят на четыре группы: УДВ, УДВ Рго, МЛП и МЛВ. В каждой из групп УФ-оборудование делят на серии: А, В, Е, К, G, F, N – в зависимости от качества обрабатываемой воды, прежде всего ее прозрачности в УФ-диапазоне. Оборудование каждой серии наиболее оптимально применять в указанных для нее диапазонах прозрачности обрабатываемой воды с точки зрения максимальной эффективности использования УФ-излучения и минимизации потерь напора.

Система УДВ – группа корпусного (напорного) оборудования, в которой лампы расположены вдоль обрабатываемого потока воды, УФ-система типа УДВ представлена на рис. 2 на стр. 2 обложки.

Система УДВ Pro — группа корпусного оборудования, в которой лампы расположены поперек обрабатываемого потока воды (рис. 3 на стр. 2 обложки).

Система МЛП — группа канального (лоткового) оборудования, в которой кассеты с лампами (модули) расположены в канале вдоль потока обрабатываемой воды (рис. 4 на стр. 2 обложки).

Система МЛВ — группа канального (лоткового) оборудования, в которой кассеты с лампами (модули) расположены вертикально поперек потока обрабатываемой воды (рис. 5 на стр. 2 обложки).

Безнапорные УФ-системы обеззараживания состоят из одного и более каналов, в которых располагаются не менее одной УФ-секции. Выбор типа модуля, их числа в секции и числа секций в канале производится в соответствии с рекомендациями предприятия-изготовителя и требованиями к качеству обеззараживания воды. Физико-химические и микробиологические показатели качества подаваемой на обеззараживание воды не должны превышать значений, для которых даны рекомендации предприятия изготовителя по качеству и технологии использования УФ-систем для очищенной воды. Температура воды должна составлять от +1 до +30 °C. Возможность эксплуатации при более высокой температуре воды и эксплуатационные характеристики УФ-системы определяются требованиями, удовлетворяющими "Единым санитарно-эпидемиологическим и гигиеническим требованиям к товарам, подлежащим санитарно-эпидемиологическому контролю":

• МУ 2.1.5.732–99 "Санитарно-эпидемиологический надзор за обеззараживанием сточных вод ультрафиолетовым излучением";

• МУ 2.1.4.719—98 "Санитарный надзор за применением ультрафиолетового излучения в технологии подготовки питьевой воды".

Обеззараживание воды УФ-излучением должно соответствовать нормам, установленным:

• СанПиН 2.1.4.1074-01 "Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества";

• МУ 2.1.5.1183—03 "Санитарно-эпидемиологический надзор за использованием воды в системах технического водоснабжения промышленных предприятий";

• СанПиН 2.1.5.980-00 "Гигиенические требования к охране поверхностных вод";

• МУК 4.3.2030-05 "Санитарно-вирусологический контроль эффективности обеззараживания питьевых и сточных вод УФ-облучением" и др.

Климатическое исполнение УФ-системы и категория ее размещения регламентируется ГОСТ 15150—69. УФ-системы предназначены для эксплуатации в районах с умеренным и холодным климатом, в закрытых отапливаемых и вентилируемых помещениях при температуре окружающего воздуха от 1 до 35 °С и относительной влажности до 80 % при температуре 25 °С.

Основные параметры и технические характеристики УФ-систем представлены в таблице.

УФ-секция состоит из соединенных между собой модуля (модулей), шкафа (шкафов) пуско-регулирующей аппаратуры (ЭПРА) и шкафа управления. Модуль лотковый представляет собой стойку с установленными в ней УФ-лампами в кварцевых чехлах. Модуль (модули) устанавливают в открытый канал. Секции комплектуют амальгамными бактерицидными лампами низкого давления и оснащают системой механической очистки кварцевых чехлов с пневмо- или электроприводом.



Технические характеристики систем

Характеристика	Размерность	Значение
Напряжение питания	В	380/220±10 %
Частота питающего тока	Гц	50/60
Коэффициент мощности, не менее	_	0,96
Тип ЭПРА	_	ЭПРАЛ~3×380-6×350-2222-51
Тип лампы	_	DB 350 V
Срок службы лампы, не менее	Ч	12 000
Число включений/выключений в течение срока службы, не более	_	5000
Число каналов в УФ-системе	ШТ.	1
Число секций в канале	ШТ.	4
Число модулей в секции	ШТ.	1
Тип модуля	-	88МЛВ-24А350-МК
Число ламп в модуле	ШТ.	24
Потребляемая мощность УФ-системы, не более	кВт	40
Тепловыделение в одном шкафу ЭПРА, не более	кВт	0,9
Габаритные размеры (длина×ширина×высота), не более:	ММ	
УФ-модуль		750×800×2264
шкаф управления		606×505×2065
шкаф силовой		606×505×2065
шкаф ЭПРА		606×605×2065
пульт управления системой очистки УФ-модуля		500×240×540
затвор щитовой регулирующий		916×448×3675
затвор щитовой отсечной		956×490×4830
блок промывки		1050×490×1058
Масса, не более:	КГ	
УФ-модуль		190
шкаф управления		180
шкаф силовой		180
шкаф ЭПРА		180
пульт управления системой очистки УФ-модуля		23
затвор щитовой регулирующий		275
затвор щитовой отсечной		390
блок промывки		72





Рис. 6. Система обеззараживания воды УФ-излучением

Система обеззараживания воды УФ-излучением на базе различных модулей представлена на рис. 6. Технология УФ-обеззараживания может применяться как в системах водоподготовки и водоотведения, так и при обеззараживании воздуха и поверхностей. Основные преимущества УФ-технологии:

• высокая эффективность обеззараживания в отношении широкого спектра микроорганизмов, в том числе устойчивых к хлорированию, таких как вирусы и цисты простейших. Обеззараживание уничтожает возбудителей таких инфекционных болезней, как тиф, холера, дизентерия, вирусный гепатит, полиомиелит и др.;

• УФ-метод безопасен для людей;

 отсутствует влияние на физико-химические и органолептические свойства воды и воздуха, не образуются побочные продукты, нет опасности передозировки;

• УФ-излучение действует мгновенно. Время обеззараживания в проточном режиме 3...5 с;

• низкие капитальные затраты, энергопотребление и эксплуатационные расходы;

• УФ-системы и установки компактны и просты в эксплуатации, не требуют специальных мер безопасности.

Библиографический список

1. Микаева С.А. Создание нового поколения люминесцентных устройств с улучшенными световыми характеристиками. М.: Научтехлитиздат, 2004. 210 с.

2. Микаева С.А., Микаева А.С. Установки для обеззараживания воздуха и воды // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 5. С. 41–46.

66666666666

В ПОМОЩЬ КОНСТРУКТОРУ, ТЕХНОЛОГУ

УДК 621.757

В.Г. Осетров, д-р техн. наук, Е.С. Слащев (Ижевский государственный технический университет им. М.Т. Калашникова) E-mail: evgeniy.slashchev@gmail.com

Совершенствование расчетов размерной цепи при использовании метода групповой взаимозаменяемости

Рассмотрено совершенствование метода расчета размерной цепи при групповой взаимозаменяемости посредством снятия неопределенностей при назначении параметров групповых допусков. Определены рекуррентные формулы для расчета верхних и нижних отклонений групповых допусков, на основе которых составляется программа ЭВМ.

Describes of the improvement interchangeability groups method by removing the uncertainties in the parameter assignment group tolerances. Have been determined recursive formulas for lower and upper limits groups tolerances of the dimensional chain for using on the computer's programs.

Ключевые слова: метод групповой взаимозаменяемости, размерная цепь, рекуррентная формула, сборка, верхнее и нижнее отклонения.

Keywords: method of interchangeability groups, dimensional chain, recursive formula, lower and upper limits.

При разработке программы расчета размерной цепи методом групповой взаимозаменяемости возникла необходимость устранения некоторых неопределенностей, которые связаны с принятием решения пользователя о параметрах точности групповых допусков. Например, в работе [1] указано, что верхние и нижние отклонения групповых допусков находятся субъектом, после построения схемы расположения допусков для отверстия и вала со смещением на заданную величину. Некоторые субъективные дейст-

вия отмечаются в работах [5] при распределении допусков на составляющие звенья внутри группы.

Неопределенности можно исключить с помощью рекуррентных формул, представленных в работах [2–4], а также в данной статье и произвести автоматический расчет величин по программе для ЭВМ. Анализ существующих работ и опыт применения метода групповой взаимозаменяемости на производстве выявил два класса типовых задач. Первый класс характеризует соединения с зазором, второй — соединения с натягом. В данной работе рассмотрены пять типовых задач для соединений с зазором.

Для вывода рекуррентных формул для каждой типовой задачи моделируем решение в форме графического расположения групповых полей допусков с указанием номеров групп сверху вниз и минимального зазора. При этом принимаем равенство суммы допусков увеличивающих и уменьшающих составляющих звеньев, а также середин координат допусков замыкающего звена и составляющих звеньев. Первые две задачи моделируются при условии, что имеются одно увеличивающее звено и несколько уменьшающих звеньев. Другие задачи моделируют множество звеньев во всех ветвях размерной цепи. Для автоматического решения задач выявлены следующие свойства расположения полей допусков.

Сумма координат середин полей допусков, расположенных на линии нуля по горизонтали звеньев размерной цепи, равна координате поля допуска с вертикальным расположением полей допусков звеньев этой размерной цепи (рис. 1).

Равенство середин полей допусков замыкающего звена и составляющих звеньев отражается расположением полей допусков 1-й группы умень-



работах [2–4], а также в данной Рис. 1. Расположение полей допусков (Δ_i – середины координат полей допусков звеньев)



Рис. 2. Многозвенные размерные цепи (a, s, d) и соответствующие им расположения полей допусков (δ, c, e)



Рис. 3. Интерфейс программы. Результат расчета первой типовой задачи по методу групповой взаимозаменяемости

шающего звена относительно увеличивающего сдвигом на величину минимального зазора, а других уменьшающих звеньев — расположением на линии нуля по горизонтали (рис. 2, a - c).

Рассмотрим решения на конкретных примерах.

Задача 1. Дано: имеется трехзвенная размерная цепь и схема расположения полей допусков; $TD_{yB} = Td_{yM}$; применяется способ равных допусков; число групп n = 4.

На рис. 3 представлен интерфейс программы, на котором изображены: трехзвенная размерная цепь, схема расположения полей допусков, результаты решения в виде таблицы. В программе использованы рекуррентные формулы для верхнего и нижнего отклонения увеличивающего и уменьшающего звена, которые на основе анализа схемы выведены по методу индукции. Для увеличивающих звеньев

$$\operatorname{ES} \overrightarrow{A(i)} = \operatorname{TD} \left(1 - \frac{i - 1}{n} \right); \tag{1}$$

$$\operatorname{EI} \overrightarrow{A(i)} = \operatorname{TD}\left(1 - \frac{i}{n}\right),\tag{2}$$

где i — текущая переменная, характеризующая число групп i = 1, 2, ..., n;

TD – допуск увеличивающего звена.

Верхнее и нижнее отклонения уменьшающего звена:

$$\operatorname{Es} \widecheck{A(i)} = \operatorname{Td}\left(1 - \frac{i}{n}\right) - S_0 ; \qquad (3)$$

$$\operatorname{Ei} \overset{\longleftarrow}{A(i)} = \operatorname{Td} \left(1 - \frac{i+1}{n} \right) - S_0 , \qquad (4)$$

где Td – допуск уменьшающего звена;

*S*₀ – минимальный зазор.

Для пояснения формул приведем числовой пример. Исходные данные: TD = 20 мкм; n = 4; $S_{\min} = 5$ мкм; $S_{\max} = 15$ мкм.

Решение представлено на интерфейсе программы (см. рис. 3).

Задача 2. Дано: многозвенная размерная цепь (рис. 2, *a*) и схема расположения полей допусков (рис. 2, *б*). В размерной цепи $TD_{y_B} = Td_{y_M}$, т.е. применяется способ равных допусков. Число групп n = 2, число подгрупп для уменьшающих звеньев $m_{y_M} = 3$.

Подгруппа представляет групповой допуск для одного составляющего звена. Схема, представленная на рис. 2, *б*, является типовой и отражает свойство расположения полей допусков, для которого выполняется равенство середин координат замыкающего звена и составляющих звеньев.

Определяем верхнее и нижнее отклонение увеличивающего звена по формулам (1) и (2). Для верхнего и нижнего отклонений уменьшающего звена, анализируя схему (см. рис. 2, δ), выводим по методу индукции рекуррентные формулы:

Es
$$A(i, j) = (\text{Td} - \text{Td} / n - S_{\min}) \times$$

 $\times \frac{(2-j)}{2} \frac{(3-j) \dots (m_{yM} - j)}{3 \dots (m_{yM} - 1)} - \frac{\text{Td} (i-1)}{m_{yM} n};$ (5)

$$\operatorname{Ei} \overleftarrow{A(i, j)} = (\operatorname{Td} - \operatorname{Td} / n - S_{\min}) \times \times \frac{(2 - j)}{2} \frac{(3 - j) \dots (m_{yM} - j)}{3 \cdot \dots \cdot (m_{yM} - 1)} - \frac{\operatorname{Td} (i)}{m_{yM} n},$$
(6)

где j — текущая переменная для расчета числа подгрупп составляющих звеньев, j = 1, 2, ..., m.

Приведем расчет при n = 2, m = 3, TD = 12 мкм, $S_{\min} = 2$ мкм, $S_{\max} = 14$ мкм. Результаты расчетов представим в табл. 1.

Формулы (5) и (6) применяют тогда, когда номинальные размеры звеньев находятся в одном интервале нормального ряда чисел.

Задача 3. Дано: многозвенная размерная цепь; $TD_{yB} = Td_{yM}$ (рис. 2, *в*) и схема расположения полей допусков (рис. 2, *е*). Применяется способ равноточных допусков или допусков, зависимых от номинального размера звена цепи. Для данного случая число групп *n* = 3, а число подгрупп для уменьшающих звеньев *m*_{yM} = 2; TD = 45; *S*_{min} = 15 мкм; *S*_{max} = 45 мкм.

Требуется определить верхние и нижние отклонения звеньев.

Первоначально выводим рекуррентные формулы для допусков: $(T(i, j) = a_j e_j - допуск на под$ $группу одного составляющего звена; <math>a_j - число единиц допуска)$:

$$a_{j} = \frac{\operatorname{Td} e_{j}}{n \sum_{j=1}^{m} e_{j}^{2}} = \frac{\operatorname{Td} e_{j}}{n \left(e_{1}^{2} + e_{2}^{2} + \dots + e_{m}^{2}\right)};$$
(7)

Таблица 1

 A_4 Зазор A_1 A₂ A_2 Группы TS (n = 2)ESA(i)EIA(i)Ei A(i, j)Es A(i, j)Ei A(i, j)Es A(i, j) Ei A(i, j)Es A(i, j) S_{max} S_{\min} 1 12 6 4 2 0 -20 -214 2 12 2 6 0 2 0 $^{-2}$ -4 -4 $^{-2}$ 14 2 12

Результаты решения задачи 2

Таблица 2

Результаты решения задачи 3

Группы	A	l ₃	<i>A</i> ₁		A	<i>A</i> ₂		Зазор	
(n = 3)	$\overrightarrow{\mathrm{ES}A(i)}$	$\overrightarrow{\operatorname{EI}A(i)}$	Es $\overleftarrow{A(i,j)}$	$\stackrel{\longleftarrow}{\text{Ei}} \stackrel{\longleftarrow}{A(i,j)}$	$\mathop{\rm Es} \overset{\longleftarrow}{A(i,j)}$	$\overleftarrow{\operatorname{Ei}} A(i, j)$	S _{max}	S _{min}	18
1	45	30	15	5	0	-5	45	15	30
2	30	15	5	-5	-5	-10	45	15	30
3	15	0	-5	-15	-10	-15	45	15	30

где e_j – единица допуска, $e_j = 0.45 \sqrt[3]{A_j} + 0.001 A_j$ (A_j – номинальный размер составляющего звена размерной цепи).

Рассмотрим числовой пример. Дано: $A_1 = 27$; $A_2 = 8$; $A_3 = 35$ — составляющие звенья; TD = 45 мкм; $S_0 = 15$ мкм — минимальный зазор; n = 3 — число групп; m = 2 — число подгрупп.

Определить верхние и нижние отклонения уменьшающих составляющих звеньев.

1. Вычисляем единицу допуска для звеньев $A_1 = 27, A_2 = 8$:

$$e_1 = 0,45\sqrt[3]{27} + 0,027 = 1,35; \quad e_2 = 0,91.$$

2. Вычисляем число единиц допуска по формуле (7):

$$a_{1} = \frac{\text{Td } e_{1}}{3\sum_{j=1}^{2} e_{j}^{2}} = \frac{45 \cdot 1,35}{3(1,35^{2} + 0,91^{2})} = 7,65; \quad a_{2} = 5,17.$$

3. Допуски на подгруппы составляющих звеньев округляем для всех групп, причем они равны:

$$T(1,1) = a_1 e_1 = 7,65 \cdot 1,35 = 10;$$

$$T(1,2) = a_2 e_2 = 0,91 \cdot 5,17 = 5;$$

$$T(2,1) = T(3,1) = 10;$$

$$T(2,2) = T(3,2) = 5.$$

4. Определяем верхние и нижние отклонения групп увеличивающего звена по формулам (1), (2). 5. Определяем верхние и нижние отклонения уменьшающих звеньев по формулам:

$$\operatorname{Es} \overleftarrow{A(i, j)} = \left(\operatorname{Td} - \frac{\operatorname{Td}}{n} - S_{\min} \right) \times$$

$$\times \frac{(2-j)}{2} \frac{(3-j) \dots (m_{yM} - j)}{3 \dots (m_{yM} - 1)} - \operatorname{T}(i, j) (i-1);$$

$$\operatorname{Ei} \overleftarrow{A(i, j)} = \left(\operatorname{Td} - \frac{\operatorname{Td}}{n} - S_{\min} \right) \times$$

$$\times \frac{(2-j)}{2} \frac{(3-j) \dots (m_{yM} - j)}{3 \dots (m_{yM} - 1)} - \operatorname{T}(i, j) i.$$
(9)

Результаты решения задачи 3 представлены в табл. 2.

Задача 4. Дано: многозвенная размерная цепь (рис. 2, d) и схема расположения полей допусков (рис. 2, e). Размерная цепь TD_{ув} = Td_{ум}, применяется способ равных допусков. Для данного случая число групп n = 3, число подгрупп для увеличивающих и уменьшающих звеньев $m_{y_B} = 2$, $m_{y_M} = 3$.

Определяем верхнее и нижнее отклонения увеличивающих звеньев, используя первое свойство расположения полей допусков, по формулам:

$$\operatorname{ES} \overleftarrow{A(i,1)} = \frac{\operatorname{Td}}{m_{_{\mathrm{YB}}}} \left(1 - \frac{i}{n}\right);$$
$$\operatorname{EI} \overleftarrow{A(i,1)} = \operatorname{ES} \overleftarrow{A(i,1)} - \frac{\operatorname{Td}}{m_{_{\mathrm{YB}}}n} = 27 - 9 = 18 \,\mathrm{M} \,\mathrm{T.g.}.$$

Определяем верхнее и нижнее отклонение уменьшающих звеньев, используя второе свойство расположения полей допусков, по формулам (5), (6).

Результаты расчетов сведены в табл. 3.

Таблица З

Гру	ппы	A	1	A	2	A	3	A	l ₄	A	15	Заз	ор	TO
(n	= 3)	ES $\overrightarrow{A(i, 1)}$	$\overrightarrow{\text{EI } A(i, 1)}$	ES $\overrightarrow{A(i, 1)}$	EI $\overrightarrow{A(i, 1)}$	Es $\overleftarrow{A(i,j)}$	$\overleftarrow{\text{Ei}} \stackrel{\longleftarrow}{A(i,j)}$	Es $\overleftarrow{A(i,j)}$	$\overleftarrow{\operatorname{Ei}} \stackrel{\longleftarrow}{A(i,j)}$	$\mathop{\rm Es} \overset{\longleftarrow}{A(i,j)}$	$\overleftarrow{\text{Ei}} \stackrel{\longleftarrow}{A(i,j)}$	S _{max}	S _{min}	15
	1	27	18	27	18	27	21	0	-6	0	-6	45	9	36
	2	18	9	18	9	21	15	-6	-12	-6	-12	45	9	36
	3	9	0	9	0	15	9	-12	-18	-12	-18	45	9	36

Результаты расчета

Задача 5. Дано: многозвенная размерная цепь (см. рис. 2, ∂ и схема расположения полей допусков рис. 4), TD_{ув} = Td_{ум}. Применяется способ разных допусков, зависимых от номинального размера звена; число групп n = 2; число подгрупп для увеличивающих и уменьшающих звеньев – $m_{yB} = 2$, $m_{yM} = 3$.

Расчетные данные для построения схемы (рис. 4)

$$Td = TD = 40 \text{ MKM}, n = 2,$$

 $S_{\text{max}} = 45, S_{\text{min}} = 5.$

Увеличивающие звенья имеют групповые допуска T(1,1) = 15 мкм, T(1,2) = 5 мкм.

Уменьшающие звенья имеют групповые допуска T(1,3) = 8 мкм, T(1,4) = T(1,5) = 6 мкм.

Расположение полей допусков (см. рис. 4) позволяет проверить свойства 1, 2:

1-е свойство

$$\Delta_{\rm R} = \Delta_1 + \Delta_2 = 5 + 15 = 20$$
, $20 = 20$;

2-е свойство

$$\Delta_{\Delta} = \Delta_1 + \Delta_2 - (\Delta_3 + \Delta_4 + \Delta_5) =$$

= 20 - (7 - 6 - 6) = 25;
$$\Delta_{\Delta} = \frac{S_{\text{max}} + S_{\text{min}}}{2} = 25.$$

Расчеты показывают, что свойства выполняют-ся.

Остальные виды задач являются комбинациями рассмотренных ранее.

В качестве примера рассмотрим четырехзвенную размерную цепь. Требуется обеспечить зазор между крышкой и подшипником $S_{\min_0} = 50$ мкм; $S_{\max_0} = 150$ мкм. Данная задача распространена в производстве, ее решают различными методами,



11

40

Рис. 4. Расположение полей допусков многозвенной размерной цепи с разными допусками

но наиболее оптимальным является метод регулирования с помощью сборной боковой крышки с выступами и кольцом со ступенями (рис. 5, a) или сборным компенсатором (рис. 5, δ).

Сборный компенсатор состоит из двух колец многоразового использования для регулирования осевого зазора между торцами вращающихся деталей до сборки. На одном из колец выполнены мерные ячейки прямоугольной формы на заданную



Рис. 5. Пример размерной цепи с компенсатором: *a* – расположение боковой крышки с выступами редуктора и кольцом со ступенями; *б* – сборный компенсатор

Таблица 4

-					
Резупьтаты	расчета	размерной	пеци	релуктора	МКМ
i coyndiaidi	puoliciu	pusificpriori	цони	редуктора,	IALIZIAI

Группы	A_3		A_1		Ŀ	12	3a:	770	
(<i>n</i> = 4)	$\overrightarrow{\mathrm{ES}A(i)}$	$\overrightarrow{\operatorname{EI}A(i)}$	Es $\overleftarrow{A(i,j)}$	$\stackrel{\longleftarrow}{\operatorname{Ei}} \overbrace{A(i,j)}^{\longleftarrow}$	Es $\overleftarrow{A(i, j)}$	$\stackrel{\longleftarrow}{\operatorname{Ei}} \overbrace{A(i,j)}^{\longleftarrow}$	S _{max}	S _{min}	15
1	200	150	100	75	0	-25	150	50	100
2	150	100	75	50	-25	-50	150	50	100
3	100	50	50	25	-50	-75	150	50	100
4	50	0	25	0	-75	-100	150	50	100

глубину компенсации. На втором кольце выполнены три уступа, входящие в прямоугольные мерные ячейки первого кольца. Число мерных ячеек на кольце определяют в зависимости от значения компенсации.

Использование крышки и кольца с мерными ячейками в редукторах обеспечивает экономию времени на сборку и затраты на материалы компенсаторов.

Рассмотрим задачу в числовом виде для компенсации тепловых расширений редуктора (см. рис. 5, *a*). Дано: $A_1 = 15$ мм; $A_2 = 10$ мм; $A_3 = 25$ мм.

Допуск зазора:

$$TS = S_{max_0} - S_{min_0} = 100 \text{ MKM}.$$

Применяя равенство групповых допусков $TD^1 = Td^1$, получим:

$$TD^{1} = Td^{1} = \frac{TS}{2} = 50$$
 мкм.

Изготовление колец крышки с высокой степенью точности, например с допуском 50 мкм при номинальном размере 15 мм, на данной операции за один проход не экономично, принимаем допуск TD = 200 мкм, тогда число групп n = 4.

Для нахождения параметров размерной цепи используем рекуррентные формулы задачи 2.

Определяем верхнее и нижнее отклонения увеличивающего звена по формулам (1) и (2). Для верхнего и нижнего отклонений уменьшающего звена, анализируя схему (см. рис. 2, δ), используем рекуррентные формулы (5) и (6), данные внесем в табл. 4. Все представленные таблицы отражаются в программе для ЭВМ как результаты расчета и используются для сортировки деталей.

Выводы

1. Анализ задач при расчете размерных цепей методом групповой взаимозаменяемости показал, что при создании программы для ЭВМ имеются неопределенности, влияющие на автоматические расчеты точности.

2. Для устранения неопределенностей определены типовые задачи и рекуррентные формулы для групповых допусков увеличивающих и уменьшающих звеньев размерной цепи.

3. Раскрыты связи середин координат расположения полей допусков и выведены формулы для создания программы расчета точности замыкающего звена по методу групповой взаимозаменяемости.

Библиографический список

1. Балакшин Б.С. Теория и технология машиностроения: В 2 кн. М.: Машиностроение, 1982.

2. Осетров В.Г., Слащев Е.С., Трифонов И.С. Расчет точности сборки соединений с многозвенной размерной целью методом групповой взаимозаменяемости // Вестник ИжГТУ. 2013. № 1.

3. Слащев Е.С., Осетров В.Г. Совершенствование метода сборки групповой взаимозаменяемости // Вестник ИжГТУ. 2013. № 3.

4. **Осетров В.Г.** Теория и практика сборки машин. Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2006.

5. **Колесов И.М.** Основы технологии машиностроения: учеб. для машиностроит. спец. вузов. 3-е изд., стер. М.: Высшая школа, 2001.

PA3HOE

УДК 621.313

В.Е. Вавилов, канд. техн. наук, **Ф.Р. Исмагилов, И.Х. Хайруллин,** д-ра техн. наук (Уфимский государственный авиационный технический университет) *E-mail:* s2_88@mail.ru

Несимметричные короткие замыкания в быстроходных магнитоэлектрических генераторах на гибридных магнитных подшипниках

Решена задача определения электромагнитных сил, возникающих в быстроходных магнитоэлектрических генераторах при несимметричных коротких замыканиях. Производится численный анализ данных сил и разрабатывается метод, позволяющий минимизировать их влияние на рабочие процессы в быстроходных магнитоэлектрических генераторах.

Solve the problem of determining the electromagnetic forces arising in high-speed magnetoelectric generators with asymmetric short-circuit. Performed a numerical analysis of forces and developed a method which allows to minimize their impact on the workflows in high-speed magnitoelectric generator.

Ключевые слова: гибридный магнитный подшипник; быстроходный магнитоэлектрический генератор; высоко-коэрцитивный постоянный магнит.

Keywords: hybrid magnetic bearing; high magnetoelectric generator; high-coercivity permanent magnet.

Быстроходные магнитоэлектрические генераторы (БМГ) с высококоэрцитивными постоянными магнитами (ВПМ) находят все более широкое применение в качестве основного энерговырабатывающего узла систем автономного электроснабжения (САЭ), например воздушных судов или миниэлектростанций [1].

Достижение максимальных энергетических показателей и минимизации массогабаритных показателей БМГ обеспечивается увеличением частоты вращения их ротора, что в свою очередь вызывает значительное трение в механических подшипниковых узлах, при этом не только увеличиваются потери полезной мощности БМГ, но и может произойти разрушение подшипников.

Решением проблемы трения в БМГ является применение в качестве подшипниковых опор гиб-

ридных магнитных подшипников (ГМП),которые включают магнитные подшипники на постоянных магнитах (МППМ), активные магнитные подшипники, аппаратуры контроля и управления (рис. 1) [2].

Так как надежность САЭ во многом определяется надежностью БМГ в целом и ГМП в частности, то важной задачей при проектировании БМГ является учет всех факторов, определяющих его работоспособность, в том числе и процессов, возникающих при несимметричных режимах работы, таких как нагрев бандажа ротора и изменение электромагнитных сил (ЭМС).

В работах [3–5] представлены исследования несимметричных режимов работы в синхронных машинах с электромагнитным возбуждением, но применение в БМГ ВПМ не позволяет использовать эти исследования в полной мере. В работе [6] представлены исследования процессов в гидрогенераторах при несимметричных режимах работы, но низкие частоты вращения роторов гидрогенераторов также не позволяют использовать эти результаты для БМГ. Исследования аксиальных сил при



Рис. 1. Быстроходный магнитоэлектрический генератор на гибридных магнитных подшипниках:

1 – подшипниковый щит; *2* – корпус; *3* – статор; *4* – ротор; *5* – ГМП; *6* – вал



переходных процессах в магнитоэлектрическом демпфере приведены в работе [7], но применение в магнитоэлектрических демпферах двухстороннего индуктора также не позволяет использовать эти исследования в полной мере для БМГ.

Целью данной работы являются исследования ЭМС, возникающих в БМГ при переходных процессах, определение их влияния на конструкционные элементы и ГМП, а также разработка способов минимизации воздействия ЭМС, возникающих при переходных режимах, на работоспособность БМГ в частности и САЭ в целом.

Для выполнения данной цели необходимо:

• численно определить радиальные и тангенциальные ЭМС, действующие на ВПМ ротора БМГ при переходных процессах (одно-, двух-, трехфазных коротких замыканиях) и проанализировать влияние данных ЭМС на ГМП;

• разработать и математически описать способ минимизации воздействия ЭМС, возникающих при переходных режимах, на работоспособность БМГ.

При решении поставленных задач рассмотрена трехмерная модель БМГ (рис. 2) мощностью 60 кВт и частотой вращения ротора 12 000 мин⁻¹. При этом были использованы граничные условия Дирихле и следующие допущения:

1) магнитная проницаемость постоянных магнитов неизменна;

2) температура ВПМ на протяжении переходного процесса изменяется незначительно, характеристики стали магнитопровода БМГ слабо зависят от температуры.

Задачи численного определения решены проведением четырехмерного компьютерного моделирования (с учетом координаты времени) магнитного



Рис. 2. Трехмерная модель БМГ: *1* – статор; *2* – обмотка; *3* – ВПМ; *4* – ядро ротора; *5* – вал

поля в БМГ с использованием программного комплекса AnsoftMaxwell 14.0 и расчетом на основе данного анализа ЭМС, действующих на ВПМ. Расчет ЭМС, действующих на ВПМ и обмотку статора, осуществлен через объемные плотности ЭМС и натяжения [3]:

$$F_x = \int_V f_x \, dV = \oint_S T_{xx} \, dS \; ; \tag{1}$$

$$F_{y} = \int_{V} f_{y} dV = \oint_{S} T_{yx} dS, \qquad (2)$$

где F_x и F_y – радиальная и тангенциальная составляющие ЭМС;

 f_x и f_y – объемные плотности ЭМС;

V и *S* – элементарные объем и площадь;

 T_{xx} и T_{yx} – натяжение на площадь S, $T_{xx} = \frac{1}{\mu_0 \mu} (B_x^2 - 0.5B^2), T_{yx} = \frac{1}{\mu_0 \mu} B_x B_y.$ Здесь μ_0 –

магнитная проницаемость вакуума; µ — магнитная проницаемость ВПМ; B_x и B_y — составляющие магнитной индукции; B — индукция в рассматриваемой точке поверхности.

Задачу численного определения радиальных и тангенциальных ЭМС, действующих на ВПМ ротора БМГ при переходных процессах (одно-, двухи трехфазных коротких замыканиях КЗ) и анализа влияния данных ЭМС на ГМП решали в программном комплексе *Ansoft Maxwell* на трехмерной модели (см. рис. 2). При этом рассматривали режим идеального одно-, двух- и трехфазного КЗ, т.е. активное сопротивление обмотки принимали равным 0 и учитывали, что ВПМ и бандаж ротора являются электропроводящими и в них индуцируются вихревые токи. В результате решения задачи были получены зависимости тангенциальных и радиальных ЭМС, действующих на ВПМ БМГ, от времени при различных переходных процессах.

Из анализа полученных зависимостей видно, что при однофазном КЗ максимальная амплитуда тангенциальных сил, действующих на ВПМ, возрастает на 20 % по сравнению с номинальным режимом, при этом они изменяются с двойной частотой.

При двухфазном коротком замыкании КЗ максимальная амплитуда тангенциальных сил увеличивается на 25 % по сравнению с номинальным режимом. При этом максимальная амплитуда радиальных сил при однофазном КЗ возрастает на 27 %



Рис. 3. Изменение воздушного зазора в МППМ

по сравнению с номинальным режимом. При двухфазном КЗ максимальная амплитуда радиальных сил увеличивается на 30,5 % по сравнению с номинальным режимом.

Таким образом, значительное изменение радиальных и тангенциальных сил в БМГ при переходных режимах будет являться причиной колебаний ротора на ГМП.

При колебаниях ротора БМГ на ГМП в МППМ происходит уменьшение воздушного зазора с одной стороны и увеличение его – с другой (рис. 3), что приводит к увеличению силы отталкивания на стороне уменьшения зазора, и ее уменьшению на стороне увеличения зазора [8, 9]. То есть силы отталкивания в МППМ являются восстанавливающими силами, пропорциональными изменению воздушного зазора $F_{or} = Cx$ где (C – жесткость МППМ, x – амплитуда колебаний), а изменение радиальных и тангенциальных ЭМС при несимметричных КЗ является возмущающей силой, изменяющейся по периодическому закону.

Тогда пренебрегая силами сопротивления воздуха ввиду малости и принимая начальную фазу изменения радиальных сил при несимметричных K3, равную 0, можно сделать вывод, что при несимметричных K3 ротор БМГ на ГМП будет совершать вынужденные колебания, описываемые уравнением [10]:

$$m_{\rm s} \frac{d^2 x}{dt^2} = -Cx + F_r \sin 2f_{\rm BMF}$$
, (3)

где $m_{\rm 9}$ — эквивалентная масса ротора БМГ с учетом массы установленного на нем ГМП;

t – время;

F_r — максимальная амплитуда радиальной составляющей ЭМС при несимметричных КЗ;

 $f_{\rm БМ\Gamma}$ – частота тока БМГ.

При этом коэффициент динамичности $k_{\text{дин}}$ ротора на БМГ определяется в виде:

$$k_{\text{дин}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{4f_{\text{БМГ}}^2}{Cm_9}\right)}, \quad \text{при } \sqrt{Cm_9} > 2f_{\text{БМГ}}, \quad (4)$$
$$k_{\text{дин}} = \frac{1}{\left(\frac{4f_{\text{БМГ}}^2}{Cm_9} - 1\right)}, \quad \text{при } \sqrt{Cm_9} < 2f_{\text{БМГ}}. \quad (5)$$

С учетом того, что жесткость МППМ не зависит от частоты вращения ротора, может иметь место, что

$$\sqrt{Cm_{_{\Im}}} = 2f_{\rm EM\Gamma} \ . \tag{6}$$

Таким образом, выполнение условия (6) при снижении частоты вращения ротора для минимизации влияния несимметричных КЗ в БМГ на ГМП, может быть причиной резонанса ротора БМГ на ГМП и привести к разрушению ВПМ ГМП, ротора БМГ, а также потере устойчивости ротора на ГМП.

Поэтому важной задачей является гашение механических колебаний, возникающих при несимметричных КЗ. Для гашения колебаний ротора БМГ авторы предлагают использовать в конструкции ГМП пассивный магнитный демпфер, представляющий собой кольцевой ВПМ с радиальной намагниченностью, установленный на валу, и кольцо из электропроводящего материала, установленное в корпусе БМГ (рис. 4).

При колебаниях и вибрациях ротора ГМП в кольце из электропроводящего материала будут наводиться вихревые токи, обеспечивая тем самым гашение кинетической энергии колебаний, т.е. в данном случае кольцо из электропроводящего будет выступать в роли энергопоглощающего элемента. При этом процесс демпфирования может быть описан в следующем виде [11]:

$$m_{s} \frac{d^{2} x}{dt^{2}} - k_{\pi} \frac{d x}{dt} - C_{x} x = 0, \qquad (7)$$



Рис. 4. Расчетная схема пассивного демпфера: 1 — энергопоглощающий элемент; 2 — вал

где $k_{\rm g}$ – коэффициент демпфирования; C_x – жесткость.

При проектных расчетах БМГ на ГМП важной задачей для гашения колебаний и вибраций вала является определение коэффициента демпфирования пассивного магнитного демпфера:

$$k_{\pi} = \frac{\vec{F}_{\pi}}{v}, \qquad (8)$$

где F_{μ} – вектор ЭМС, возникающих в кольце из электропроводящего материала;

v – виброскорость ротора БММ, которая может
 быть определена из выражения

$$\vec{F}_{\pi} = \int_{v} (\vec{J} \times \vec{B}) \, dv \,, \tag{9}$$

где \vec{J} – вектор плотности тока возникающем в энергопоглощающем элементе;

B – радиальная составляющая магнитной индукции.

Для кольцевого ВПМ с радиальной намагниченностью амплитуда *H* напряженности первичного магнитного поля на расстоянии *r* от центра магнита определяется в виде [12]:

$$H = \frac{B_r}{2\pi\mu_0} \left[\arctan\left(\frac{z}{r-r_1}\right) - \arctan\left(\frac{z-h}{r-r_1}\right) \right], \quad (10)$$

где H — напряженность магнитного поля, создаваемого кольцевым ВПМ в воздушном зазоре пассивного демпфера; B_r – остаточная индукция ВПМ;

μ₀ – магнитная проницаемость вакуума;

 z, h, r, r_1 – геометрические размеры кольцевого ВПМ.

Комплексная амплитуда напряженности вторичного магнитного поля в средней линии энергопоглащающего элемента определяется выражением [13]

$$\dot{H}_{\rm cp} = -H_{\delta m_0} \frac{j \varepsilon k_d}{1 + j \varepsilon k_d}, \qquad (11)$$

где $H_{\delta m_0}$ — амплитуда нормальной составляющей первичного магнитного поля;

j – мнимая единица;

ε – магнитное число Рейнольдса:

$$\varepsilon = \frac{2\pi\mu_0 \sigma_{\rm BT} f}{\alpha} k_z ,$$

где $\sigma_{\rm BT}$ – электрическая проводимость энергопоглощающего элемента пассивного демпфера;

 α — коэффициент полюсного перекрытия, $\alpha = \frac{1}{D}$ (*D* — диаметр кольцевого ВПМ пассивного демпфера);

 k_z — коэффициент, равный отношению толщины Δ энергопоглощающего элемента к воздушному зазору δ пассивного демпфера, т.е. $k_z = \Delta / \delta$);

*k*_{*d*} – коэффициент явнополюсности.

Преобразовывая (11) с учетом (11) получим:

$$\dot{H}_{cp} = -\frac{B_r}{2\pi\mu_0} \left[\operatorname{arctg}\left(\frac{z}{r-r_1}\right) - \operatorname{arctg}\left(\frac{z-h}{r-r_1}\right) \right] \times \left[\frac{\varepsilon^2 k_d^2}{1+\varepsilon^2 k_d^2} + j \frac{\varepsilon k_d}{1+\varepsilon^2 k_d^2} \right].$$
(12)

Анализ выражения (12) показывает, что максимальный коэффициент демпфирования пассивного демпфера будет иметь место при максимуме произведения εk_d и в значительной степени зависит от толщины энергопоглощающего элемента, а также от виброскорости.



Выводы

1. В работе представлены исследования по изменению радиальных и тангенциальных сил в быстроходном магнитоэлектрическом генераторе на гибридных магнитных подшипниках, доказана возможность резонансных явлений при несимметричных K3 в БМГ на ГМП.

2. Предложено техническое решение, позволяющее минимизировать вибрации ротора на ГМП, и разработан математический аппарат для практической реализации данного решения.

Полученные результаты могут быть использованы на практике при проектировании быстроходных магнитоэлектрических генераторов на гибридных магнитных подшипниках.

Библиографический список

1. Исмагилов Ф.Р., Хайруллин И.Х., Вавилов В.Е. Определение коэффициента полюсного перекрытия быстроходных магнитоэлектрических машин с высококоэрцитивными цилиндрическими магнитами // Электричество. 2013. № 11. С. 51–53.

2. Алгоритм управления гибридными магнитными подшипниками по внешнему магнитному полю / В.Е. Вавилов и др. // Известия РАН. Теория и системы управления. 2013. № 5. С. 126–131. 3. Вольдек А.И. Электрические машины. Л.: Энергия, 1978. 832 с.

4. **Иванов-Смоленский А.В.** Электромагнитные силы и преобразование энергии в электрических машинах. М.: Высшая школа, 1989. 311 с.

5. Ульянов С.А. Электромагнитные переходные процессы в электрических системах. М.: Энергия, 1970. 517 с.

6. **Тер-Газарян Г.Н.** Несимметричные режимы синхронных машин. М.: Энергия, 1969. 216 с.

7. Хайруллин И.Х., Шавалеева Ю.И. Аксиальные силы в магнитоэлектрическом демпфере в переходных режимах // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2009. Т. 12. № 2. С. 124–125.

 Исмагилов Ф.Р., Хайруллин И.Х., Вавилов В.Е. Определение сил гибридного магнитного подшипника для высокоскоростных шпинделей // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета . 2012.
 Т. 16. № 1. С. 70–73.

9. Имитационная модель электромеханических преобразователей энергии с учетом процессов в подшипниковых опорах / А.А. Герасин и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2013. № 2. С. 35–39.

10. **Яблонский А.А.** Курс теории колебаний. М.: Высшая школа, 1966. 255 с.

11. Сыромятников В.С. Стыковочные устройства космических аппаратов. М.: Машиностроение. 1984. 216 с.

12. Ravaund R., Lemarquand G., Lemarquand V. Analytical calculation of the magnetic field created by permanent-magnet rings // IEEE Transctions on Magnetics. 2008. V. 44. № 8. P. 1982–1989.





УДК 681.2

А.А. Емельяненко, канд. техн. наук, **С.Г. Бабкин** (НИИ гидросвязи "Штиль", г. Волгоград) *E-mail: emelyanenko_aleksei@mail.ru*

Концепция применения пластиков для изготовления корпусов и шасси гидроакустических приборов

Рассмотрены вопросы выбора пластиковых материалов и способов изготовления корпусов и шасси гидроакустических приборов. Изложены основные положения методики расчета однослойных и составных корпусов-оболочек, испытывающих внешнее давление. Показана эффективность изготовления деталей корпусов и шасси гидроакустических приборов из стандартного сортамента пластиков путем механической обработки на оборудовании с ЧПУ.

The questions of choice of plastic materials and methods of manufacture of shells and chassis hydroacoustic devices. Described are methods of calculation of single-layer and composite hulls-shells, experiencing pressure from the outside. The efficiency of manufacturing of parts of hydroacoustic devices hulls and chassis from the standard assortment of plastics by means of mechanical processing on CNC equipment.

Ключевые слова: пластик; корпус-оболочка; шасси; расчет на прочность.

Keywords: plastic; hulls-shell; chassis; strength calculation.

Оценивая эффективность применения пластиков для изготовления погружаемых гидроакустических приборов целесообразно разделить детали механической части приборов на детали корпусов-оболочек и шасси.

Детали корпусов-оболочек — это детали внешних несущих базовых узлов конструкции прибора, нагруженные внешним давлением и обеспечивающие механическую целостность прибора.

Детали шасси – внутренние опорные элементы конструкции, определяющие положение аппаратной части прибора, но не несущие значительных нагрузок.

Ряд преимуществ применения пластиков для изготовления корпусов-оболочек погружаемых приборов рассмотрен в работе [4]. Основной, но вполне решаемой проблемой корпусов-оболочек

из пластика является обеспечение их равной прочности с традиционными корпусами из сталей и сплавов. Для малонагруженных внутренних деталей этой проблемы нет. Поэтому актуальной представляется оценка эффективности применения пластиков как для изготовления деталей корпусов, так и, в не меньшей степени, для изготовления деталей шасси.

Отнесение детали к той или иной группе является определяющим при выборе сортамента материала. В качестве заготовок деталей цилиндрических корпусов-оболочек технологически целесообразно в первую очередь рассматривать стандартный сортамент пластиковых труб, фитингов, заглушек. И только при отсутствии такового следует использовать иной сортамент или способ изготовления заготовок. Для деталей шасси — опор, кронштейнов, фланцев — изготовление заготовок возможно как из стандартного сортамента листов, плит, прутков, так и путем объемного формообразования пластических масс, что определяется, конечно, величиной серии и другими факторами.

Для того чтобы сравнить затраты на материалы рассматриваемых деталей, авторы привели их к одному знаменателю: к единице длины для труб при обеспечении их равной прочности и к единице объема для внутренних малонагруженных деталей, геометрия которых не зависит от того, какой материал будет применен. Оказалось, в частности, что для глубин до 100 м, т.е. для внешнего давления до 1 МПа, затраты на пластиковые напорные трубы из непластифицированного поливинилхлорида PVC-U в 2,0–2,5 раза ниже, чем на равнопрочные им — из коррозионно-стойкой стали 12X18H10T (табл. 1).

Для деталей шасси, изготавливаемых из плит, затраты на пластики ниже, чем на коррозионно-стойкие стали и цветные сплавы, в следующем соотношении (табл. 2): если стоимость стали 12X18H10T принять за 100 %, то стоимость алюминиевого сплава AMr5M по объему составит 35 %,



Таблица 1

Сопоставление затрат на материалы деталей корпусов-оболочек

Материал	Средняя стоимость, руб./кг	Соотношение стоимости по массе, %	Соотношение стоимости 1 м равнопрочных труб, %
Труба 12X18Н10Т	330	100	100
Труба PVC-U	200	60	4060

стоимость полиамида блочного РА6 – 20 %, стоимость поливинилхлорида PVC-U – 13 %. При таком соотношении применение недорогих пластиков средней прочности (от 60 до 90 МПа) типа полиамида, поливинилхлорида, полиацеталя представляется довольно перспективным.

На следующем этапе авторы проанализировали (в первую очередь, конечно, применительно к реальным условиям и задачам) эффективность способов изготовления деталей. Для этого рассмотрели три основных технологических способа формообразования пластиков:

1) объемное пластическое формообразование (литье, прессование, выдавливание и т.д.);

2) послойное формообразование (осаждение расплавленной нити, стереолитография; селективное лазерное спекание и т.д.);

3) механическое формообразование (фрезерование, сверление, точение и т.д.).

Первый способ требует наличия литьевых машин (термопластавтоматов) или иного прессового обо-

рудования и проектирования и изготовления специальной оснастки — литьевых форм или штампов. Присущие этому способу издержки и длительность производственного цикла от проектирования оснастки до выпуска детали позволяют рекомендовать его для серийного производства, но никак не для макетирования, не для опытного единичного производства. Способ очень хорош для формообразования высокопрочных пластиков, в том числе наполненных дискретным стекло- и углеволокном, поскольку обеспечивает технологическую составляющую достижения высокой прочности.

Второй способ (3D-печать) оперативен с точки зрения подготовки процесса, не требует специальной оснастки кроме собственно системы 3D-печати (промышленного 3D-принтера) и довольно перспективен для макетирования. Длительность подготовки процесса печати определяется временем разработки и отладки цифровой 3D-модели и управляющей программы. Из всех разновидностей 3D-печати оптимальным для изготовления пластиковых деталей габаритов одного порядка является способ осаждения пластиковой нити со 100%-й плотностью укладки. Однако способ ограничен номенклатурой пластиков, выпускаемых в виде нитей в картриджах.

Сегодня это очень узкая номеклатура: акрилонитрилбутадиенстирол (ABS) и его модификации (малопрочный пластик с пределом прочности около 30 МПа), полилактид (PLA) — биоразлагаемый пластик, полиацеталь (POM) и поликарбонат (PC). Только последние два материала можно рассматривать в качестве применимых для решения данных задач. Стоимость изготовления модели определяется исключительно ее объемом, но не геомет-

Таблица 2

Материал плиты	Средняя стоимость, руб./кг	Соотношение стоимости по массе, %	Средняя стоимость, приведенная к объему, руб./дм ³	Соотношение стоимости по объему, %
12X18H10T	200	100	1590	100
АМг5М	200	100	540	35
PA6	250	125	285	20
PVC-U	150	75	210	15

Сопоставление затрат на материалы деталей шасси



рической сложностью. Собственно печать занимает в зависимости от габаритов и плотности заполнения от нескольких минут до нескольких часов. Способ целесообразно использовать для макетирования, отработки конструкции детали, создания литьевой модели или шаблона перед запуском в серию каким-либо другим способом.

Третий способ может быть эффективно реализован на оборудовании с ЧПУ, отрабатывающем цифровую 3D-модель детали. Специализация и технологические возможности такого оборудования варьируются в широких пределах: от настольного малогабаритного малой мощности, применимого для макетирования, до промышленных обрабатывающих центров, эффективных в серийном производстве. Способ оперативен, не требует специальной оснастки и не ограничивает выбора пластиков. Собственно обработка длится от нескольких минут до нескольких часов в зависимости от геометрической сложности и габаритов детали. И, что немаловажно, заготовкой в этом способе является плита или пруток, полученные экструзионным формообразованием, т.е. обладающие максимальной для материала прочностью.

Формообразование резанием на станках с ЧПУ по оценкам авторов наименее затратно для макетирования и серийного производства деталей из широкой номенклатуры пластиков, в том числе наполненных и армированных стекло- и углеволокном.

Прорабатывая новые варианты материала корпусов, необходимо гарантировать надлежащую прочность корпусов. Для этого нужна надежная методика расчета корпусов, позволяющая рассчитывать на внешнее давление корпуса, изготовленного как из традиционных материалов — сталей и сплавов, так и из пластиков, и, тем более, из их комбинаций.

Существующие методики [1, 2] не охватывают необходимого многообразия материалов и, главное, их сочетаний в одной оболочке. Поэтому авторы обратились к первоисточнику – теории сопротивления оболочек [3, 5] – и составили на ее основе методику расчета, учитывающую геометрию, конструктивные особенности корпуса и характер разрушения материала.

Как было отмечено в работе [4], разрушающими для труб из поливинилхлорида при всестороннем сжатии являются касательные напряжения сдвига.

Сам же поливинилхлорид, как и ряд других пластиков того же порядка прочности, является пластичным материалом. К таким материалам применимы третья и четвертая теории прочности. Четвертая теория дает несколько меньшие значения толщин стенок при одинаковом внешнем давлении. Поэтому для надежного обеспечения прочности оболочек авторы приняли третью теорию и на ее основе составили методику решения прямой и обратной задачи проектирования оболочек.

Прямая задача заключается в расчете толщины стенки оболочки исходя из внешнего давления и материала оболочки.

Минимальная толщина стенок:

трубы
$$\delta_{\min} = \frac{(p_{\rm H} - p_{\rm B}) d_{\rm H}}{2 [\sigma_{\rm y}]};$$

сферы
$$\delta_{\min} = \frac{(p_{\rm H} - p_{\rm B}) d_{\rm H}}{4[\sigma]},$$

где $p_{\rm H}$ – внешнее давление;

*p*_в – внутреннее давление;

 $d_{\rm H}$ – наружный диаметр стенки;

 $[\sigma_{y}]$ – допустимое напряжение, учитывающее устойчивость стенок трубы к продольному изгибу: $[\sigma_{y}] = \phi[\sigma];$

[σ] – допустимое напряжение на сжатие материала оболочки;

 φ — коэффициент продольного изгиба, зависящий от гибкости трубы $\lambda = \mu l / i$;

μ – коэффициент Пуассона;

l – длина трубы;

i — момент инерции поперечного сечения трубы, $i = \frac{1}{4}\sqrt{d_{_{\rm H}}^2 + d_{_{\rm B}}^2}$;

*d*_в – внутренний (предварительно принятый) диаметр стенки.

Условие выбора номинальной толщины стенки: $\delta \geq \delta_{\min}$.

Накопление опытных данных по результатам испытаний корпусов-оболочек позволит уточнить методику в части значений одного из ключевых ко-эффициентов — коэффициента продольной устойчивости.

Обратная задача состоит в проверке условий прочности и жесткости оболочки известной толщины стенки.



Напряжения в стенке трубы: радиальное –

$$\sigma_{r} = \frac{1}{d_{H}^{2} - d_{B}^{2}} \left[p_{H} d_{H}^{2} \left(1 - \frac{d_{B}^{2}}{d^{2}} \right) + p_{B} d_{B}^{2} \left(\frac{d_{H}^{1}}{d^{2}} - 1 \right) \right];$$

окружное –

$$\sigma_{\theta} = \frac{1}{d_{H}^{2} - d_{B}^{2}} \left[p_{H} d_{H}^{2} \left(1 + \frac{d_{B}^{2}}{d^{2}} \right) - p_{B} d_{B}^{2} \left(\frac{d_{H}^{2}}{d^{2}} + 1 \right) \right]$$

меридиональное $-\sigma_m = \frac{p_{\rm B} d_{\rm B}^2 - p_{\rm H} d_{\rm H}^2}{d_{\rm H}^2 - d_{\rm B}^2},$

где *d* – рассматриваемый диаметр стенки. Изменение диаметра стенки трубы

$$u = \frac{1}{2 E (d_{\rm H}^2 - d_{\rm B}^2)} \times \left[(1 - 2\mu) (p_{\rm B} d_{\rm B}^2 - p_{\rm H} d_{\rm H}^2) d + (1 + \mu) (p_{\rm B} - p_{\rm H}) \frac{d_{\rm B}^2 d_{\rm H}^2}{d} \right].$$

Напряжения в стенке сферы: радиальное –

$$\sigma_{r} = \frac{p_{\rm B} d_{\rm B}^{3} - p_{\rm H} d_{\rm H}^{3}}{d_{\rm H}^{3} - d_{\rm B}^{3}} - (p_{\rm B} - p_{\rm H}) \frac{d_{\rm H}^{3} d_{\rm B}^{3}}{d^{3} (d_{\rm H}^{3} - d_{\rm B}^{3})};$$

OKDVWHOE -

$$\sigma_{\theta} = \frac{p_{\text{B}} d_{\text{B}}^3 - p_{\text{H}} d_{\text{H}}^3}{d_{\text{H}}^3 - d_{\text{B}}^3} + (p_{\text{B}} - p_{\text{H}}) \frac{d_{\text{H}}^3 d_{\text{B}}^3}{2 d^3 (d_{\text{H}}^3 - d_{\text{H}}^3)}$$

Изменение диаметра стенки сферы

 $u = -\frac{1-2\mu}{2E} \frac{p_{\rm H} d_{\rm H}^3 - p_{\rm B} d_{\rm B}^3}{d_{\rm H}^3 - d_{\rm B}^3} d - \frac{1+\mu}{4E} \frac{d_{\rm H}^3 d_{\rm B}^3 (p_{\rm H} - p_{\rm B})}{d^2 (d_{\rm H}^3 - d_{\rm B}^3)},$

3)

где *E* – модуль упругости материала. Условие прочности стенки:

 $\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma],$

где σ_1 и σ_3 — наибольшее и наименьшее с учетом знака из значений σ_r , σ_{θ} , σ_m .

Условие жесткости стенки:

 $u \leq [u],$

где [*u*] – конструктивно допустимое изменение диаметра стенки.

Прямая задача актуальна при планировании изготовления оболочки из исходного сплошного материала или выберем трубы из сортамента. Обратная задача актуальна как проверка решения прямой задачи или как проверка на прочность стандартной трубы, взятой из сортамента. Методика справедлива для широкого ряда пластичных материалов: пластиков, незакаленных конструкционных и коррозионно-стойких сталей, цветных сплавов, что позволяет объективно сравнивать результаты расчета оболочек из разных материалов.

Методика предполагает возможность расчета как цилиндрических, так и сферических оболочек. Последнее обстоятельство имеет значение не только для расчета собственно сферических корпусов, но и для расчета сферических торцов оболочек из труб, тем более что существует определенная номенклатура сферических (или эллиптических) стандартных пластиковых заглушек для труб в широком диапазоне диаметров.

Полезной особенностью разработанной методики является возможность расчета не только однослойных, но и двух-, и трехслойных оболочек так называемых составных оболочек, слои которых сопряжены друг с другом с натягом. В качестве иллюстрации приведем фрагмент методики расчета составных труб.

В трехслойной составной трубе определим натяги двух посадок.

Натяг между внутренним и средним слоем

$$N_1 = \delta_{N1,1} + \delta_{N1,2}$$
,

где составляющие натяга

$$\delta_{N1,1} = \frac{d_{N1} p_{N1}}{2 E_{B}} \left(\frac{d_{N1}^{2} + d_{B}^{2}}{d_{N1}^{2} - d_{B}^{2}} - \mu_{B} \right)$$

$$\delta_{N1,2} = \frac{d_{N1}}{2E_{c}} \left(p_{N1} \left(\frac{d_{N2}^{2} + d_{N1}^{2}}{d_{N2}^{2} - d_{N1}^{2}} + \mu_{c} \right) - 2p_{N2} \frac{d_{N2}^{2}}{d_{N2}^{2} - d_{N1}^{2}} \right),$$

где d_{N1} , d_{N2} – номинальные диаметры посадок;

 $E_{\rm H}, E_{\rm c}, E_{\rm B}$ — модули упругости материалов наружного, среднего и внутреннего слоев составной трубы;

*p*_{*N1*}, *p*_{*N2*} – давления натягов в посадках;

 $d_{\rm H}, d_{\rm B}$ — наружный и внутренний диаметры составной трубы;

 $\mu_{\text{H}}, \mu_{\text{c}}, \mu_{\text{B}}$ — коэффициенты Пуассона материалов наружного, среднего и внутреннего слоев составной трубы.

Натяг между средним и наружным слоем

$$N_2 = \delta_{N2,2} + \delta_{N2,3} \,,$$

где составляющие натяга

$$\delta_{N2,2} = \frac{d_{N2}}{2E_{c}} \left[p_{N2} \left(\frac{d_{N2}^{2} + d_{N1}^{2}}{d_{N2}^{2} - d_{N1}^{2}} - \mu_{c} \right) - 2 p_{N1} \frac{d_{N1}^{2}}{d_{N2}^{2} - d_{N1}^{2}} \right];$$

$$\delta_{N2,3} = \frac{d_{N2} p_{N2}}{2E_{H}} \left(\frac{d_{H}^{2} + d_{N2}^{2}}{d_{H}^{2} - d_{N2}^{2}} + \mu_{H} \right).$$

Натяг в двухслойной составной трубе

$$N = \delta_{N,1} + \delta_{N,2} ,$$

где составляющие натяга

$$\delta_{N,1} = \frac{d_N p_N}{2 E_{\rm B}} \left(\frac{d_N^2 + d_{\rm B}^2}{d_N^2 - d_{\rm B}^2} - \mu_{\rm B} \right);$$

$$\delta_{N,2} = \frac{d_N p_N}{2 E_{\rm H}} \left(\frac{d_{\rm H}^2 + d_N^2}{d_{\rm H}^2 - d_N^2} + \mu_{\rm H} \right).$$

Здесь d_N — номинальный диаметр посадки; p_N — давление натяга в посадке;

 $d_{\rm H}, d_{\rm B}, E_{\rm H}, E_{\rm B}, \mu_{\rm H}, \mu_{\rm B}$ – то же, что для трехслой-

ной трубы. Расчет натягов — часть прямой задачи проектирования составных оболочек. Натяги здесь определяют после распределения рабочего давления между посадками, они необходимы для обеспечения большей прочности составной трубы по сравнению с однослойной. В обратной задаче по известным действительным (измеренным перед сборкой) натягам и диаметрам проверяют условие прочности составной трубы.

Применение составных труб и возможность их расчета очень важны по двум причинам:

1) составная оболочка из труб одного материала, посаженных друг на друга с натягом, имеет большую прочность по сравнению с однослойной оболочкой той же толщины стенки;

2) составные оболочки — это возможность комбинирования в одном корпусе разных материалов. Наружный слой — водостойкий пластик, второй слой — более прочная, но не дорогая конструкционная сталь или магнитопроницаемый сплав алюминия. При необходимости применяют третий внутренний неокисляемый слой — снова пластик.

Построенная таким образом методика удовлетворяет потребностям расчета корпусов внешнего давления и может быть использована для расчета и сравнения прочности корпусов из пластичных материалов: пластиков, сталей, сплавов и их сочетаний. Говоря о сравнительно невысокой стоимости предполагаемых к использованию пластиков, мы должны быть уверены и в том, что их применение не приведет к удорожанию технологии изготовления корпусных деталей механической обработкой. Пластики рассматриваемой номенклатуры (полиамид, поливинилхлорид, полиацеталь, поликарбонат) в принципе являются легкообрабатываемыми материалами, но требуют в силу низких температур пластификации интенсивной смазки и охлаждения зоны резания.

Воспользовавшись известной методикой [6] и принимая в соответствии с рекомендациями фирм - изготовителей режущего инструмента оптимальные значения подач (в зависимости от сочетания материалов инструмента и заготовки и требуемой чистоты обработки), авторы подтвердили ожидаемое увеличение скорости резания и снижение силы и мощности резания при обработке названных пластиков твердосплавным инструментом. Увеличение скорости резания означает снижение основного (машинного) времени обработки. Снижение мощности резания, а значит и энергопотребления, позволяет применить недорогое оборудование невысокой мощности. Пластиковые детали первых опытных образцов были изготовлены авторами на настольном гравировально-фрезерном станке с ЧПУ мощностью 800 Вт с 2-4-кратным запасом по мощности.

Первыми опытными образцами, корпуса и шасси которых выполнены из пластика, в нашей практике стали гидроакустические приборы типа маяков и буев изделий гражданского назначения "Пичуга" (см. рис. 1 на стр. 3 обложки), "Ретранслятор" (рис. 2 на стр. 3 обложки), "Маркер" с глубиной погружения до 100 м. Корпуса-оболочки этих приборов рассчитаны по приведенной ранее методике и выполнены путем механической доработки стандартного сортамента напорных труб, фитингов и заглушек из поливинилхлорида. Испытания подтвердили расчетную прочность и жесткость оболочек. Детали шасси приборов (опоры, кронштейны, фланцы) выполнены механической обработкой из того же материала – непластифицированного поливинилхлорида, имеющего стандартный сортамент листов, плит, прутков.

Когда опытные образцы были изготовлены, авторы оценили еще одно преимущество применения пластиков рассматриваемой номенклатуры. Малая в сравнении даже с алюминием плотность пластиков позволяет увеличить полезную нагрузку



или уменьшить объем приборов при необходимости обеспечения их плавучести.

Первый опыт дал положительный результат – и авторы намерены и дальше развивать концепцию применения пластиков в конструировании механической части приборов. Актуальными здесь являются два направления. Первое: применение доступных дешевых технологичных пластиков средней прочности (60...90 МПа) для изготовления малонагруженных деталей шасси надводных и погружаемых приборов, а также для изготовления в сочетании с недорогими сталями и сплавами высокопрочных составных (многослойных) корпусов-оболочек погружаемых приборов. Второе: применение высокопрочных пластиков (свыше 90 МПа) как ненаполненных и неармированных, так и наполненных и армированных для изготовления корпусов приборов, погружаемых на возможно большую глубину.

На основании сказанного можно сделать следующие выводы:

• затраты на материал при изготовлении корпусов-оболочек из труб PVC-U в сравнении с трубами 12X18H10T при обеспечении равной прочности до глубины 100 м ниже в 2,0–2,5 раза;

• затраты на материал, приведенные к объему, при изготовлении деталей шасси из плит РА6 в сравнении с плитами АМг5М ниже в 1,5–2,0 раза; то же из плит РVC-U в сравнении с плитами АМг5М – ниже в 2,0–2,5 раза;

 наиболее эффективным способом изготовления деталей шасси из пластиков в условиях мелкосерийного производства является механическая обработка на оборудовании с ЧПУ;

• предложенная методика расчета на прочность корпусов-оболочек, испытывающих внешнее давление, позволяет проектировать как однослойные,

так и многослойные корпуса-оболочки, составленные из труб, материалом которых могут являться конструкционные и нержавеющие стали, сплавы цветных металлов, пластики (при условии пластичности материалов);

 высокая обрабатываемость пластиков РА6, POM, PC, PVC-U и подобных им по прочности в сравнении с нержавеющей сталью и алюминиевым сплавом позволяет снизить машинное время обработки и применить экономичные станки малой мощности;

 малая в сравнении со сталями и сплавами плотность пластиков позволяет увеличить полезную нагрузку прибора или уменьшить объем при обеспечении его плавучести;

• предложенные материалы, подходы к конструированию и технология обработки опробованы и показали свою эффективность на опытных образцах изделий "Пичуга", "Ретранслятор" и др.

Библиографический список

1. **ГОСТ 14249–89.** Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1989. 56 с.

2. **ГОСТ Р 528572–2007.** Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических оболочек, выпуклых и плоских днищ и крышек. М.: Стандартинформ, 2008. 44 с.

3. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 1975. 654 с.

4. Емельяненко А.А., Бабкин С.Г. Об опыте использования пластиков в качестве материалов корпусов гидроакустических приборов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2013, № 9. С. 36–40.

5. Справочник машиностроителя. В 6 т. Т. 3 / Под ред. С.В. Серенсена. М.: Машгиз, 1962. 652 с.

6. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1985. 496 с.

·00000000000



УДК 628.9:621.385.2:620.1.05

С.А. Микаева, д-р техн. наук (Московский государственный университет приборостроения и информатики), С.А. Амелькина, О.Е. Железникова, канд-ты техн. наук, Э.А. Амелькин (Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева, г. Саранск) E-mail:mikaeva@pechkin.npo.lit.ru

Разработка и сборка экспериментальной исследовательской установки со светодиодными источниками света

Описана разработанная и собранная экспериментальная исследовательская установка, позволившая провести исследования по изучению влияния светодиодного освещения на орган зрения и организм человека в целом при различных цветовых температурах и уровнях освещенностей рабочей поверхности.

The paper presents the developed and collected by the experimental setup, which allowed to conduct research on studying of influence of led lighting on the organ and the whole body with different colour temperatures and levels of illumination of the working surface.

Ключевые слова: светодиодное освещение, условие освещения, экспериментальная исследовательская установка, моделирование освещения.

Keywords: led lighting, lighting condition, experimental installation, lighting simulation.

Для исследований условий светодиодного освещения была разработана и собрана экспериментальная исследовательская установка (ЭИУ) общего освещения. ЭИУ собрана и смонтирована в лаборатории, которая состоит из четырех помещений (рис. 1): одно для обследования наблюдателей (рис. 2) с коэффициентами отражения ограждающих поверхностей (потолка $\rho_{\rm n} = 0,7$; стен $\rho_{\rm c} = 0,5$ и пола $\rho_{\rm p} = 0,3$) и трех экспериментальных помещений, в двух из которых были смонтированы осветительные установки (ОУ) со светодиодными светильниками, в одном – ОУ с традиционными люминесцентными.

В помещении для обследования три световых проема были перекрыты жалюзи с $\rho=0,1,$ в экспериментальных помещениях естественное освещение отсутствовало. Высота помещений — 3 м. Коэффициенты отражения потолка, стен, пола и рабочей поверхности соответственно составили: $\rho_{\pi}=0,7;$ $\rho_{c}=0,7;$ $\rho_{p}=0,3$ и $\rho_{p,\pi}=0,3.$ Ограждающие и рабочая поверхности экспериментальных помещений были диффузно-отражающими.

В экспериментальных помещениях для того, чтобы создать необходимый уровень вертикальной освещенности на экране с тест-объектом для измерения времени ахроматической адиспаропии и на кампи-



Рис. 1. Экспериментальная исследовательская установка



Рис. 2. Помещение для обследования наблюдателей (модель)



Рис. 3. Экспериментальные помещения. Размещение контрольных точек UGR для наблюдателей и горизонтальных рабочих поверхностей в экспериментальных помещениях

метре на стене каждого помещения за спиной наблюдателя, выше его головы, были смонтированы светильники (рис. 3, 4).

Для экспериментальных исследований были выбраны светильники следующих производителей:

• совместного российско-корейского предприятия ООО "Непес Рус" (светодиодные Cap Flat 66-16);

• ОАО "Ардатовский светотехнический завод" (светодиодные (СД) ДВО 12-38-001 "Prizma" и с люминесцентными лампами – ЛВО04-4×14-041 PRS, ЛВО04-4×18-041 PRS).

Перечень выбранных для экспериментальных исследований светильников представлен в табл. 1.

Перед тем как оборудовать экспериментальные помещения светильниками, были смоделированы варианты освещения в программе DIALux с целью выполнения требований, предъявляемых СП 52. 13330.2011 "Естественное и искусственное освещение" и СанПиН 2.2.1/2.1.1.1278–03 "Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий", СанПиН 2.2.1/2.1.1.2585—10 "Изменения и дополнения № 1 к санитарным правилам и нормам СанПиН 2.2.1/2.1.11278—03 "Гигиенические требования к естественному, искусственному и совмещенному освещению жилых и общественных зданий" к общему освещению общественных и административных зданий.

Количественные и качественные показатели световой среды основных помещений общественных и административных зданий нормированы следующим образом:

Плоскость номирования освещенности
горизонтальная, м
Разряд зрительной работы
Освещенность рабочей поверхности
при общем освещении, лк
Объединенный показатель
дискомфорта UGR, не более
Коэффициент пульсации освещенности,
не более

С целью определения обоснованных областей применения светодиодных светильников в ОУ

Таблица 1

Перечень	светильников,	используемых	в экспериментальнь	іх исследованиях
----------	---------------	--------------	--------------------	------------------

Тип светильника	Краткая техническая характеристика, производитель	Тип ИС, производитель
ЛВО 04-4×14-041 PRS	IP20, рассеиватель призматический из ПММА, под T5, ПРА с управлением по протоколу DALI, соs φ = 0,99, OAO "ACT3"	Osram FH 14W/830 HE; Master TL5 HE 14W/840, Philips
ЛВО 04-4×18-041 PRS	IP20, рассеиватель призматический из ПММА, ПРА с управлением по протоколу DALI, $\cos \varphi = 0.98$, OAO "ACT3"	Osram L 18W/950
ДВО 12-38-001 "Prizma"	IP 40, рассеиватель призматический из ПММА, драйвер с управлением по протоколу DALI, соsф = 0,96, ОАО "ACT3"	CД STW8Q14B, Seoul Semiconductor
Cap Flat 66-16	IP 20, технология "удаленного люминофора", драйвер с управлением по протоколу DALI, $\cos \varphi = 0.94$, OOO "Непес Рус"	СД, Т _{ив} = 4094 К, ООО "Непес Рус"
Cap Flat 66-16	IP 20, технология "удаленного люминофора", драйвер с управ- лением по протоколу DALI, cosφ = 0,94, ООО "Непес Рус"	СД, Т _{ив} = 3045 К, ООО "Непес Рус"



Таблица 2

	-	
Базовый вариант освещения	Исследуемый вариант освещения	Уровень освещен- ности, лк
ЛВО 04-4×14-041 PRS, $T_{\rm ub} = 2953 \rm K$	Сар Flat 16-66, коррелированная $T_{IIB} = 3045 \text{ K}$	200
ЛВО 04-4×14-041 PRS, $T_{\rm IIB} = 2953 \rm K$	Сар Flat 16-66, коррелированная $T_{IIB} = 3045 \text{ K}$	400
ЛВО 04-4×14-041 PRS, $T_{\rm IIB} = 2953 \rm K$	Сар Flat 16-66, коррелированная $T_{\text{цв}} = 3045 \text{ K}$	1000
ЛВО 04-4×14-041 PRS, $T_{\rm IIB} = 3917 {\rm K}$	Сар Flat 16-66, коррелированная $T_{\rm цв} = 4094 \ { m K}$	200
ЛВО 04-4×14-041 PRS, $T_{\rm IIB} = 3917 \rm K$	Сар Flat 16-66, коррелированная $T_{\rm цв} = 4094 { m K}$	400
ЛВО 04-4×14-041 PRS, $T_{\rm IIB} = 3917 \rm K$	Сар Flat 16-66, коррелированная $T_{\rm цв} = 4094 \ { m K}$	1000
ЛВО 04-4×18-041 PRS, $T_{_{\rm IIB}} = 4914 \text{ K}$	ДВО 12-38-001 "Prizma", коррелированная $T_{\rm цв} = 5033 \ {\rm K}$	200
ЛВО 04-4×18-041 PRS, $T_{_{\rm IIB}} = 4914 \text{ K}$	ДВО 12-38-001 "Prizma", коррелированная $T_{IIB} = 5033 \text{ K}$	400
$\pi BO 04-4 \times 18-041 \text{ PRS},$ $T_{IIB} = 4914 \text{ K}$	ДВО 12-38-001 "Prizma", коррелированная $T_{uv} = 5033 \text{ K}$	1000

Исследуемые варианты освещения

различного функционального назначения, экспериментальные исследования проведены при трех уровнях освещенности: 200, 400 и 1000 лк, которые наиболее характерны для выполнения зрительных работ в помещениях различного функционального назначения [1]. Исследуемые варианты освещения представлены в табл. 2.

Изменение уровня освещенности рабочей поверхности достигалось за счет использования регулируемых ПРА и драйверов. В случае всех использованных люминесцентных и светодиодных светильников дим-



Рис. 4. Зрительная работа в помещениях 2 и 3

мирование светового потока производилось по протоколу DALI. Яркость выходного отверстия светильников во всех вариантах освещения при равной освещенности всегда была одинаковой.

Моделирование вариантов освещения с помощью программы DIALux позволило определить высоту подвеса светильников, обеспечивающую на рабочей поверхности освещенность E = 1000 лк, другие же, более низкие уровни освещенности, вплоть до E = 100 лк, создавали диммированием светового потока.

Моделирование в программе DIALux позволило также создать нормируемые количественные и качественные показатели ЭИУ (горизонтальную освещенность на рабочей поверхности, неравномерность распределения освещенности и показатель UGR).

Проведенные психофизиологические и гигиенические исследования условий светодиодного освещения на базе разработанной ЭИУ приведены в работах [2, 3].

Библиографический список

1. Разработка комплексной методики оценки влияния условий светодиодного освещения на состояние органа зрения и организма человека в целом / С.А. Амелькина и др. // Естественные и технические науки. 2013. № 5. С. 249–258.

2. Экспериментальные исследования психофизиологической и гигиенической эффективности светодиодного освещения / С.А. Амелькина и др. // Естественные и технические науки. 2014. № 1. С. 159–168.

3. Исследования состояния органа зрения в условиях светодиодного освещения / О.Е. Железникова и др. // Естественные и технические науки. 2014. № 1. С. 169–176.

ООО "Издательство Машиностроение", 107076, Москва, Стромынский пер., 4 Учредитель ООО "Издательство Машиностроение".
Адрес электронной почты издательства: mashpubl@mashin.ru; редакции журнала: sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru
Телефон редакции журнала: (499) 268-38-42; тел./факс (499) 268-85-26; факс 269-48-97.
Технический редактор Жиркина С.А. Корректоры Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.
Сдано в набор 07.05.14 г. Подписано в печать 25.06.14 г. Формат 60×88 1/8.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Издательство Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Канцлер". 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.