

Българско списание за Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ

брой №31, януари 2017г.

ЦЕЛ И ОБХВАТ

„Българско списание за инженерно проектиране” е периодично научно списание с широк научен и научно-приложен профил. Целта му е да предостави академичен форум за обмен на идеи между учените, изследователите, инженерите, потребителите и производителите, работещи в областта на машиностроенето, транспорта, логистиката, енергетиката, технологиите, съвременното компютърно проектиране, а също така и в областта на различни интердисциплинарни научни и научно-приложни проблеми. Издателите приветстват научни публикации с високо качество и значими научни, научно-приложни и творчески приноси.

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

Председател

Б. Григоров, ТУ-София, България

М.Т.Георгиев	ТУ-София, България	К.Деметрашвили	ТУ, Тбилиси, Грузия
Г.Дюкенджиев	ТУ-София, България	С.Симеонов	ТУ, Бърно, Чехия
М.Денчев	ТУ-София, България	В.Николич	Университет в Ниш, Сърбия
И.Малаков	ТУ-София, България	А.Янакиев	Nottingham Trent University, UK
П.П.Петров	ТУ-София, България	Н.Чернев	University of Auvergne, France
В.Панов	ТУ-София, България	В. Lepadatescu	Transilvania University of Brashov, Romania
М.З.Георгиев	ТУ-София, България	N.Zrnic	University of Belgrad, Serbia
Н.Л.Николов	ТУ-София, България	M.Jovanovic	University of Nish, Serbia
М.Георгиев	МГТУ Станкин, Москва, Россия	D.Michalopoulos	University of Patras, Greece
В.Христов	ЮЗУ „Н.Рилски” Благоевград, България	N.Kubota	Tokyo Metropolitan Univer- sity, Japan
Ch.Apostolopoulos	University of Patras, Greece	С.Емельянов	Юго-Западный гос. уни- верситет, Курск, Россия
Л.Червяков	Юго-Западный гос. уни- верситет, Курск, Россия	В.Спасов	ВТУ „Т.Каблешков“, Со- фия, България
О.Лисовиченко	Национален технически университет, Украйна	В.Кирилович	Житомирски държавен технологичен университет, Украйна

Редактор

Р.Митрев, ТУ-София, България

Издател: Машиностроителен факултет, Технически университет-София. ISSN 1313-7530; **Адрес на редакцията:** София, бул.Климент Охридски №8, Технически Университет-София, бл.4, Машиностроителен факултет; **Електронна версия:** bjed.tu-sofia.bg.

Списанието се индексира в Index Copernicus: www.indexcopernicus.com

Всички статии в списанието се рецензират от членове на редакционната колегия и външни специалисти.

Bulgarian journal for **Engineering Design**

issue №31, January 2017

AIM AND SCOPE

Bulgarian Journal for Engineering Design is a periodical scientific issue covering wide scientific and application areas of engineering activities. The aim of the journal is to provide an academic forum for exchange of ideas and information between scientists, engineers, manufacturers and customers working in the spheres of mechanical engineering, transport, logistics, power engineering, modern computer – aided design and technology and solving different interdisciplinary scientific and applied problems. The editors welcome articles of substantial quality bearing significant contribution to the engineering knowledge.

EDITORIAL BOARD

Chairman

B.Grigorov, TU-Sofia, Bulgaria

M.T.Georgiev	TU-Sofia, Bulgaria	K.Demetrashvili	TU, Tbilisi, Georgia
G.Diukendzhiev	TU-Sofia, Bulgaria	S.Simeonov	TU, Brno, Czech Republic
M.Danchev	TU-Sofia, Bulgaria	V.Nikolich	Nish university, Serbia
I.Malakov	TU-Sofia, Bulgaria	A.Ianakiev	Nottingham Trent University, UK
P.P.Petrov	TU-Sofia, Bulgaria	N.Chernev	University of Auvergne, France
V.Panov	TU-Sofia, Bulgaria	B.Lepadatescu	Transilvania University of Brashov, Romania
M.Z.Georgiev	TU-Sofia, Bulgaria	N.Zrnic	University of Belgrad, Serbia
N.L.Nikolov	TU-Sofia, Bulgaria	M.Jovanovic	University of Nish, Serbia
M.Georgiev	MGTU Stankin, Moscow, Russia	D.Michalopoulos	University of Patras, Greece
V.Hristov	SWU „N.Rilski” Blagoevgrad, Bulgaria	N.Kubota	Tokyo Metropolitan University, Japan
Ch. Apostolopoulos	University of Patras, Greece	S.Emelianov	South West State University, Kursk, Russia
L.Cherviakov	South West State University, Kursk, Russia	V.Spassev	VTU „T.Kableshkov”, Sofia, Bulgaria
O.Lisovychenko	National technical university, Ukraine	V.Kirilovich	Zhytomyr state technological university, Ukraine

Editor

R.Mitrev, TU-Sofia, Bulgaria

Publisher: Mechanical Engineering Faculty, Technical University-Sofia. ISSN 1313-7530; **Publisher Address:** Bulgaria, Sofia, Kliment Ohridski blvd. №8, Technical University-Sofia, Mechanical engineering faculty; **Electronic version:** bjed.tu-sofia.bg.

The journal is indexed in Index Copernicus: www.indexcopernicus.com

All papers are reviewed by the members of Editorial Board and by external specialists.

Съдържание:

Експериментално определяне на технологичните параметри на лабораторна конусна трошачка с конзолно лагеруван подвижен конус.....	5
С.Савов	
Принудени трептения на двусни транспортни средства, породени от пътни неравности с хармоничен профил.....	14
К.Амбарев	
Трептения на двусни транспортни средства, породени от единични пътни неравности.....	18
К.Амбарев	
Симуляционно компютърно изследване на кофата на челен товарач използван при производството на биогаз с модула “Solid Works simulation”.....	23
И.Минин	
Подход за автоматично съгласуване на геометрични параметри в САD модел.....	28
П.Горанов, Е.Тодорова, Д. Георгиева	
Сивата реалност и розовото бъдеще за автомобилните навигационни устройства.....	32
Р.Вълчева	
Абстракция на геометричните интерфейси на ниво позициониране на детайлите.....	40
Д.Георгиева	
Симуляционно моделиране и изследване на ексцентриковия вал и подвижна челюст на челюстна трошачка тип CJ615:01.....	45
Д.Митев	
Соотношения електроупругости для расчета параметров эллиптических цилиндрических пьезокерамических преобразователей.....	50
А. Лейко, О. Петрищев, Я. Старовойт, Н. Богданова	
Оценка геометрической сложности изделий на основе анализа зависимости количества граней триангуляционных моделей от допустимого двугранного угла между смежными гранями.....	63
В. Доброскок, Я. Гаращенко	
Параметрическая идентификация линейных распределенных динамических систем (секвентный подход).....	72
А. Стенин, О. Лисовиченко, Д. Гуменный, М. Солдатова	
Распространение двухимпульсного информационного сообщения в плоскопараллельном волноводе с идеальными границами.....	78
В. Дидковский, Н.Гладких, А. Коржик	
Эффект Губера	85

А. Сильвестров, Д. Зименков

A review of cutting forces during milling process..... 91
J. Stanojković, M. Radovanović

Heuristic method of classifying objects in pattern recognition problems..... 96
A. Stenin, K. Melkumian, A. Stenin

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ТЕХНОЛОГИЧНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ЛАБОРАТОРНА КОНУСНА ТРОШАЧКА С КОНЗОЛНО ЛАГЕРУВАН ПОДВИЖЕН КОНУС

Симеон САВОВ

катедра „Механизация на мините”, Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски” - София, България
e-mail: ss.ss@abv.bg

Резюме: Настоящата статия представя експеримент с помощта, на който са определени технологичните параметри на лабораторна конусна трошачка с конзолно лагеруван подвижен конус. Трошачката представлява лабораторен модел на конусна трошачка за дребно трошене. Получени са експериментални резултати за средната степен на трошене на машината, действителната масова производителност на машината, действителната активна мощност на задвижващия електродвигател на трошачката, относителния енергоразход на процеса трошене и ефективността на трошене на трошачката. Направено е съпоставяне между получените експериментални резултати относно технологичните параметри на машината и резултатите за стойностите на тези параметри определени по теоретичен и теоретико-експериментален път. Експериментално са определени и някои от технологичните показатели на разтрошавания материал, а именно зърнометричния състав на готовия продукт и индекса на работа по Бонд за натрошения материал.

Ключови думи: конусна трошачка, лабораторен модел, технологични параметри, относителен енергоразход, индекс на работа по Бонд

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Обектът на настоящото изследване представлява лабораторен модел на конусна трошачка с конзолно лагеруван подвижен конус.



фиг.1 Лабораторна конусна трошачка с конзолно лагеруван подвижен конус

Трошачката е предназначена за дребно трошене (трети стадий на трошене). Въпросната машина, която е представена на фигура 1 се намира в лаборатория по "Обогатителни машини" на катедра "Механизация на мините" към Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", където е извършен и експеримента. Целта на настоящото изследване е експерименталното определяне на технологичните параметри на трошачката и сравнение на получените експериментални и теоретични резултати относно същите тези параметри.

2. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ЗЪРНОМЕТРИЧНИЯ СЪСТАВ НА ГОТОВИЯ ПРОДУКТ И СРЕДНАТА СТЕПЕН НА ТРОШЕНЕ НА КОНУСНАТА ТРОШАЧКА

За провеждането на експеримента в качеството си на материал за трошене е използван гранит (фигура 2). Направени са три отделни опита с различна широчина на разтоварния отвор на трошачката при максимално сближени конуси съответно: $b=1.6$ mm; $b=2.7$ mm и $b=4$ mm. Средният диаметър на късовете изходен материал е $D_{cp}=12.5$ mm и е определен по идентичен начин, както и средния диаметър на готовия продукт.

Методиката за определяне на средния диаметър на готовия продукт е изложена, както следва съгласно [5, 6].



фиг.2 Изходен материал за трошене

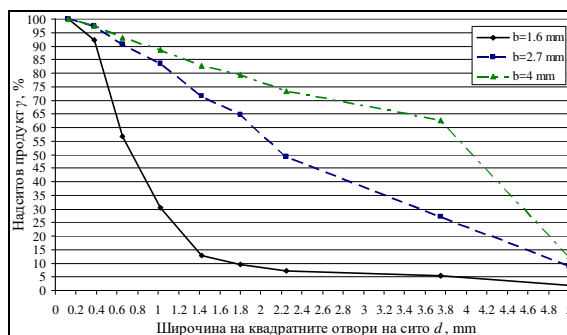
С помощта на набор сита с размери на квадратните отвори d , mm съответно: 5 mm; 2.5 mm; 2 mm; 1.6 mm; 1.25 mm; 0.8 mm; 0.5 mm и 0.25 mm е извършен ситов анализ на готовия продукт получен от трите опита. Резултатите от ситовия анализ са представени в таблица 1. За определянето на масите на отделните класи е използвана електронна везна с точност 0,1 g и капацитет 1 kg.

табл.1 Резултати от ситовия анализ

$b=1.6\text{ mm}$			
d^{cp} , mm	m , g	α , %	γ , %
5	1.1	1.77	1.77
3.75	2.2	3.54	5.31
2.25	1.1	1.77	7.07
1.8	1.6	2.57	9.65
1.425	2	3.22	12.86
1.025	11	17.68	30.55
0.65	16.3	26.21	56.75
0.375	22.1	35.53	92.28
0.125	4.8	7.72	100.00
$b=2.7\text{ mm}$			
d^{cp} , mm	m , g	α , %	γ , %
5	6.2	8.97	8.97
3.75	12.6	18.23	27.21
2.25	15.2	22.00	49.20
1.8	10.7	15.48	64.69
1.425	4.8	6.95	71.64
1.025	8.2	11.87	83.50
0.65	5.1	7.38	90.88
0.375	4.4	6.37	97.25
0.125	1.9	2.75	100.00

$b=4\text{ mm}$			
d^{cp} , mm	m , g	α , %	γ , %
5	17.7	12.53	12.53
3.75	70.8	50.11	62.63
2.25	15.1	10.69	73.32
1.8	8.5	6.02	79.33
1.425	4.8	3.40	82.73
1.025	8.3	5.87	88.61
0.65	6.6	4.67	93.28
0.375	6.1	4.32	97.59
0.125	3.4	2.41	100.00

На базата на направения ситов анализ са построени сумарните зърнометрични характеристики по "+" на получения готов продукт за всеки един опит, които са представени на фигура 3.



фиг.3 Сумарни зърнометрични характеристики по "+" на готовия продукт

Средният диаметър на получения готов продукт за всеки един отделен опит е определен, като е използвано следното уравнение:

$$d_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \gamma_i \cdot d_i^{cp}}{\sum_{i=1}^n \gamma_i}, \text{ mm} \quad (1)$$

където $\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n$ са съдържанията на отделните класи в насипната смес съответно:

$$\gamma_i = \frac{m_i}{q} \quad (2)$$

където m_1, m_2, \dots, m_n , g са масите на съответните класи (таблица 1), а q , g е масата на пробата от съответния получен готов продукт (таблица 2); d^{cp} , mm е средния диаметър на частиците от съответната класа (таблица 1), който е определен с помощта на следното уравнение:

$$d^{cp} = \frac{d_i + d_{i+1}}{2}, \text{ mm} \quad (3)$$

Въз основа на определения среден размер на продуктите на трошене (изходен материал и готов продукт (таблица 2)) е определена средната степен на трошене (таблица 2) на конусната трошачка за трите отделни опита (при съответната широчина на разтоварния отвор на трошачката) на настоящия експеримент. Средната степен на трошене е определена чрез:

$$i_{cp} = \frac{D_{cp}}{d_{cp}} \quad (4)$$

табл.2 Резултати за продуктите на трошене

	$D_{cp}, \text{ mm}$	$d_{cp}, \text{ mm}$	$q, \text{ g}$	i_{cp}
$b=1.6 \text{ mm}$	12.5	0.85	62.2	14.75
$b=2.7 \text{ mm}$	12.5	2.17	69.1	5.77
$b=4 \text{ mm}$	12.5	3.02	141.3	4.14

3.ОПРЕДЕЛЯНЕ НА МАСОВАТА ПРОИЗВОДИТЕЛНОСТ НА КОНУСНАТА ТРОШАЧКА

По време на експеримента е определена действителната масова производителност на машината по изходен продукт. Предварително са определени масите на трите фракции материал и е регистрирано времето за тяхното натрошаване. Получените резултати за действителната масова производителност Q_d , t/h на трошачката по изходен продукт за трите опита са представени в таблица 4.

Съгласно [3, 6, 7, 8] теоретичната масова производителност на конусна трошачка с конзолно лагериран подвижен конус може да бъде определена съгласно следната формула:

$$Q_t = 3600 \cdot \rho_n \cdot Z \cdot V, \text{ t/h} \quad (5)$$

където:

ρ_n , t/m³ – насипна плътност на готовия продукт (при пресмятане често се приема $\rho_n=1.6 \text{ t/m}^3$ [1, 3, 7]);

Z , s⁻¹ – действителна честота на люлеене на подвижния конус;

V , m³ – обемът на пръстена от материал, който се разтоварва от трошачката при едно трептене на подвижния конус.

Действителната честота на люлеене на подвижния конус на конусна трошачка за средно

и за дребно трошене може да бъде определена по следната формула:

$$Z = \sqrt{\frac{g \cdot (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha)}{2 \cdot l}} = 6.5763 \text{ s}^{-1} \quad (6)$$

където:

g , m/s² – земно ускорение;

α , deg – ъгъл на наклона на подвижния конус ($\alpha=38 \text{ deg}$ – измерен от лабораторния модел);

μ – коефициент на триене между материала и подвижния конус (съгласно [4, 7] може да се приеме $\mu=0.3$);

l , m – дължина на паралелната зона на трошачната камера ($l=0,043 \text{ m}$ – измерена от лабораторния модел).

Трошачките за дребно трошене се проектират със същата честота на люлеене на подвижния конус, както и тези за средно трошене. Паралелната зона на трошачките за дребно трошене е два пъти по-дълга от тази на трошачките за средно трошене. Поради тази причина обемът материал, който ще се разтоварва при едно трептене на подвижния конус при трошачка за дребно трошене ще бъде два пъти по-малък от този при трошачка за средно трошене. Обемът на материала, който се разтоварва от трошачката при едно трептене на подвижния конус може да бъде определен с помощта на следната формула:

$$V = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D' \cdot l \cdot b, \text{ m}^3 \quad (7)$$

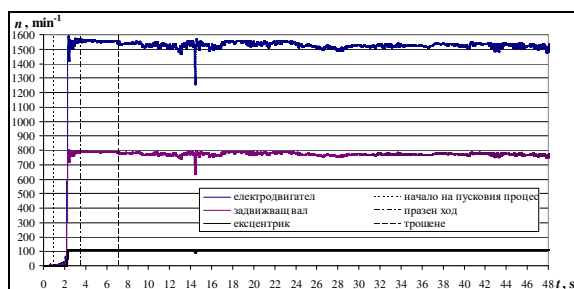
където:

D' , m – среден диаметър на пръстена от материал, който се разтоварва от трошачната камера за едно трептене на подвижния конус (определен е за всеки един от опитите от 3D CAD модела на трошачната камера и резултатите са представени в таблица 5).

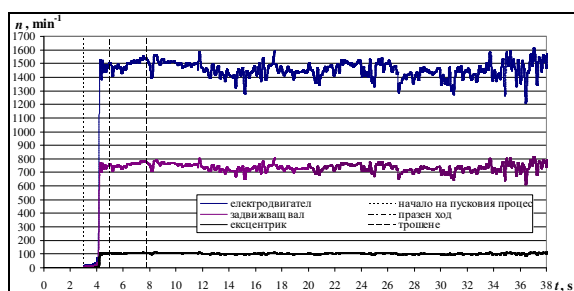
Получените резултати за обема материал, който се разтоварва от трошачката при едно трептене на подвижния конус са представени в таблица 5.

Резултатите за теоретичната масова производителност на трошачката за всеки един отделен опит са представени в таблица 4.

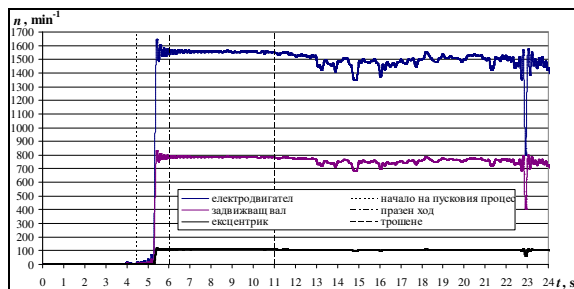
В действителност, обаче насипната плътност на готовия продукт ρ'_n , t/m³ за трите отделни опита е определена експериментално и съответно е представена в таблица 5.



фиг.4 Филтриран запис на оборотите на електродвигателя, задвижващия вал и ексцентрика на трошачката при $b=1.6$ mm



фиг.5 Филтриран запис на оборотите на електродвигателя, задвижващия вал и ексцентрика на трошачката при $b=2.7$ mm



фиг.6 Филтриран запис на оборотите на електродвигателя, задвижващия вал и ексцентрика на трошачката при $b=4$ mm

По време на експеримента е направен запис на оборотите на задвижващия електродвигател с помощта на тахогенератор тип K4A2 на фирмата MEZ NÁCHOD и аналого-цифров преобразувател (АЦП) тип NI USB-6001 на фирмата National Instruments. Използваната измервателна система подробно е описана и представена в [5]. Обороти на задвижващия вал и на ексцентрика на трошачката могат да бъдат определени, при положение че са известни предавателните отношения на ремъчната ($i_{pn}=1.98$) и на зъбната

($i_{zn}=7.12$) предавки. На фигури 4, 5 и 6 (за трите отделни опита) са представени филтрираните сигнали на оборотите на електродвигателя, задвижващия вал и ексцентрика на трошачката, които са получени с помощта на програмния продукт OriginPro, като е използван лентов честотен филтър (*Band Pass FFT filter*) за честотен диапазон $0 \div 6$ [Hz].

От получените експериментални резултати (фигури 4, 5 и 6) са определени средните стойности на оборотите на електродвигателя, задвижващия вал и ексцентрика на трошачката по време на процеса трошене и при празен ход на машината и съответно са систематизирани и представени в таблица 3. Получените стойности за действителната осреднена честота на люлеене Z_{cp} , s^{-1} на подвижния конус по време на процеса трошене са представени в таблица 5.

табл.3 Резултати за оборотите на електродвигателя, задвижващия вал и ексцентрика на трошачката

Електродвигател			
b , mm	1.6	2.7	4
Празен ход	1554.56	1492.10	1555.35
Трошене	1525.84	1452.90	1481.98
Задвижващ вал			
b , mm	1.6	2.7	4
Празен ход	786.67	755.06	787.07
Трошене	772.13	735.22	749.94
Ексцентрик			
b , mm	1.6	2.7	4
Празен ход	110.49	106.05	110.55
Трошене	108.45	103.26	105.33

Масовата производителност на трошачката по изходен продукт определена по теоретико-експериментален път може да се изчисли от следното уравнение:

$$Q_{TE} = 3600 \cdot \rho'_n \cdot Z_{cp} \cdot V, \quad t/h \quad (8)$$

Резултатите за масовата производителност на трошачката определена по теоретико-експериментален път са представени в таблица 4.

Действително разтоварвания обем материал може да бъде определен с помощта на следното уравнение:

$$V_d = \frac{Q_d}{3600 \cdot \rho'_n \cdot Z_{cp}}, \quad t/h \quad (9)$$

Получените резултати за действително разтоварвания обем материал за всеки един опит са представени в таблица 5.

табл.4 Резултати за производителността на конусната трошачка

b, mm	Q _T , t/h		
	1.6	2.7	4
Производителност	0.6877	1.1536	1.6989
Отклонение от Q _T , t/h в %	+4425.18	+3453.84	+2138.90
b, mm	Q _{TE} , t/h		
	1.6	2.7	4
Производителност	0.1940	0.2594	0.3758
Отклонение от Q _T , t/h в %	+1176.46	+699.13	+395.32
b, mm	Q _Л , t/h		
	1.6	2.7	4
Производителност	0.0152	0.0325	0.0759
Отклонение от Q _T , t/h в %	0	0	0

табл.5 Резултати за действително разтоварвания обем материал

b, mm	B, m	D', m	V.10 ⁻⁶ , m ³	ρ', t/m ³	Z _{ср} , s ⁻¹	V _Л .10 ⁻⁶ , m ³
1.6	0.010	0.168	18.1559	1.642	1.807	1.4224
2.7	0.011	0.167	30.4557	1.375	1.721	3.8111
4	0.012	0.166	44.8494	1.326	1.756	9.0546

4.ОПРЕДЕЛЯНЕ НА МОЩНОСТТА НА КОНУСНАТА ТРОШАЧКА

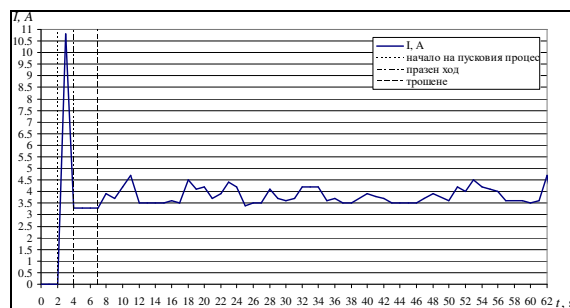
Конусната трошачка се задвижва от трифазен асинхронен електродвигател с накъсо съединен ротор с номинална мощност от N_{об}^{ном}=2.2 kW, който е свързан в схема звезда. По време на експеримента са получени записи за големината на линейното напрежение U, V, линейната ефективна (средноквадратична) стойност на тока I, A и за фактора на мощността cosφ за всеки един отделен опит. Записите са направени с помощта на амперклеци тип MS-2203 на фирмата MASTECH имащи възможност за компютърен запис, чрез подходящ софтуер (Digital Power). На фигури 7, 8 и 9 са представени графично експерименталните резултати за изменението на линейната стойност на тока, които са получени по време на трите отделни опита.

Съгласно [2] за трифазна симетрична система активната (средноквадратична) мощност се определя по следната формула:

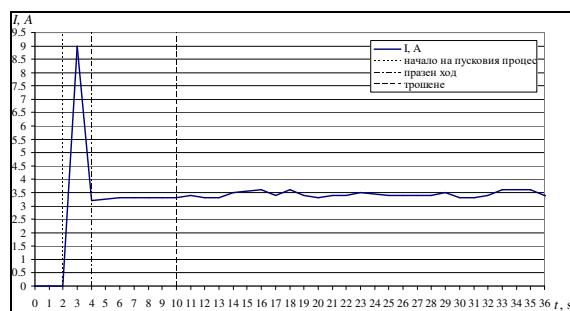
$$N_{об} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot 10^{-3}, \text{ kW} \quad (10)$$

В таблица 6 са представени осреднените резултати за напрежението, тока, фактора на мощността и мощността на задвижващия

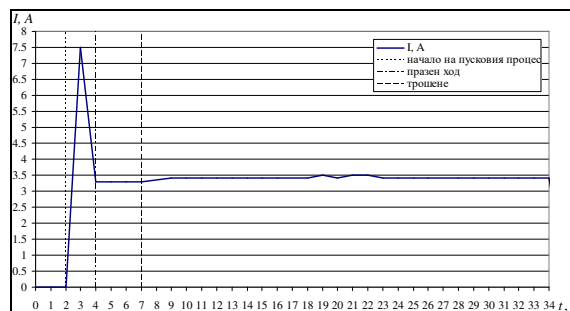
електродвигател при работа на машината на празен ход и по време на процеса трошене.



фиг.7 Експериментален запис на линейната стойност на тока в една от фазите на задвижващия електродвигател при b=1.6 mm



фиг.8 Експериментален запис на линейната стойност на тока в една от фазите на задвижващия електродвигател при b=2.7 mm



фиг.9 Експериментален запис на линейната стойност на тока в една от фазите на задвижващия електродвигател при b=4 mm

За теоретичното определяне на мощността на задвижващия електродвигател на конусни трошачки за дребно трошене в различните литературни източници са представени разнообразни формули получени по емпиричен път или изведени, чрез теоретичен метод.

табл.6 Резултати за напрежението, тока, фактора на мощността и мощността на задвижващия електродвигател

Празен ход				
<i>b</i> , mm	<i>U</i> , V	<i>I</i> , A	<i>cosφ</i>	<i>N_{ос}</i> , kW
1.6	387.47	3.3	0.151	0.335
2.7	387.47	3.3	0.151	0.335
4	387.47	3.3	0.151	0.335
Трошене				
<i>b</i> , mm	<i>U</i> , V	<i>I</i> , A	<i>cosφ</i>	<i>N_{ос}</i> , kW
1.6	387.47	3.838	0.239	0.617
2.7	387.47	3.426	0.229	0.526
4	387.47	3.408	0.191	0.437

Най-подходящия метод за конкретния случай е определянето на мощността на задвижващия електродвигател на трошачката съгласно теорията на Бонд [7]. Теоретично мощността на трошачката може да се определи съгласно теорията на Бонд, ако са известни зърнометричните характеристики на продуктите на трошене и якостта на разтрошавания материал по следната формула:

$$N_{ос}^T = \frac{K_{cm} \cdot Q_T \cdot \omega_0}{100 \cdot \eta_m \cdot \sqrt{D_t}} \left[\sqrt{\frac{D_t}{d_t}} - 1 \right], \text{ kW} \quad (11)$$

където:

K_{cm} – коефициент, който отчита стадия на трошене, за дребно трошене съгласно [7] се препоръчва $K_{cm}=1.4 \div 1.6$ (приема се $K_{cm}=1.6$);
 ω_0 , kWh/t – индекс на работа по Бонд (определя се експериментално), зависи от физико-механичните свойства на материала за трошене (смилање) и от вида на машината за трошене (смилање), съгласно [4] за използвания материал варира в границите $9 \div 25$ kWh/t, а за конкретния случай е приета средната му стойност съответно $\omega_0=17$ kWh/t;

η_m – механичен к.п.д. на задвижващия механизъм на трошачката (отчита загубата на енергия от съпротивления в клиноремъчната предавка, зъбната предавка, лагерните възли и т.н.). Съгласно [9] к.п.д. на клиноремъчната предавка варира в границите $0.92 \div 0.98$, а за зъбна конусна открита предавка с гъста смазка варира в границите $0.92 \div 0.95$. В тези две предавки са основно загубите на енергия. Според [4] механичният к.п.д. на задвижването на конусна трошачка варира в границите $0.7 \div 0.85$. Поради малкия типоразмер на машината се приема максималната стойност $\eta_m=0.85$;

D_t , m – условен максимален размер на постъпващите за трошене късове, съгласно [4, 7] $D_t=(0.5 \div 0.75) \cdot B$, m, където B , m е широчината на приемния отвор на трошачката (измерена от лабораторния модел и представена в таблица 5), съответно $D_t=0.62 \cdot B$, m;

d_t , m – условен максимален размер на готовия продукт, съгласно [7] $d_t=K_{cm} \cdot b$, m.

Съгласно [4, 7] мощността на задвижващия електродвигател на конусна трошачка с конзолно лагуруван подвижен конус приблизително може да бъде определена чрез следната емпирична формула:

$$N_{ос}^T = 12 \cdot D^2 \cdot Z, \text{ kW} \quad (12)$$

където D , m е диаметърът на основата на подвижния конус ($D=0,2$ [m] – измерен от лабораторния модел).

Ако се използват получените експериментални стойности на параметрите в уравнения 11 и 12 е възможно мощността на машината да се определи по теоретико-експериментален път, чрез следните уравнения:

$$N_{ос}^{TE} = \frac{K_{cm} \cdot Q_d \cdot \omega_0}{100 \cdot \eta_m \cdot \sqrt{D_{cp}}} \left[\sqrt{\frac{D_{cp}}{d_{cp}}} - 1 \right], \text{ kW} \quad (13)$$

$$N_{ос}^{TE} = 12 \cdot D^2 \cdot Z_{cp}, \text{ kW} \quad (14)$$

където D_{cp} и d_{cp} са представени в m, а Z_{cp} , s^{-1} и ω_0 , kWh/t са определени експериментално и са представени съответно в таблици 5 и 8.

В таблица 7 са представени получените резултати относно теоретичната мощност на задвижването на конусната трошачка и мощността на задвижващия електродвигател на машината определена по теоретико-експериментален път, заедно с отклонението (в проценти) от действителната мощност на задвижващия електродвигател, която е определена експериментално (таблица 6) за всеки един от направените опити.

табл.7 Резултати за мощността на задвижващия електродвигател на конусната трошачка

N_{oe}^T, kW (по Бонд)			
b, mm	1.6	2.7	4
Мощност	1.555	1.146	0.493
Отклонение в %	+152.16	+118.05	+12.70
N_{oe}^T, kW (емпирично)			
b, mm	1.6	2.7	4
Мощност	3.157	3.157	3.157
Отклонение в %	+411.99	+500.38	+621.83
N_{oe}^{TE}, kW (по Бонд с ω_0)			
b, mm	1.6	2.7	4
Мощност	0.530	0.359	0.193
Отклонение в %	-14.03	-31.68	-55.94
N_{oe}^{TE}, kW (по Бонд с ω'_0)			
b, mm	1.6	2.7	4
Мощност	0.725	0.619	0.514
Отклонение в %	+17.647	+17.647	+17.647
N_{oe}^{TE}, kW (емпирично)			
b, mm	1.6	2.7	4
Мощност	0.868	0.826	0.843
Отклонение в %	+40.72	+57.12	+92.69
N_{oe}, kW			
b, mm	1.6	2.7	4
Мощност	0.617	0.526	0.437
Отклонение в %	0	0	0

5.ОПРЕДЕЛНЕ НА ОТНОСИТЕЛНИЯ ЕНЕРГОРАЗХОД НА ПРОЦЕСА ТРОШЕНЕ, ИНДЕКСА НА РАБОТА ПО БОНД ЗА НАТРОШЕНИЯ МАТЕРИАЛ И ЕФЕКТИВНОСТТА НА ТРОШЕНЕ НА КОНУСНАТА ТРОШАЧКА

Средната стойност на чистата мощност необходима на електродвигателя за натрошаването на материала може да бъде определена с известно допускане и приближение (съпротивленията в задвижващия механизъм на конусната трошачка не са еднакви при работа на машината на празен ход и по време на процеса трошене), като от мощността на двигателя получена по време на процеса трошене (таблица 6) се извади средната стойност на мощността на двигателя при работа на празен ход на машината (таблица 6) или:

$$N_{mp} = N_{oe} - N_{oe}^{n.x.}, kW \quad (15)$$

Получените резултати за средната стойност на чистата мощност необходима на електродвигателя за натрошаването на материала за трите отделни опита са представени в таблица 8.

Относителния енергоразход на процеса трошене може да се определи [4, 7], като отношение на мощността необходима за процеса трошене и производителността на машината по изходен продукт съответно:

$$W = \frac{N_{mp}}{Q_d}, kWh/t \quad (16)$$

или, като се използва следното уравнение:

$$W' = \frac{N_{oe}}{K_{cm} \cdot Q_d}, kWh/t \quad (17)$$

Получените резултати за относителния енергоразход на процеса трошене за трите отделни опита са представени в таблица 8. От получения относителен енергоразход на процеса трошене може да се определи действителния индекс на работа по Бонд (условен специфичен разход на енергия) на натрошения материал при трошене в конусна трошачка с конзолно лагериуван подвижен конус [4, 7], а именно:

$$\omega_0 = \frac{W}{10 \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{d_{cp}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{cp}}} \right)}, kWh/t \quad (18)$$

където D_{cp} и d_{cp} са представени в μm . Получените резултати за индекса на работа по Бонд за трите отделни опита са представени в таблица 8.

Ефективността на трошене [7] представлява реципрочната стойност на относителния енергоразход на процеса трошене или:

$$E = \frac{1}{W} = \frac{Q_d}{N_{mp}}, t/kWh \quad (19)$$

Получените резултати за ефективността на трошене за трите отделни опита са представени в таблица 8.

табл.8 Резултати за индекса на работа по Бонд

b, mm	1.6	2.7	4
N_{mp}, kW	0.282	0.191	0.102
$W, kWh/t$	18.528	5.878	1.349
$W', kWh/t$	25.354	10.123	3.602
$\omega_0, kWh/t$	72.9	46.9	14.6
$\omega'_0, kWh/t$	99.8	80.7	38.9
$E, t/kWh$	0.0540	0.1701	0.7413

6.ИЗВОДИ

Въз основа на направеното теоретично и експериментално изследване върху лабораторен

модел на конусна трошачка за дребно трошене с конзолно лагериран подвижен конус, относно технологичните параметри на машината могат да се обобщат следните изводи:

- Според литературни данни степента на трошене при конусни трошачки с конзолно лагериран подвижен конус варира в диапазона $4 \div 20$. Проведеният експеримент показва, че лабораторната конусна трошачка осигурява средна степен на трошене в диапазона $i_{cp} = 4.14 \div 14.75$ (таблица 2.) при хранване на трошачката с тясно класиран изходен материал с максималната за дадената трошачка едрина. Средната степен на трошене се намира в горепосочените граници за такъв тип трошачки.

- Относно производителността на машината може да се обобща, че получените стойности по теоретичен и теоретико-експериментален път се различават от действителната производителност на трошачката (таблица 4) и то в неприемливо висока степен и за трите проведени опита, като отклонението при производителността определена теоретично е много по-голямо от това при производителността определена по теоретико-експериментален път. Главната причина за това отклонение в стойностите на производителността е факта, че в действителност при процеса трошене трошачната камера на машината и паралелната и зона не се запълват изцяло с материал съответно разтоварвания обем материал реално е много по-малък (Таблица 5) от този, който е определен по теоретичен път (уравнение 7). Друга причина за това е, за при хранване на машината с тясно класиран изходен материал с максимална едрина трошачната камера не се запълва добре с материал. Също така реалната честота на люлеене на подвижния конус е три пъти по-ниска от минималната действителна честота на люлеене определена по теоретичен път, поради което материала се задържа в трошачната камера и не навлиза в паралелната и зона за да може да се калибрира и съответно разтовари. Друга причина е, че в действителност насипната плътност на материала заложен при теоретичното определяне на производителността се различава за повечето опити от експериментално определената такава (таблица 5). Действителната производителност на трошачката нараства

(таблица 4) при увеличаване на широчината на разтоварния отвор за сметка на получавания по-едър готов продукт (фигура 3), което е напълно логично. От друга страна това увеличава динамичното натоварване на машината, както се вижда от фигури 4, 5 и 6 (нараства степента на неравномерност на оборотите на ексцентрика по време на процеса трошене).

- Получените теоретични резултати за мощността на задвижващия електродвигател на трошачката определени по уравнения 11 и 12 (таблица 7) са с много голяма (недопустима за инженерната практика) разлика от получените резултати за действителната мощност на електродвигателя измерена по време на експеримента, като се изключи опита с максималната широчина на разтоварния отвор (отклонение от действителната мощност +12.7 %). Главната причина за това е голямата разлика между теоретичните и действителните стойности на производителността на трошачката и честота на люлеене на подвижния конус. По-приемливи резултати се получават от уравнения 13 и 14 (теоретико-експериментално определяне на задвижващата мощност на машината), но поради значителните отклонения от действителната мощност са неприложими за инженерната практика. Причина за това са експерименталните стойности на индекса на работа по Бонд, които в конкретния случай са със съмнителна достоверност. Въпреки това определянето на мощността на задвижващия електродвигател на трошачката съгласно хипотезата на Бонд е по-удачният метод за определяне на необходимата мощност на трошачката, поради по-малките отклонения в получените резултати (таблица 7). Разбира се направения извод е в сила само при наличие на коректни и точни данни за зърнометричния състав и физико-механичните параметри на продуктите на трошене. При увеличаване на разтоварния отвор на трошачката намалява действителната мощност на задвижващия електродвигател (таблица 6), което е напълно нормално поради факта, че намалява съответно степента на трошене (таблица 2) и относителният енергоразход на процеса трошене (таблица 8). Също така, както се вижда от фигури 7, 8 и 9 с увеличаването на разтоварния отвор на трошачката намалява неравномерността в

диаграмата на изменението на големината на тока респективно електродвигателя започва да работи с постоянна по големина мощност (без резки скокове). Причина за това е, че при по-голяма широчина на разтоварния отвор по-лесно се деформира слоя материал (който се намира в трошачната камера и в паралелната зона) поради увеличаване на неговата порестост и съответно предаваната сила на трошене от подвижния конус към слоя материал намалява, респективно намалява и необходимата мощност за процеса трошене.

• Получените експериментални стойности за относителния енергоразход на процеса трошене (таблица 8) определен съгласно уравнения 16 и 17 се различават в значителна степен, като с по-голяма степен на достоверност са резултатите получени от уравнение 16. Получените резултати за индекса на работа по Бонд (таблица 8) се различават от една страна поради големите разлики в стойностите на относителния енергоразход, а от друга страна се различават при всеки един отделен опит, а това не би трябвало да е така, което поставя под съмнение тяхната достоверност. Също така получените експериментални стойности за индекса на работа по Бонд не се намират в препоръчаните от литературата за дадения материал граници (9÷25 kWh/t) с изключение на резултата получен при

максимална широчина на разтоварния отвор на трошачката ($\omega_0=14.6$ kWh/t).

Литература

1. Вайсберг Л. А., Л. П. Зарогатский, В. Я. Туркин. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения. Санкт-Петербург, ВСЕГЕИ, 2004, ISBN 93761-061-X.
2. Кравчик А. Э., М. М. Шлаф, и др. Справочник асинхронные двигатели серии 4А. Москва, Энергоиздат, 1982.
3. Муйземнек Ю. А., Г. А. Калюнов, и др. Конусные дробилки. Москва, Машиностроение, 1970.
4. Пономарев В. Б., А. Б. Лошкарев. Щековые и конусные дробилки. Екатеринбург, ГОУ-ВПО УГТУ-УПИ, 2008.
5. Савов С. Р. Експериментално определяне на собствените честоти на конусна инерционна трошачка тип КИД-300. Българско списание за инженерно проектиране, октомври 2016, брой 30, стр. 5÷10, ISSN 1313-7530.
6. Цанев Ц. К. Машини за натрошаване, смилане и класификация. София, Техника, 1967.
7. Цветков Х. К. Обогащителни машини. София, Техника, 1988.
8. Цветков Х. К., А. Д. Кинов. Ръководство за упражнения по обогащителни машини. София, Техника, 1979.
9. Христов Д. Д. и др. Пресмятане и конструиране на машинни елементи. София, Техника, 1972.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF CONE CRUSHER (LABORATORY MODEL)

Simeon SAVOV

Department of Mining Mechanization, University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski" - Sofia, Bulgaria
e-mail: ss.ss@abv.bg

Abstract: This paper presents an experiment with which are determined technological parameters of cone crusher. Crusher is a laboratory model of cone crusher for fine crushing. Experimental results for average crushing degree of the machine, actual mass product quantity of the machine, the actual active power of the drive motor of the crusher, relative power consumption of crushing process and efficiency of crushing of the crusher are obtained. Comparison between obtained experimental results of the technological parameters of the machine and the resulting values of these parameters defined with theoretical and theoretical-experimental methods is done. Experimentally are determined some of the technological indicators of the crushed material, namely particle size distribution of the resulting product and Bond work index of the crushed material.

Keywords: cone crusher, laboratory model, technological parameters, relative power consumption, Bond work index

ПРИНУДЕНИ ТРЕПТЕНИЯ НА ДВУОСНИ ТРАНСПОРТНИ СРЕДСТВА, ПОРОДЕНИ ОТ ПЪТНИ НЕРАВНОСТИ С ХАРМОНИЧЕН ПРОФИЛ

Красимир АМБАРЕВ

катедра „Транспортна и авиационна техника и технологии“
Технически университет - София, филиал Пловдив, България
e-mail: kambarev@tu-plovdiv.bg

Резюме: В доклада е описано изграждането на механо-математичен и симулационен модел на принудените трептения на двuosни транспортни средства във вертикалната надлъжна равнина, разглеждани като механична система с четири степени на свобода, породени от пътни неравности с хармоничен профил. След определяне на необходимите масови, еластични, дисипативни, геометрични и кинематични параметри на механичната система, състояща се от идеално твърдо тяло, еквивалентно на всички неподресорни маси, две съсредоточени маси, еквивалентни съответно на подресорните маси на предния и задния мост, четири еластични и два демпфиращи елементи, е съставена системата от четири диференциални уравнения. Три от тях описват вертикалните трептения, и едно – ъгловото трептене около хоризонтална напречна ос, минаваща през масовия център на тялото. От диференциалните уравнения са получени функциите на ускоренията, подлежащи на изчисляване и двукратно числено интегриране за определяне, както на трите линейни и една ъглова скорости, така и на трите премествания и едното завъртане. Създаден е компютърен симулационен модел в средата Matlab със Simulink и са приложени резултати от числения експеримент.

Ключови думи: динамика, трептения, транспортни средства, математично моделиране и компютърна симулация.

1. УВОД

До появата на компютъра, анализът може да бъде разделен на две направления - теоретично и експериментално. Численото моделиране представлява самостоятелно направление, отделно от първите две, макар да притежава техни аспекти, което по-скоро ги допълва и дори ги заменя. Численото моделиране няма суровостта на строгия математичен анализ, макар че то се основава на фундаменталния математичен анализ при изграждане на уравненията за числено решаване. Това го прави по-близко до експерименталния анализ, запазвайки много от неговите недостатъци.

Анализаторът, включвайки компютъра, може да наблюдава процесите така, както го прави и експериментаторът. Той може да изпълнява “експерименти” със специфичната конфигурация на машината; може да определи ефектите от изменението на различни параметри върху работата на машината. От друга страна, той има преимущество спрямо експериментатора, тъй като може да променя конфигурацията на системата, без да се налага изработка или преработка на елементи в производствено звено. Той може да провери ефектите от замяна на отделни елементи, без да е

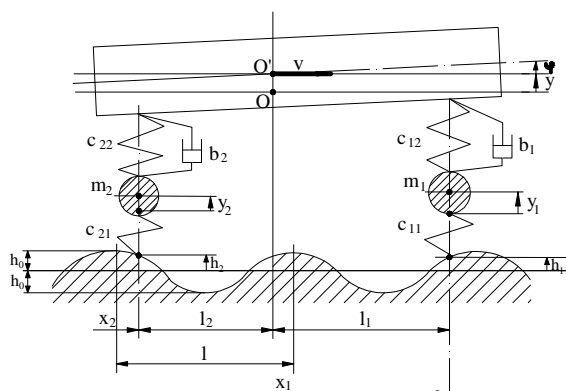
необходимо въвеждането на допълнително скъпо оборудване и на мерки за осигуряване на безопасност, да провери чувствителността на машината при работа спрямо независими теоретични приближения. Той не се безпокои за точността на различните измервателни уреди, за тяхното разполагане и присъединяване, тъй като има непрекъснат достъп до всички труднодостъпни и дори недостъпни места в машината.

От друга страна, неговият модел винаги ще бъде приближение на действителността, и в никакъв случай не може компютърното експериментиране някога да замени напълно, както физичното експериментиране, така и теоретичния анализ. Поради това, на определен етап, резултатите от компютърното моделиране трябва да бъдат потвърдени от практически резултати [2,3].

Основната цел на настоящата разработка е създаването на симулационен модел за анализ на принудените трептения на двuosни транспортни машини във вертикалната надлъжна равнина, разглеждани като механична система с четири степени на свобода, породени от пътни неравности с хармоничен профил [3].

2. ПОСТАНОВКА НА ЗАДАЧАТА И ИЗ- ЧИСЛИТЕЛНА СХЕМА

Приема се, че разглежданата двuosна транспортна машина е симетрична спрямо надлъжната вертикална равнина и се движи със зададена скорост v , [m/s] по хоризонтален праволинеен участък от път с хармоничен профил на неравностите [1,3,4,5,6].



фиг.1 Изчислителна схема за моделиране на принудените трептения на двuosна транспортна машина, породени от пътни неравности с хармоничен профил.

Представената механична система на изчислителната схема (фиг. 1) се състои от: идеално твърдо тяло, еквивалентно на всички неподдресорни маси, с маса m , [kg] и масов инерционен момент J , [kgm²], спрямо хоризонтална напречна ос, минаваща през масовия център на тялото; две съсредоточени маси – m_1 и m_2 , еквивалентни съответно на поддресорните маси на предния и задния мост; две двойки с паралелно свързани еластични и демпфиращи елементи, еквивалентни на елементите на предното и задното окачване, имащи коефициенти на еластичност c_{12} и c_{22} , [N/m] и коефициенти на демпфиране b_1 и b_2 , [Ns/m], и два еластични елемента, еквивалентни на предните и задните гуми, с коефициенти на еластичност c_{11} и c_{21} .

3. ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ НА ПРИНУДЕНИТЕ ТРЕПТЕНИЯ

Тъй като разглежданата система е с четири степени на свобода, за независими координати се приемат трите вертикални премествания - на ма-

совия център на неподдресорните маси y , [m], на оста на предния мост y_1 и на оста на задния мост y_2 , и завъртането спрямо хоризонталната напречна ос, минаваща през масовия център φ , [rad].

След прилагане на принципа на освобождаване на връзките и метода на Даламбер, за системата от четири диференциални уравнения, описващи трептенията [3,4,5], се получава

$$\begin{cases} m\ddot{y} = -b_1\dot{d}_{12} - b_2\dot{d}_{22} - c_{12}d_{12} - c_{22}d_{22} \\ J\ddot{\varphi} = -l_1(b_1\dot{d}_{12} + c_{12}d_{12}) + l_2(b_2\dot{d}_{22} + c_{22}d_{22}) \\ m\ddot{y}_1 = b_1\dot{d}_{12} + c_{12}d_{12} - c_{11}d_{11} \\ m\ddot{y}_2 = b_2\dot{d}_{22} + c_{22}d_{22} - c_{21}d_{21}, \end{cases} \quad (1)$$

където d_{ij} са деформациите на еластичните елементи, които могат да се определят чрез основните координати по изразите

$$\begin{cases} d_{11} = y_1 - h_1; \\ d_{12} = y - y_1 + l_1\varphi; \\ d_{21} = y_2 - h_2; \\ d_{22} = y - y_2 - l_2\varphi \end{cases} \quad (2)$$

и \dot{d}_{ij} са техните скорости на деформация, за които може да се запише

$$\begin{cases} \dot{d}_{12} = \dot{y} - \dot{y}_1 + l_1\dot{\varphi}; \\ \dot{d}_{22} = \dot{y} - \dot{y}_2 - l_2\dot{\varphi}. \end{cases} \quad (3)$$

Приемайки хармоничен закон за надлъжния профил на пътя, вертикалните координати в местата на контактите на предните и задните колела могат да се определят по изразите

$$\begin{cases} h_1 = h_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi v}{l_0} t \right); \\ h_2 = h_0 \left[1 - \cos \frac{2\pi}{l_0} (vt - l) \right], \end{cases} \quad (4)$$

където h_0 , [m] е амплитудата на профила на неравностите; l_0 , [m] - период на профила на не-

равностите; $l_1[m]$ - междуосово разстояние на транспортната машина и $v_1[m/s]$ - скорост на движение на транспортната машина.

След последователно заместване на (4) в (2) и на (2) и (3) в (1), и след делене на съответните маси и масов инерционен момент, от системата диференциални уравнения се получават функциите за четирите ускорения:

$$\ddot{y} = -\frac{1}{m} [b_1(\dot{y} - \dot{y}_1 + l_1\dot{\varphi}) + b_2(\dot{y} - \dot{y}_2 - l_2\dot{\varphi}) + c_{12}(y - y_1 + l_1\varphi) + c_{22}(y - y_2 - l_2\varphi)]; \quad (5)$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{J} \{-l_1 [b_1(\dot{y} - \dot{y}_1 + l_1\dot{\varphi}) + c_{12}(y - y_1 + l_1\varphi)] + l_2 [b_2(\dot{y} - \dot{y}_2 - l_2\dot{\varphi}) + c_{22}(y - y_2 - l_2\varphi)]\}; \quad (6)$$

$$\ddot{y}_1 = \frac{1}{m_1} [b_1(\dot{y} - \dot{y}_1 + l_1\dot{\varphi}) + c_{12}(y - y_1 + l_1\varphi) - c_{11}(y_1 - h_1)]; \quad (7)$$

$$\ddot{y}_2 = \frac{1}{m_2} [b_2(\dot{y} - \dot{y}_2 - l_2\dot{\varphi}) + c_{22}(y - y_2 - l_2\varphi) - c_{21}(y_2 - h_2)]. \quad (8)$$

4. КОМПЮТЪРНО МОДЕЛИРАНЕ НА ПРИНУДЕНИТЕ ТРЕПТЕНИЯ

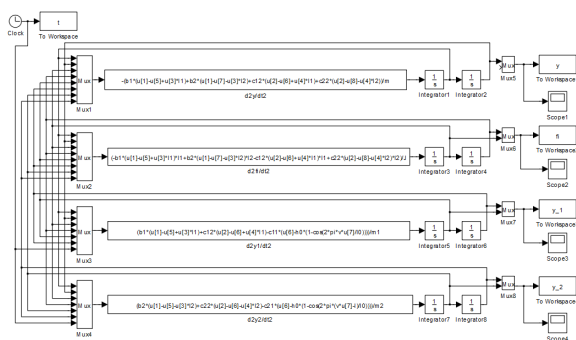
Интегрирането на четирите функции на ускоренията се извършва с продукта Simulink в средата на Matlab, като се използват напълно възможностите за формализация [2,3].

Функционално-блоковата схема на симулационния модел е показана на фиг.2. На нея са онагледени връзките между фазовите координати.

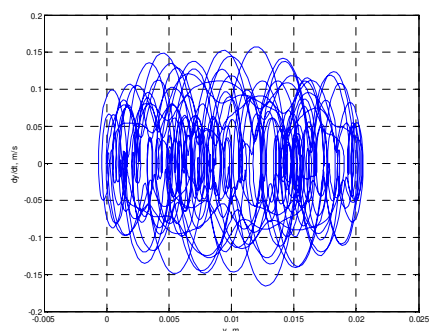
За илюстрация на работоспособността на симулационния модел, на фиг. 3, 4, 5 и 6 са показани фазовите портрети на принудените трептения спрямо четирите обобщени координати.

Създаденият механо-математичен модел и на негова основа - компютърен симулационен модел, могат да се използват, както за изследване на

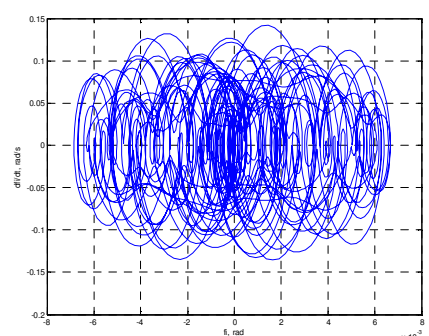
трептенията на съществуващи и нови двuosни транспортни машини.



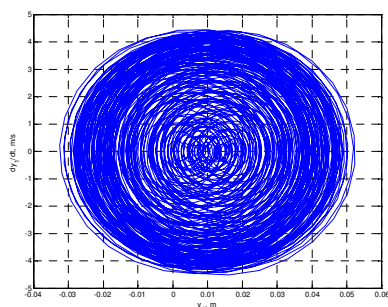
фиг. 2 Симулационен модел на принудените трептения, породени от кинематични смущения, на двuosна транспортна машина.



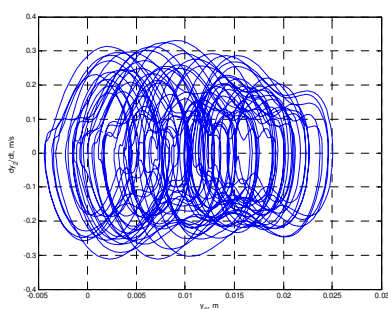
фиг.3 Фазов портрет на вертикалното принудено трептение на центъра на тежестта



фиг.4 Фазов портрет на ъгловото трептене спрямо напречна ос, минаваща през центъра на тежестта



фиг.5 Фазов портрет на вертикалното принудено трептение на оста на предния мост



фиг.6 Фазов портрет на вертикалното принудено трептение на оста на задния мост

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Литература

1. **Генов Ю., Полихронов Г., Кралов И.** Трептения в транспортната техника. Технически университет - София, 2007.
2. **Николов В.** Механо-математичен и симулационен модел на Стирлингов двигател от β -тип с коляно-мотовилков механизъм, Научно списание "Механика на машините", Технически университет - Варна, 2001, год. IX, кн. 5, бр. 38, стр. 17-22.
3. **Николов В.** Симулационен модел на принудените трептения на механична система с четири степени на свобода. Научно списание "Механика на машините", Технически университет - Варна, 2003, год. XI, кн. 5, бр. 49, стр. 126-129.
4. **Под ред. Г. В. Крейна,** Кинематика, динамика и точност на механизми, Машиностроение, Москва, 1984.
5. **Светлицкий В. А. и И. В. Стасенко,** Сборник задач по теории колебаний, Высшая школа, Москва, 1973.
6. **Севастакнев В., Живков В., Маринов Е.** Динамика и трептения на ДВГ, Техника, София, 1986.
7. www.mathworks.com

FORCED VIBRATIONS OF TWO-AXLE VEHICLES CAUSED BY ROAD BUMPS WITH HARMONIOUS PROFILE

Krasimir AMBAREV

Department "Transport and Aviation Equipment and Technologies",
Technical University-Sofia, branch Plovdiv, Bulgaria
e-mail: kambarev@tu-plovdiv.bg

Abstract: This paper describes the introduced mechanic-mathematical and simulation model of forced vibrations of two-axle vehicles, caused by road bumps with harmonious profile, reduction to a mechanical system with four stages of freedom. After determining some physical and geometrical parameters of the system, the analytical relationships of their kinematics and power parameters are obtained. Taking into account the harmonical low of profile of way, four differential equations of tree linear and one rotary motion is obtained. The system of four functions of accelerations, which is determined from theses differential equations, is calculated and numerically integrated twice to define the velocities, displacements and rotation angle. For this purpose a computation simulation model is designed with MATLAB and its toolbox SIMULINK. Some results of numerical experiment are given.

Keywords: dynamics, vibrations, vehicles, mathematical modeling and computer simulation.

ТРЕПТЕНИЯ НА ДВУОСНИ ТРАНСПОРТНИ СРЕДСТВА, ПОРОДЕНИ ОТ ЕДИНИЧНИ ПЪТНИ НЕРАВНОСТИ

Красимир АМБАРЕВ

катедра „Транспортна и авиационна техника и технологии“
Технически университет - София, филиал Пловдив, България
e-mail: kambarev@tu-plovdiv.bg

Резюме: В доклада е описано изграждането на симулационен модел на трептения на двuosни транспортни средства във вертикалната надлъжна равнина, разглеждани като механична система с четири степени на свобода, породени от единични пътни неравности. След определяне на необходимите масови, еластични, дисипативни, геометрични и кинематични параметри на механичната система, състояща се от идеално твърдо тяло, еквивалентно на всички неподресорни маси, две съсредоточени маси, еквивалентни съответно на подресорните маси на предния и задния мост, четири еластични и два демпфиращи елемента, е съставена системата от четири диференциални уравнения. Три от тях описват вертикалните трептения, и едно – ъгловото трептене около хоризонтална напречна ос, минаваща през масовия център на тялото. От диференциалните уравнения са получени функциите на ускоренията, подлежащи на изчисляване и двукратно числено интегриране за определяне, както на трите линейни и една ъглова скорости, така и на трите премествания и едното завъртане. Създаден е компютърен симулационен модел в средата Matlab със Simulink и са приложени резултати от числения експеримент.

Ключови думи: динамика, трептения, транспортни средства, математично моделиране и компютърна симулация.

1. УВОД

Числените експерименти позволяват да се “експериментира” със специфични параметри на машината. Те дават възможност за промяна на конфигурацията на системата, без да се налага изработка или преработка на нейни конструктивни елементи. За разлика от физическите експерименти, точността на различните измервателни уреди, тяхното разполагане и присъединяване не е от значение [2,3,4,5].

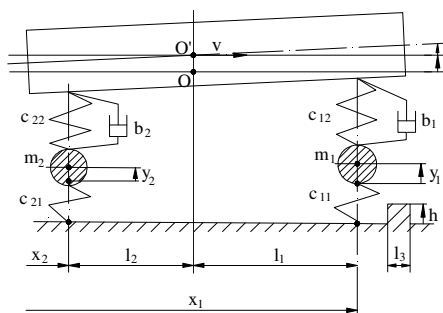
Основната цел на настоящата разработка е създаването на симулационен модел за анализ на принудените трептения на двuosни транспортни машини във вертикалната надлъжна равнина, разглеждани като механична система с четири степени на свобода, породени от единични пътни [1,3].

2. ПОСТАНОВКА НА ЗАДАЧАТА И ИЗЧИСЛИТЕЛНА СХЕМА

Приема се, че разглежданата двuosна транспортна машина е симетрична спрямо надлъжната вертикална равнина и се движи със зададена скорост v , [m/s] по хоризонтален праволинеен

участък от път с единична изпъкнала или вдлъбната неравност [3,5].

Представената механична система на изчислителната схема (фиг.1) се състои от:



фиг.1 Изчислителна схема за моделиране на трептенията на двuosна транспортна машина, породени от единична изпъкнала пътна неравност.

идеално твърдо тяло, еквивалентно на всички неподресорни маси, с маса m , [kg] и масов инерционен момент J , [kgm²], спрямо хоризонтална напречна ос, минаваща през масовия център на тялото; две съсредоточени маси – m_1 и m_2 , еквивалентни съответно на подресорните маси на предния и задния мост; две двойки с паралелно свързани еластични и демпфиращи елементи,

еквивалентни на елементите на предното и задното окачване, имащи коефициенти на еластичност c_{12} и c_{22} , [N/m] и коефициенти на демпфиране b_1 и b_2 , [Ns/m], и два еластични елемента, еквивалентни на предните и задните гуми, с коефициенти на еластичност c_{11} и c_{21} [1,3].

3. ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ НА ПРИНУДЕНИТЕ ТРЕПТЕНИЯ

Тъй като разглежданата система е с четири степени на свобода, за независими координати се приемат трите вертикални премествания - на масовия център на неподресорните маси y [m], на оста на предния мост y_1 и на оста на задния мост y_2 , и завъртането спрямо хоризонталната напречна ос, минаваща през масовия център ϕ , [rad].

След прилагане на принципа на освобождаване на връзките и метода на Даламбер, след последователно заместване и след деление на съответните маси и масов инерционен момент за системата от четири диференциални уравнения, описващи трептенията се получават функциите на четирите ускорения [1,3]:

$$\ddot{y} = -\frac{1}{m} [b_1 (\dot{y} - \dot{y}_1 + l_1 \dot{\phi}) + b_2 (\dot{y} - \dot{y}_2 - l_2 \dot{\phi}) + c_{12} (y - y_1 + l_1 \phi) + c_{22} (y - y_2 - l_2 \phi)]; \quad (1)$$

$$\ddot{\phi} = \frac{1}{J} \{-l_1 [b_1 (\dot{y} - \dot{y}_1 + l_1 \dot{\phi}) + c_{12} (y - y_1 + l_1 \phi)] + l_2 [b_2 (\dot{y} - \dot{y}_2 - l_2 \dot{\phi}) + c_{22} (y - y_2 - l_2 \phi)]\}; \quad (2)$$

$$\ddot{y}_1 = \frac{1}{m_1} [b_1 (\dot{y} - \dot{y}_1 + l_1 \dot{\phi}) + c_{12} (y - y_1 + l_1 \phi) - c_{11} (y_1 - h_1)]; \quad (3)$$

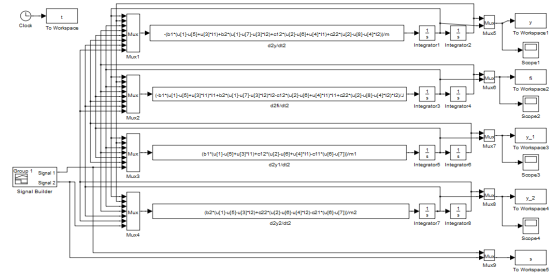
$$\ddot{y}_2 = \frac{1}{m_2} [b_2 (\dot{y} - \dot{y}_2 - l_2 \dot{\phi}) + c_{22} (y - y_2 - l_2 \phi) - c_{21} (y_2 - h_2)]. \quad (4)$$

4. КОМПЮТЪРНО МОДЕЛИРАНЕ НА ПРИНУДЕНИТЕ ТРЕПТЕНИЯ

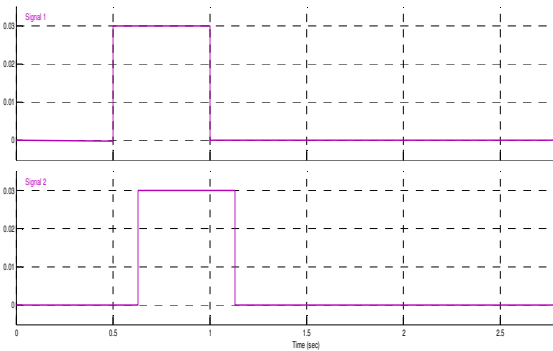
Интегрирането на четирите функции на ускоренията се извършва с продукта Simulink в средата на Matlab [6].

Функционално-блоковата схема на симулационния модел е представява разширен вариант на представения в [1,3] модел към който е добавен допълнителен функционален блок за генериране на съответните пътни неравности (фиг.2).

Предвидена е възможност за визуализиране в реално време, както и за последващо такова на скоростите и преместванията на неподресорните маси y , на оста на предния мост y_1 и на оста на задния мост y_2 , и ъгловата скорост и завъртането спрямо хоризонталната напречна ос, минаваща през масовия център ϕ , както и за визуализация на съответните фазови портрети.



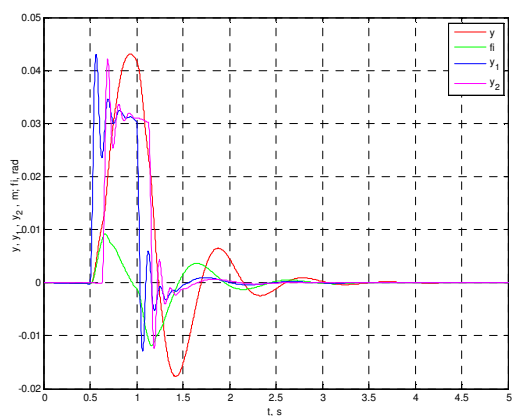
Фиг.2 Симулационен модел на принудените трептения, породени от кинематични смущения, на двусосна транспортна машина, разглеждана като механична система с четири степени на свобода.



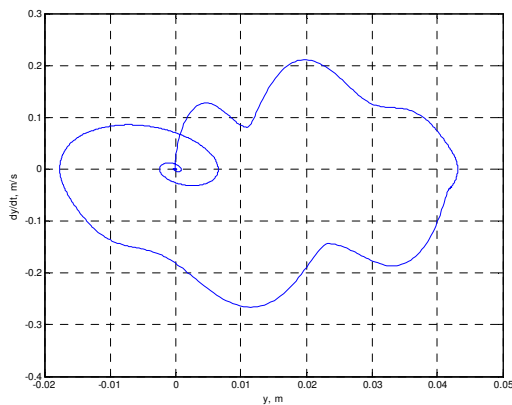
Фиг.3 Сигнали, еквивалентни на изпъкнала пътна неравност, за предния (Signal 1) и задния (Signal 2) мост

На фиг. 3 е показан сигнала, генериран от блока "Signal Builder", представящ единичното изпъкнало пътно смущение.

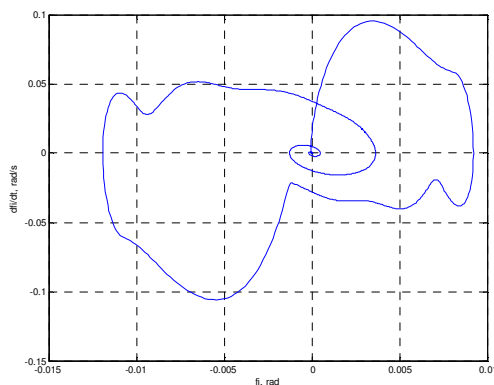
За илюстрация на работоспособността на симулационния модел, на фиг. 4, 5, 6 и 7 са показани получените резултати от числен експеримент за трите линейни и едното ъглово трептения, включително и техните фазовите портрети.



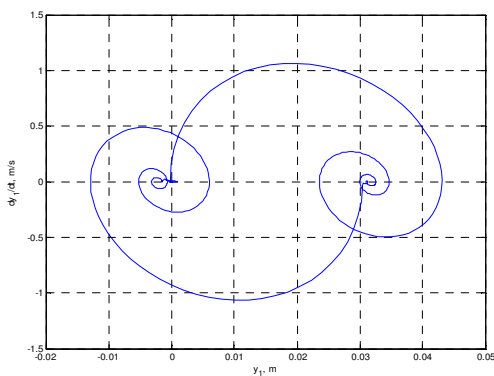
фиг.4 Графики на трите линейни и едното ъглово трептения при преминаване по изпъкнала пътна неравност



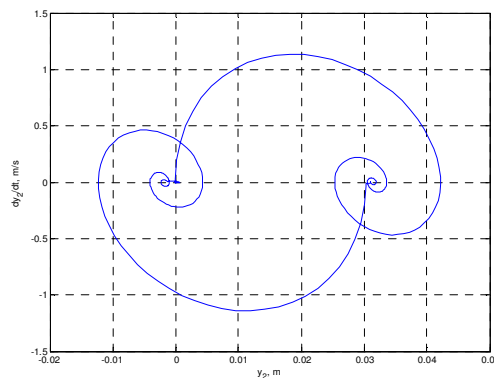
фиг. 5 Фазов портрет на вертикалното трептение на центъра на тежестта при преминаване по изпъкнала пътна неравност



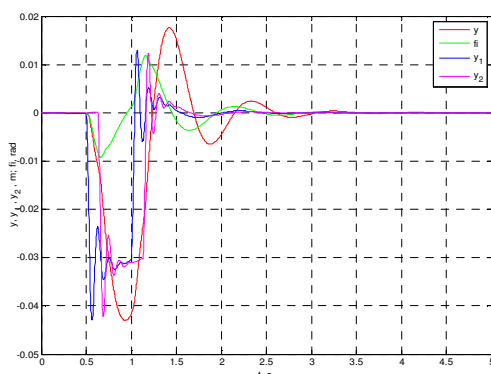
фиг.6 Фазов портрет на ъгловото трептение при преминаване по изпъкнала пътна неравност



фиг.7 Фазов портрет на вертикалното трептение на оста на предния мост при преминаване по изпъкнала пътна неравност



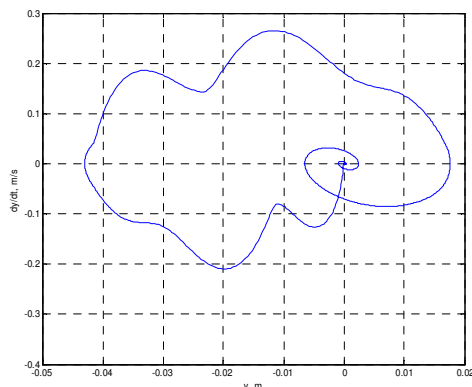
фиг. 8 Фазов портрет на вертикалното трептение на оста на задния мост при преминаване по изпъкнала пътна неравност



фиг. 9 Графики на трите линейни и едното ъглово трептения при преминаване по вдлъбната пътна неравност

В блока “Signal Builder” може да се въведе друг профил на изпъкналата пътна неравност с определени геометрични характеристики.

По аналогичен начин моделът може да се използва и за изследване на трептенията на двuosни транспортни средства при преминаването им през вдлъбнатини в пътната настилка с различен характер. Част от получените резултати се представени на фиг. 9 и 10.



фиг. 10 Фазов портрет на вертикалното трептение на центъра на тежестта при преминаване по вдлъбната пътна неравност

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Създаденият компютърен симулационен модел, може да се използва за изследване на трептенията на съществуващи и нови двuosни транспортни машини и при обучението на студенти.

Литература

1. **Амбарев К.** Принудени трептения на двuosни транспортни средства, породени от пътни неравности с хармоничен профил, Българско списание за инженерно проектиране, бр. XXXI, януари 2017 г.
2. **Генов Ю., Полихронов Г., Кралов И.** Трептения в транспортната техника. Технически университет - София, 2007.
3. **Николов В.** Симулационен модел на принудените трептения на механична система с четири степени на свобода. Научно списание “Механика на машините”, Технически университет - Варна, 2003, год. XI, кн. 5, бр. 49, стр. 126-129.
4. **Под ред. Г. В. Крейнина,** Кинематика, динамика и точност механизмов, Машиностроение, Москва, 1984.
5. **Севастакиев В., Живков В., Маринов Е.** Динамика и трептения на ДВГ, Техника, София, 1986.
6. www.mathworks.com

VIBRATIONS OF TWO-AXLE VEHICLES CAUSED BY SINGLE ROAD BUMPS

Krasimir AMBAREV

Department “Transport and Aviation Equipment and Technologies”,
 Technical University-Sofia, branch Plovdiv, Bulgaria
 e-mail: kambarev@tu-plovdiv.bg

Abstract: This paper describes the introduced mechanic-mathematical and simulation model of forced vibrations of two - axle vehicles, caused by single road bumps, reduction to a mechanical system with four stages of freedom. After deter-

mining some physical and geometrical parameters of the system, the analytical relationships of their kinematics and power parameters are obtained. Taking into account the low of profile of way, four differential equations of tree linear and one rotary motion is obtained. The system of four functions of accelerations, which is determined from theses differential equations, is calculated and numerically integrated twice to define the velocities, displacements and rotation angle. For this purpose a computation simulation model is designed with MATLAB and its toolbox SIMULINK. Some results of numerical experiment are given.

Keywords: dynamics, vibrations, vehicles, mathematical modeling and computer simulation.

СИМУЛАЦИОННО КОМПЮТЪРНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА КОФАТА НА ЧЕЛЕН ТОВАРАЧ ИЗПОЛЗВАН ПРИ ПРОИЗВОДСТВОТО НА БИОГАЗ С МОДУЛА “SOLID WORKS SIMULATION”

Иван МИНИН

катедра „Механизация на мините”, Минно-геоложки университет - София, България

E-mail: minin@dir.bg

Резюме: Показана е възможността чрез симулационно компютърно изследване на 3D-CAD модел и CAE - анализ да се получат стойностите и разпределението на деформациите, напреженията и коефициентът на сигурност върху модела на кофа на челен товарач използван при производството на биогаз. На тази база са прогнозирани вероятните механичните повреди и са предложени за извършване конструктивни и други промени с цел оптимизиране на механичното натоварване и повишаване на сигурността при работа на тази кофа

Ключови думи: товарач, кофа, компютърно изследване

При експлоатацията на челни товарачи в предприятията за биогаз, те биват оборудвани с кофи изработени от ламарина от неръждаема стомана. Това се дължи на фактът, че те се използват за товарене на развалени гниеци храни които отделят голямо количество въглероден диоксид, метан и амоняк [2] подлагащ на активна корозия металите.

Поради високата цена на неръждаемите ламарина обаче, производителите на тези кофи използват ламарина с минимална дебелина с цел намаляване на масата и цената им. Всичко това води до бързо излизане на тези кофи от експлоатация поради пукнатини по заваръчните шевове и на места с по- високи напрежения по ламарината от която са изработени.

В настоящата статия е в резултат изследване с което е направен опит да бъдат установени причините за честите аварии по кофата на челен товарач използван в предприятие за биогаз.

1. ТЕОРЕТИЧНА ПОСТАНОВКА

Определянето на големината и разпределението на деформациите и напреженията в конструктивните елементи от механични системи, размери и натоварване, представлява особено важна инженерна задача [1]. В много случаи нейното правилно решение може да подобри експлоатационната сигурност и времето на безаварийна работа на системата. В това изследване ще бъдат показани

възможностите за извършване на линеен структурен анализ на обект от механична система с компютърно приложение на метода на крайните елементи (FEM). Програмната реализация е на тридименсионната параметрична CAD-CAE система “Solid Works Simulation”.

Анализът позволява да се обобщи следното:

1. Съществуват предпоставки за провеждане на изследване с цел установяване на причините, които поражда механичните повреди в кофата на товарача.

2. Целесъобразно е изследването да се осъществи чрез CAE-CAD моделно изследване на действителния обект.

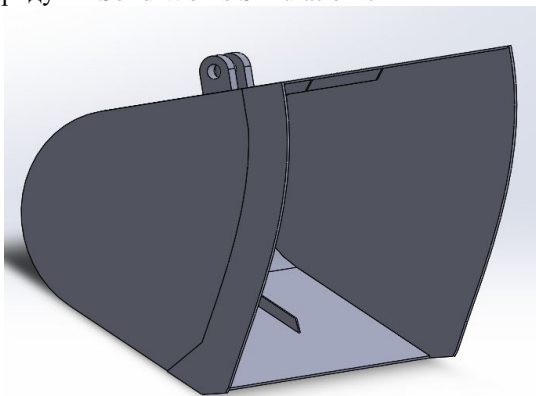
3. Обектът е компютърен параметричен 3D-CAD модел, а работните инструменти са CAE програмни приложения за инженерен анализ чрез програмата “Solid Works Simulation”.

4. Компютърното изследване може да бъде осъществено като линеен структурен анализ на деформационно - напреженовото състояние на обекта при адекватна картина на натоварване и ограничения на степените на свобода за най-тежките възможни работни режими.

Тук са анализирани, разгледаните вече предпоставки за успешно провеждане на компютърното изследване и ще бъдат посочени целите и задачите на изследователския процес, както и характерните особености на изследвания обект .

Симулационният анализ е извършен на базата на специално създаден тримерен модел (Фиг.1) на кофата на челен товарач със специализирания

софтуер Solid Works. Използван е метода на крайните елементи с помощта на програмният продукт "Solid Works Simulation".



фиг.1. Опростен компютърен модел на изследваната кофа

Крайна цел на това изследване е чрез инструментите на компютърното приложение на метода на крайните елементи (МКЕ) да се получи разпределението на деформациите и механичните напрежения във всички точки от обекта и чрез подходящ анализ, да се направят важни изводи относно възможностите за практическо подобряване на техникоексплоатационните параметри на системите от този тип.

Методиката на симулационното компютърно изследване се състои в провеждане на серия от компютърни симулации в среда на САЕ-програмата "Solid Works Simulation" при дефиниране на граничните условия и натоварване за уточнените работни режими на натоварване и концентрация на механични повреди на челюстните трошачки. Схематично съдържанието на разглежданата методика може да бъде представено така:

□ Избор на обект и създаване на тримерен САЕ-модел;

□ Избор на програмната система за САЕ – анализ, коректно дефиниране на граничните условия (степените на свобода) и натоварването и получаване на графичните и числени резултати, които характеризират деформационно-напреженовото състояние на изследвания обект;

□ Анализ на резултатите с оглед на разпределението на екстремните стойности на

напреженията, коефициента на сигурност (FOS), геометрията и топологията на детайлите, физикомеханичните параметри на използваните материали, параметрите на работните режими и др.

Анализът на резултатите е извършен в следните две направления:

- Относно напреженията, резултатите са изведени чрез еквивалентното напрежение съгласно von Mises, което се изразяват чрез трите главни напрежения по формулата:

$$\sigma_{VonMises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (1)$$

където $\sigma_{VonMises}$ е еквивалентното напрежение (stress) по Von Mises; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – първо, второ и трето главни напрежения.

Относно фактора на сигурност (Factor of safety) (FOS), този критерий се базира на теорията на Mises – Henky, според, която FOS представлява отношение между големината на допустимото напрежение съответстващо на границата на еластичност - σ_{limit} и тази на еквивалентното напрежение σ_{Von} по Von Mises ($\sigma_{limit} \geq \sigma_{Von}$). От това следва:

$$FOS = \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_{Von}} \geq 1 \quad (2)$$

2. АНАЛИТИЧНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СИЛИТЕ ДЕЙСТВАЩИ НА КОФАТА НА ТОВАРАЧА

С тази изчислителна методика е извършено аналитично определяне на параметрите на механичното натоварване на кофата на товарач марка Liu Gong 842III за най- неблагоприятни и тежки условия на работа по отношение на механичното натоварване, което понасят елементите и. Чрез това изчисление са получени и стойностите на възможните най-големи механични натоварвания, които възникват в процеса на работа.

Като фиксирана повърхност са зададени тези части от кофата които лагеруват съответно в ръката и хидравличния цилиндър за завъртането и. Максималната сила на действаща върху нея е изчислена на 120 kN по следния начин:

В процеса на напълване на кофата с материал върху предния режещ ръб на кофата действат следните сили:

а) P_1 - тангенциална сила, насочена по допирателната към траекторията на движение на предния режещ ръб на кофата, N.

Тя се пресмята по формулата:

$$P_1 = k_F \cdot b \cdot \delta \quad (3)$$

където k_F е специфично съпротивление на изкопавания материал.

Приема се, че $k_F = 0,01 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, което отговаря на мека влажна и рохкава материя без твърди включения.

- $b = 2,5 \text{ m}$ - широчина на кофата на товарача;

- $\delta = 1 \text{ m}$ - дебелина на срязваната стружка.

б) P_3 - нормална сила (реакция на забоя), N.

Пресмята се по формулата:

$$P_3 = \psi \cdot P_1 \quad (4)$$

където ψ е коефициент, отчитащ съотношението между нормалната и тангенциална сила. Намира се в интервала - $\psi = 0,2 \div 0,5$.

Избира се $\psi = 0,5$, защото товарачът копае лепкав материал.

При хидравличните багери и челните товарачи, ъгълът на рязане е в диапазона $30^\circ \div 40^\circ$ и като се отчете този ъгъл при пресмятане на тангенциалната сила можем да използваме формулата:

$$P_1' = k_F \cdot k_0 \cdot b \cdot \delta \quad (5)$$

където k_0 е корекционен коефициент, отчитащ ъгълът на рязане. Стойностите му са в диапазона $k_0 = 0,7 \div 0,8$, така че се приема:

$$P_1' = k_F \cdot k_0 \cdot b \cdot \delta = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,75 \cdot 2,5 \cdot 1 \approx 18 \text{ kN}$$

$$P_3 = \psi \cdot P_1' = 0,2 \cdot 18 = 3,6 \text{ kN}$$

Нормалната реакция на забоя P_3 създава сила на триене, приложена в същата точка и действаща в обратна посока срещу движението на товарача.

С отчитането и пълното тангенциално съпротивление е:

$$P_1 = P_1' + P_3 \cdot f = 18 + 3,6 \cdot 0,25 \approx 19 \text{ kN}$$

където $f = 0,2 \div 0,25$ е коефициент на триене на кофата и масива.

Това е силата действаща на предния режещ ръб на кофата при нормална работа. Но при експлоатация на кофата има и друг по-натоварен случай при който, силата е многократно по-голяма. Това се получава при влачене дъното на кофата по циментовия под и запъване на един от страничните ръбове в бетонни издатъци на работната площадка. Тази сила може да бъде достигната от челният товарач в зависимост от максималната мощност на връзване чрез ходовия си механизъм.

Тази сила може да бъде изчислена по следната формула:

$$P = 3600 \frac{N_{ДВ} \cdot \eta_T}{v}, N \quad (6)$$

където $N_{ДВ} = 137 \text{ kW}$ е мощността на двигателя;

- $v = 3,3 \text{ km/h}$ - скоростта на машината при връзване в материала;

- $\eta_T = 0,72 \div 0,82$ - КПД на трансмисията на товарача.

Следователно след заместване се получава:

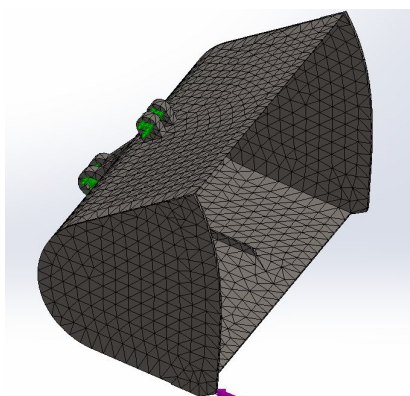
$$P = 3600 \frac{137,0,8}{3,3} = 119563 \text{ N} \approx 120 \text{ kN}$$

Това е максималната сила която товарачът може да преодолее и чиято стойност също е използвана в симулационното компютърно изследване на кофата на машината.

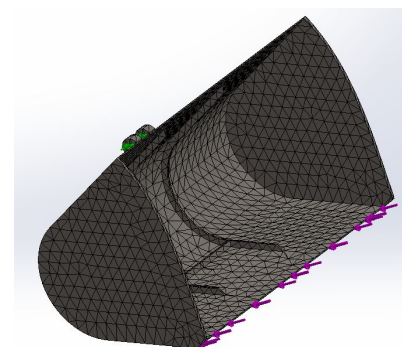
3. РЕЗУЛТАТИ ОТ ИЗСЛЕДВАНЕТО

Замрежването (дискретизацията) на модела е една от най-важните стъпки от изследването. Големият брой елементи предполага по-висока точност на резултатите, но също така увеличава продължителността на изчислителния процес. Обратно – при малък брой крайни елементи изчислителното време намалява, но това е предпоставка за грешки при построяването на мрежата и по-неточни резултати.

На фиг.2 е показан моделът на кофата след дискретизацията със фиксирани повърхнини и ограничения на кофата на товарача в случай на максимална сила от 120kN, а на фиг.3 в случай на нормална работа.

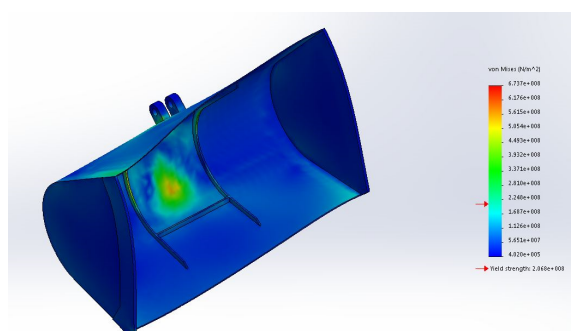


фиг.2. Дискретизация на модела със сили и ограничения в по-тежкия случай



фиг.3. Дискретизация на модела със сили и ограничения при нормална работа

На фиг.4 е показано разпределението на еквивалентни напрежения в този възел при натоварване на страничния режещ ръб от 120kN.

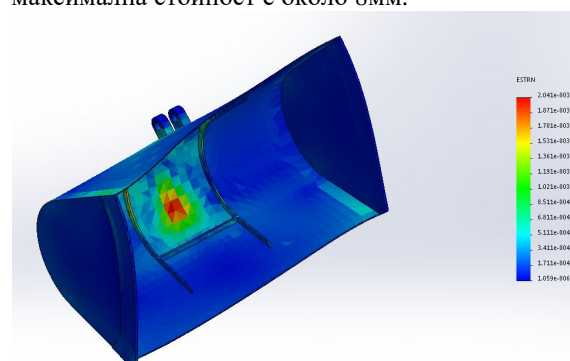


фиг.4. Разпределението на еквивалентни напрежения в по-тежкия случай

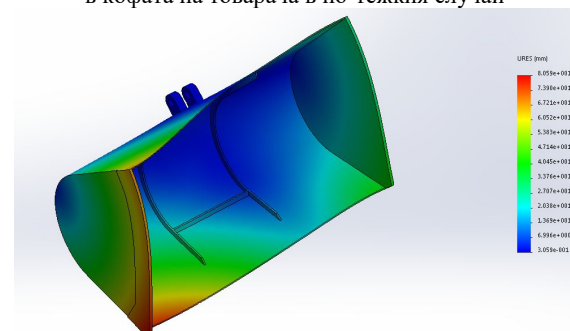
Зоната с най- голямо напрежение се намира на дъното на кофата между шарнирните връзки с

ръката и хидравличния цилиндър за завъртането и. Стойността на това напрежение е 673MPa.

На фиг.5 са показани относителните премествания във възела кофа, а на Фиг.6 деформациите в натурални единици чиято максимална стойност е около 8мм.

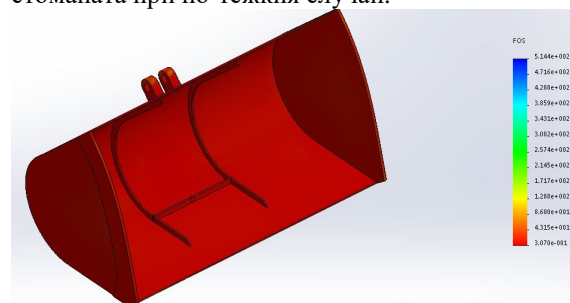


фиг.5. Разпределение на относителните премествания в кофата на товарача в по-тежкия случай



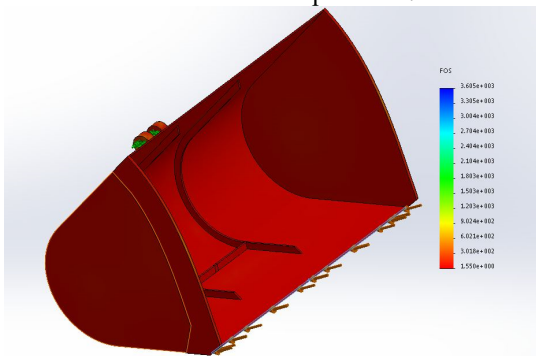
фиг.6. Разпределение на деформациите в кофата на товарача в по-тежкия случай

На фиг.7 е показано разпределението на факторът на сигурност на разрушаване на стоманата при по-тежкия случай.



фиг.7. Разпределение на факторът на сигурност на разрушаване на стоманата със минимална стойност FOS=0,3 при по-тежкия случай на натоварване

На фиг.8 е показано разпределението на факторът на сигурност на разрушаване на стоманата в случай на нормална работа на кофата, като минималните стойности са на същото място - в зоната на най-големи напрежения.



фиг.8. Разпределение на факторът на сигурност на разрушаване на стоманата със минимална стойност FOS=1,5 при нормална работа

4. ИЗВОДИ

1. Минималната стойност на факторът на сигурност е $0,3 < 1$ в по-тежкия случай на натоварване, води до разрушаване на материала от който е изработена кофата (пукнатини) в зоните на максимални напрежения което е не допустимо. Това може да бъде видяно на Фиг.9, където е показана снимка на пукната кофа на товарача.



фиг.9. Пукнатини в кофата на товарача

2. В случай на нормална работа минималната стойност на факторът на сигурност е 1,5, която стойност в практиката когато е по-малка от 3 се приеме за ниска.

3. На база на резултатите се препоръча изработването на тези кофи да се правят от ламарина с дебелина не по-малка от 20мм (в момента са от 8мм), както и поставянето на усиляващи планки в зоната с най- големи напрежения – между шарнирите за захващане на ръката и хидравличния цилиндър за завъртане на кофата.

Литература

1. Дамянов Ц., “Компютърно моделиране на механични системи“, Издателство МГУ, 2009г.
2. Hristova T., “Measures for restricting corrosion of a motor drive subjected to atmospheric corrosion in the plant for wastewater treatment“, 7th International Multidisciplinary Symposium - SIMPRO 2016, UNIVERSITARIA SIMPRO, PETROȘANI, 2016.

COMPUTER SIMULATION RESEARCH ON THE BUCKET OF FRONT LOADER USED IN BIOGAS PRODUCTION WITH THE MODULE "SOLID WORKS SIMULATION"

Ivan MININ

¹Department “Mechanization of mines”, University of mining and geology “St. Ivan Rilski” – Sofia, Bulgaria
e-mail: minin@dir.bg

Abstract: Through a computer simulation study of 3D-CAD model and CAE-analysis is illustrated the possibility of obtaining the values and the distribution of deformation, tension and safety coefficient on the model of a front loader bucket used in biogas production. The possible mechanical damages are predicted on this basis and it is offered the performance of some structural and other changes in order to optimize the mechanical load and to increase the safety of the bucket operation.

Keywords: loader, bucket, computer research

ПОДХОД ЗА АВТОМАТИЧНО СЪГЛАСУВАНЕ НА ГЕОМЕТРИЧНИ ПАРАМЕТРИ В CAD МОДЕЛ

Петър ГОРАНОВ¹ Елена ТОДОРОВА² Десислава ГЕОРГИЕВА³

¹катедра ОТСК Технически университет - София, България
e-mail: pygor@tu-sofia.bg

²катедра ОТСК, Технически университет - София, България
e-mail: etodorova@tu-sofia.bg

³катедра ОТСК, Технически университет - София, България
e-mail: desyst@abv.bg

Резюме: Съгласуването на геометричните параметри е важно условие за правилното функциониране на механично изделие. Съвременните CAD системи предлагат средства за автоматично съгласуване на параметри, но те имат редица недостатъци, които в зависимост от избрания подход са свързани с потенциални проблеми или значителна предварителна техническа работа. В настоящата работа се предлага подход за съгласуване на геометрични параметри, който е основан на автоматично прехвърляне на резултатите от концептуалния етап от процеса на конструиране в CAD модела. Разширената структурна схема се разглежда като абстрактен модел на изделието, който може да съдържа резултатите от концептуалното конструиране. В разглеждания случай структурната схема се натоварва с информация, свързана с изискванията към геометричните параметри. Тези изисквания автоматично се прехвърлят в CAD модела посредством предварително дефинирани съответствия между концептуалните дефиниции и дефинициите в геометричния модел.

Ключови думи: разширена структурна схема, CAD модел, съгласуване на геометрични параметри

1. УВОД

Окончателното геометрично оформяне на сглобена единица включва съгласуване на геометричните параметри на нейните компоненти. Съгласуването на параметрите е свързано с осигуряване и поддържане на състоятелността и вътрешната непротиворечивост на геометричния модел. По този начин се гарантира сглобяването и правилното функциониране на изделието.

Съвременните CAD системи предлагат различни начини за автоматично съгласуване на геометричните параметри. Тук може да се посочат следните основни средства [4]:

- проектиране на геометрични елементи от примерния модел в двумерна скица;
- свързване на геометричните параметри с математически изрази.

В рамките на сглобена единица, елементи от геометричното описание на един детайл може да се проектират в скица, която служи за дефиниране геометрията на друг детайл. Резултатът е еднопосочна асоциативност между двата детайла – промяна на геометрията на първия детайл води до съответна промяна в геометрията на втория

детайл. По този начин от една страна се улеснява създаването на геометричния модел понеже повторно се използва налична геометрия, а от друга се осигурява съгласуването на геометричните параметри. Недостатък на този начин на работа е създаването на множество връзки между геометричните модели на отделните детайли. Това може да предизвика проблеми при по-значителни модификации на конструкцията. Затруднения има и в случаите, когато един и същ детайл се използва в различни сглобени единици.

CAD системите позволяват да се налагат връзки между стойностите на параметри на един или няколко геометрични модели под формата на математически изрази. По този начин в модел на сглобена единица може да се въведат необходимите функционални връзки между геометричните параметри. Като недостатък може да се посочи необходимостта от дефиниране на голям брой зависимости, което от своя страна е свързано със значителен обем допълнителна техническа работа.

Тук се предлага подход за автоматично съгласуване на геометрични параметри, основан

на интегриране на резултатите от концептуалното конструиране в CAD модела.

2.ЛИТЕРАТУРЕН ОБЗОР

В [3] се разглежда съгласуването на функционалните изисквания по време на процеса на конструиране в рамките на дистрибутиран колектив. Предлага се решение, което позволява да се открият зависимостите в спецификацията на продукта и улеснява откриването и отстраняването на противоречията по време на първоначалното конструиране и при последващи модификации. Предложената система само управлява съгласуването на параметрите посредством инициране на процес за тяхната координация.

Като се обръща внимание, че съвременните CAD системи не поддържат в достатъчна степен ранните етапи от процеса на разработване на изделието, в [2] се предлага прототип на система за автоматизация на концептуалното конструиране. В работата се предлага обектно-ориентиран модел, който има потенциал да обхване различните етапи от процеса на конструиране, но изследването включва само разработването на конструктивните параметри и структурата на продукта.

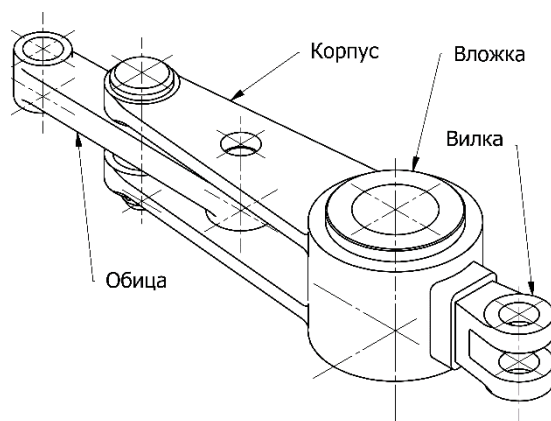
В [1] се разглеждат проблеми, свързани с интегриране на структурата и 3D модела на сглобена единица. Намерението е създаване на общо геометрично описание, което включва резултатите от концептуалния етап на процеса на конструиране. Като основа за интегриране на различните описания на изделието се предлага използването на структурната схема. Структурната схема се натоварва с допълнителна информация, която включва схемите на базиране на детайлите. Това позволява автоматично генериране скелетите на детайлите и CAD модела на сглобената единица.

3.ПОДХОД ЗА АВТОМАТИЧНО СЪГЛАСУВАНЕ НА ГЕОМЕТРИЧНИ ПАРАМЕТРИ

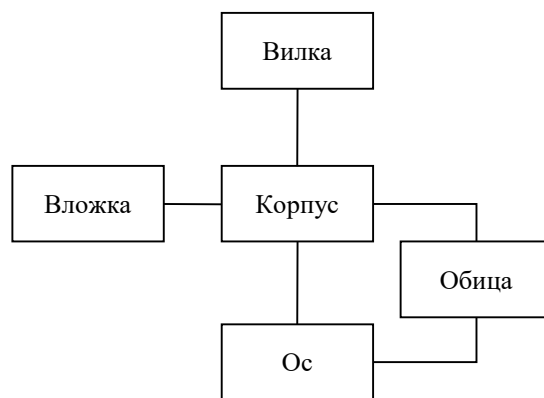
3.1.Несъвършенства на CAD модела

CAD моделът на сглобена единица се създава посредством налагане на геометрични

ограничения за позициониране. Наложените геометрични ограничения създават връзки между компонентите. Посредством проследяване на посочените връзки би могло да се дефинират правила за съгласуване на геометричните параметри. Важно условие за това е поставените геометрични ограничения да съответстват на действителните механични връзки в изделието.

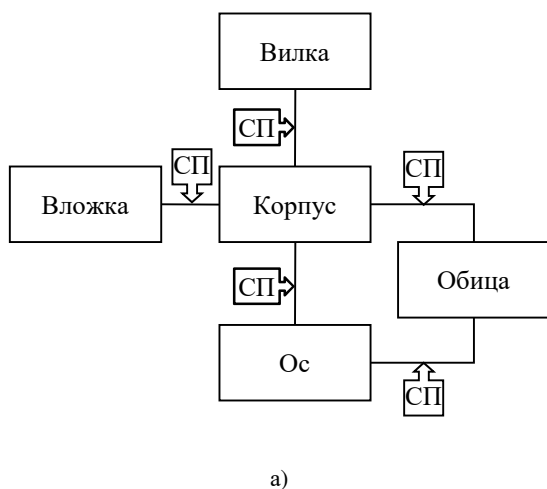


а)

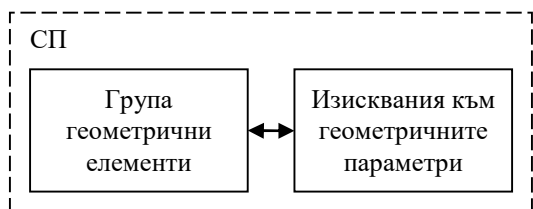


б)

фиг.1 Примерна сглобена единица „Тяга“ а) и нейната структурна схема б)



а)



б)

фиг.2 Разширена структурна схема, натоварена с изисквания към геометричните параметри

Трябва да се посочи, че по различни причини в редица случаи в CAD модел на сглобена единица се налагат ограничения, които не съответстват на реалните връзки в изделието. Така силно се ограничава възможността формално да се установяват изисквания върху стойностите на свързани геометрични параметри.

3.2.Разширена структурна схема

В [4] се дефинира понятието „разширена структурна схема“. Разширената структурна схема съдържа всички компоненти на изделието и връзките между тях. Структурната схема представлява абстрактно описание и съответно дефинираните връзки са абстрактни, но те съответстват на реалните механични връзки в сглобената единица.

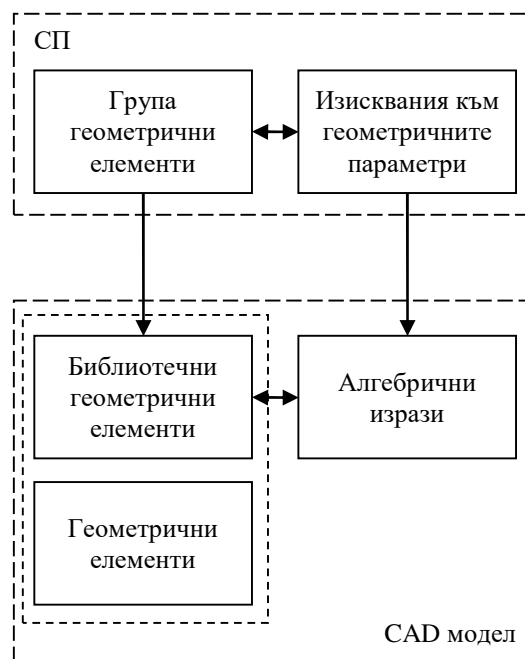
На фиг.1б е построена структурната схема на примерна сглобена единица „Тяга“ (фиг.1а). Понеже структурната схема описва изделието на високо ниво на абстракция, компонентите са представени посредством наименованията си, а връзките между тях се дефинират чрез линии.

Дефинирането на реалните връзки между компонентите на високо ниво на абстракция има следните предимства:

- може да се натоварят с допълнителна конструктивна информация, отразяваща реални изисквания;
- връзките и допълнителната информация, свързана с тях, са налични на всички етапи от процеса на конструиране.

3.3.Подход за автоматично съгласуване на геометрични параметри в CAD

Подходът за автоматично съгласуване на геометрични параметри се основава на съответствието между разширената структурна схема и CAD модела на сглобена единица. Както



фиг.3 Подход за автоматично съгласуване на геометрични параметри в CAD

беше посочено по-горе връзките, дефинирани в схемата, може да се натоварят с допълнителна информация, която съдържа функционалните изисквания към геометричните параметри – фиг.2а. Тези изисквания може да се разделят на две групи (фиг.2б):

- уточняване на геометричната форма на повърхнините на детайлите, които образуват съединение;
- необходими зависимости между геометричните параметри, които осигуряват функционалността на съединението.

Двете групи изисквания се разработват по време на етапа на концептуално конструиране, поради което са налични и може да се добавят в описанието на структурната схема. По време на геометричното оформяне те може автоматично да се прехвърлят в CAD моделите на детайлите и сглобената единица. Това е илюстрирано на фиг.3:

- всяка от групите повърхнини на детайл, които влизат в състава на съединение, може да се свърже с предварително дефинирани библиотечни геометрични елементи;
- изискванията към геометричните параметри може да се представят като алгебрични

изрази, свързващи размери на съответните повърхнини.

4.ИЗВОДИ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлага се подход за съгласуване на геометрични параметри в CAD. Високото ниво на автоматизация се постига посредством предварително дефинирано съответствие между дефинициите в концептуалния модел (разширената структурна схема) и геометричния модел (CAD модела).

Литература

1. Тодорова Е., Горанов П., Стоев А., Относно проблема за интегриране на структурата и 3D модела на механична сглобена единица, МАШИНОСТРОЕНЕ &електротехника, 2005, г.54, бр.9, стр.69-72.
2. Cao D., Fu M., A Knowledge-Based Prototype System to Support Product Conceptual Design, Computer-Aided Design and Applications, 2011, vol.8, issue 1, p.129-147.
3. Ouertani M., Gzara L., Tracking product specification dependencies in collaborative design for conflict management, Computer-Aided Design 2008, vol.40, p.828–837.
4. [http:// help.autodesk.com/ view/ INVENTOR/2017/ ENU/](http://help.autodesk.com/view/INVENTOR/2017/ENU/)

APPROACH FOR AUTOMATIC COORDINATION OF GEOMETRICAL PARAMETERS IN CAD MODELS

Petar GORANOV¹ Elena TODOROVA² Desislava GEORGIEVA³

¹Faculty of Mechanical Engineering - Technical University of Sofia, Bulgaria
e-mail: pvgor@tu-sofia.bg

²Faculty of Mechanical Engineering - Technical University of Sofia, Bulgaria
e-mail: etodorova@tu-sofia.bg

³Faculty of Mechanical Engineering - Technical University of Sofia, Bulgaria
e-mail: desyst@abv.bg

Abstract: Coordination of geometric parameters is essential for the proper functioning of a mechanical product. Modern CAD systems offer a means for automatic adjustment of parameters, but they have a number of disadvantages which, depending on the chosen approach are related to potential problems or significant preliminary technical work. This work proposes an approach to coordinate geometrical parameters, which is based on the automatic transfer of results from the conceptual stage of the design process in the CAD model. Extended structural scheme is seen as an abstract model of the product, which can contain the results of conceptual design. In the case the structural scheme is loaded with information related to the requirements for geometric parameters. These requirements are automatically transferred to the CAD model through predefined mappings between the conceptual definitions and the definitions in the geometric model.

Keywords: extended structural scheme, CAD model, coordination of geometrical parameters

СИВАТА РЕАЛНОСТ И РОЗОВОТО БЪДЕЩЕ ЗА АВТОМОБИЛНИТЕ НАВИГАЦИОННИ УСТРОЙСТВА

Рада ВЪЛЧЕВА

Катедра „Машинни елементи и неметални конструкции“, Технически университет – София, България
e-mail: rvaltcheva@tu-sofia.bg

Резюме: В първата част от статията се разглеждат предизвикателствата в автомобилните навигационни устройства както в днешно време, така и в бъдещето. Във втората част от статията накратко е представено изследване и резултатите от него върху три навигационни устройства. Целта на изследването бе да се направи оценка на ползваемостта и емоционалното потребителско преживяване по време на взаимодействието на участниците с устройството в реалната среда, т.е. на пътя (в градски и извънградски условия). Изходната хипотеза бе, че в множество ситуации интерфейсът „изнервя“ потребителя. Тя бе потвърдена в сравнително голяма степен.

Ключови думи: автомобилна навигация, автономни автомобили, интерфейс-дизайн, ползваемост, потребителско преживяване, емоция

Няма как да се изчисли точния брой автомобили в световен мащаб, но със сигурност може да се твърди, че с всеки изминал ден количеството нараства лавинообразно. Според онлайн-списанието *Ward's Auto* през 2010 г. са се движели около 1 милиард превозни средства, което включва автобуси, леки и товарни автомобили, но изключва селскостопанската и строителната техника, както и офроуд-автомобилите (вж. [1]). Към днешна дата се говори за над 1,2 милиарда, а прогнозите сочат, че до 2035 г. превозните средства ще нараснат до 2 милиарда, а през 2050 г. те ще бъдат около или над 2,5 милиарда (вж. [2]). Каквото и да е точното число, става дума за един огромен автомобилен парк. Трябва да се има предвид, че 95% от всички превозни средства са леките автомобили, което прави пазара на автомобилните навигационни устройства достатъчно голям, за да му се обърне много сериозно внимание. Както всеки пазар, и този се нуждае от иновации, които до голяма степен се влияят от нововъведенията при автомобилите, състоянието и развитието на пътната мрежа, техническия и технологичния прогрес и промените в начина на живот на потребителите.

Нека първо поговорим за бъдещето. Хибридите или изцяло електрическите автомобили са вече реалност. Множество автомобилни производители работят върху автомобили с драйвър-асистънс (на англ. *Advanced Driver Assistance Systems – ADAS*), при които управлението се поема частично от автомобила, за да се предотвратят колизии. Примери за драй-

вър-асистънс са автоматичните спирачки, придържането в правилната лента, автоматичното паркиране, системата за разпознаване на пътните знаци и т.н. Следващото ниво на автоматизация са напълно автономните автомобили, които изпълняват същата функция като традиционната кола, а именно достигане от точка А до точка Б, с разликата, че са със самоуправление. Те улавят заобикалящата ги среда чрез допълнителни устройства (сензори, лазерни и GPS-устройства, компютърно зрение, радар, технология Lidar и др.), посредством които навигират самостоятелно и без човешка намеса. Тук функцията на навигацията, разговорно *GPS-навигация*, става по-интересна. Със сигурност не може да се говори за самостоятелно навигационно устройство. То трябва да е обвързано с бордовия компютър и управлението, а и да е в непрекъсната връзка с други себеподобни на пътя. Автомобилната навигация в автономен автомобил би имала съвсем различна структура на менюто – освен от началната и крайната точка, шофьорът не би се интересувал от друго. По време на пътуването картата няма смисъл да е заредена непрекъснато на дисплея. Автомобилът си знае пътя. Това ще доведе до съвсем различни възможности за шофьора и за вариантите за запълване на времето на пътуването. Дали ще го използва за почивка, или бизнес – всичко ще е възможно. В интервю Гордън Вагенер (Gorden Wagener), главен дизайнер на *Daimler AG*, нарича автомобила на бъдещето “Third Place” („третото място“) след

“Home” („дома“) и “Office” („офиса“) (вж. [3]). В друго интервю за *carIT* от октомври 2015 г. той прогнозира, че дигиталната техника ще нараства в автомобилите и че до 2025 г. промените в автомобилите ще са повече от настъпилите промени през вече изминалите 50 години. Автономното шофиране би разрешило да се използват всевъзможните функции, услуги и приложения с всичките им предимства. Според Вагнер тъч-падът ще присъства в автомобила – дали вграден в средната конзола, или в кормилото. Също така и управлението на устройства с гласови команди ще функционира нормално дори тогава, когато е пуснато радиото или когато пътуващите в колата водят разговор, телефонират или гледат телевизия. Не само онлайн магазините стават по-умни, колкото по-често биват използвани. Същото може да се твърди и за автомобилите на бъдещето. Алгоритми могат да прогнозират, когато регистрират, анализират и запамятят конкретно потребителско поведение. Така например може да има връзка между календара с ангажиментите за деня и настоящата пътна обстановка или пък автомобилът да остави пасажера пред входа на мола, блока или хотела и сам да си потърси паркоместото. Всички тези възможности могат да доведат до непозната за момента силна връзка между автомобил и шофьор. Всичко това вече е разработено и се тества в лабораториите в Си-

ликоновата долина, твърди Вагнер. (вж. [4])

Добавената реалност (на англ. *augmented reality – AR*) вече е факт и се прилага например в образованието, рекламата, видео-игрите, приложенията за смартфон (напр. нашумялата игра *Pokémon GO*), медицината и не на последно място в навигацията. Тя може да увеличи ефективността на навигационните устройства. Тази технология се развива непрекъснато и ще позволява да се наслаждава информация върху физическия свят по безпроблемен начин. Предимството на добавената реалност е, че потребителят възприема виртуални и реални обекти като съвместно съществуващи в едно и също пространство. Информацията може да се проектира чрез изскачащи графики като стрелки или имена на улици на предното стъкло на автомобила или върху дисплей, като по този начин показва посоката на движение директно върху пътя пред движещия се автомобил. Пример, разработен от Mercedes-Benz, е показан на фиг. 1. Също така може да се следи и друга допълнителна информация за пътна обстановка, трафика или прогнозата за времето, както и да постъпват предупреждения за възможни рискове по пътя. Важно е да се има предвид, че прекомерното затрупване с добавена реалност върху предното стъкло, може да доведе до разсейване на шофьора. Поради тази причина за предпочитане е използването на



фиг. 1 Разработка на Mercedes-Benz (вж. [5])



фиг. 2 Разработка на Mercedes-Benz (вж. [6])

дисплеи и дори разделяне на информацията, която получава шофьорът и тази на спътника му, който може да следи за предстоящи *Points of interest* – *POI* или да гледа филм (напр. *Mercedes-Benz Splitview technology* – [6], показана на Фиг. 2).

Промените, които предстоят, ще бъдат възприети много по-лесно от т. нар. *деца на дигиталната ера*, изначално дигиталните (*digital natives*), за разлика от *дигиталните имигранти* (*digital immigrants*). *Изначално дигиталните* са хората, които са се родили във вече дигиталния свят. Джон Палфри и Урс Гейсър (*John Palfrey, Urs Gasser*) поставят началната границата през 1980 г. Това е първата генерация, която се е родила и израсла с дигиталната техника – компютърните игри, имейлите, интернетът, смартфоните и др. вече са били неразделна част от живота им. Непрекъснатите взаимоотношения с тях са довели до друг вид мислене и различен начин за обработка на информацията. *Изначално дигиталните* имат голямо доверие в техниката и в много ситуации доброволно се оставят на грижите ѝ. Въпреки това трябва да им е ясно, че техниката има своите граници и човекът трябва да е в готовност да се намеси при необходимост. За *дигиталните имигранти* – хората, родени главно преди 1970 г. – ще е далеч по-трудно да оставят контрола на машина. Трябва да се има предвид, че именно автономните коли ще предостави безопасност

на *дигиталните имигранти*, които с времето ще стават все по-несигурни в движението. (вж. [7])

След погледа в бъдещето да се върнем към настоящето и проблемите на автомобилните навигации днес. От какво се нуждае потребителят днес? Аз например държа винаги навигация в жабката и я използвам главно, когато ми се налага да пътувам в непознат район или използвам *Google maps Traffic* в града, за да се ориентирам къде има по-малко задръстване и да се придвижа по-бързо. За да разбере, какво е необходимо на потребителя спрямо автомобилните навигации, направих редица изследвания в статична и динамична среда. Резултатите за направеното проучване в статична среда са публикувани в моя статия в *Българско списание за инженерно проектиране* (№ 30, октомври 2016 г., с. 33–41) със заглавие „You have reached your destination. Емоционалното въздействие на интерфейс-дизайна на автомобилната навигация върху потребителя“. Провеждането на тестове в динамична среда се оказва далеч по-сложно. Поради непрекъснатото сменящата се пътна обстановка беше трудно събирането на информацията. Методите, на които се спрях за оценка на потребителското удовлетворение или разочарование в динамична среда, са:

- Мисли на глас:

При тази техника потребителят коментира действията си по време на изпълняване на поставената задача. Могат да бъдат задавани и

въпроси. Важно е потребителят да не престава да говори.

- Разговор впоследствие:

Невинаги е подходящо потребителят да говори по време на изпълняването на задачата. В такива случаи се правят записки и след завършването на задачата се задават въпроси.

- Въпросници:

Необходими са добри познания за съставянето на различни качествени въпросници. Съществува опасността от задаване на въпроси така, че да предполагат определен отговор. Въпросникът се съставя предварително и може да включва открити въпроси (без предварително формулирани отговори, при които се отговаря в свободна форма), закрити въпроси (възможните отговори са предварително формулирани), въпроси с отговор *да* или *не*, оценъчни въпроси (отговорът е скалиран в номинална скала, рангова скала, интервална скала и др.).

Анкетирането не бе проведено в „сериозна, строго официална“ среда. Стрелях се да е като диалог, за да получа възможно най-много и ценна информация. Техниката, която използвах, беше комбинация от гореизброените възможности. Стрелях се да подтиквам участниците да споделят през цялото време (= *Мисли на глас*), задължително имаше разговор след теста за уточняващи въпроси (= *Разговор впоследствие*) и имах подготвен въпросник, който попълних съвместно с участниците (= *Въпросници*).

Според нивото на запознатост с интерфейса и проблематиката участниците могат да бъдат:

- Новак:

Напълно незапознат потребител. Новаците се страхуват да не изглеждат глупави. Страх ги е от неизвестното. Нетърпеливи са при изучаването на интерфейса.

- Напреднал:

Той няма страх от неуспех и е склонен към експериментиране и използване на различни функции. Напредналият потребител започва да създава ментални модели и да изпълнява по-сложни задачи.

- Компетентен:

Този тип потребител се различава от напредналия по това, че е способен да диагности-

цира прости проблеми и може да извърши серия от по-сложни задачи.

- Експерт:

Това е най-малката група потребители. Експертът изпълнява повече и по-комплексни задачи и може да диагностицира сложни проблеми. Експертите могат да допринесат с ценна информация и гледна точка относно продукта и потребителите. Въпреки това трябва да се има предвид, че квалифицираните експерти са рядкост. Под въпрос е и доколко експертнобазираната оценка е ефективна. Проучвания сочат, че има вероятност експертът да пропусне сериозен проблем в дизайна на интерфейса, тъй като неговата оценка ще е много ограничена. Поради дългогодишния опит с дадено продуктово семейство той може да има създадени „навици“, които да са пречка за иновативни идеи. Експертът може да не е запознат с потребителя и какво трябва да постигне той с продукта.

Хората, участващи в тестовите, трябва да отговарят на потребителския профил. По-ползено е да се събира информация от потребители, които не са експерти. Най-подходящи са групите „новак“ и „напреднал“.

ИНФОРМАЦИЯ ЗА ПРОВЕДЕНОТО ИЗСЛЕДВАНЕ В ДИНАМИЧНА СРЕДА

Трите навигации, които бяха част от изследването, са от един клас – TomTom Go 610, Garmin nüvi® 3597LMT и Becker Active 6 LMU Plus. С оглед на политиката, свързана с използването на фирмените имена на продуктите, в тази статия ги наричам „Устройство 1“, „Устройство 2“ и „Устройство 3“, като тази номерация не отговаря на реда, в който съм ги посочила в предходното изречение. Анкетирани бяха 10 потребители. Всички са във възрастовата група от 25 до 65 години. 7 от тях използват редовно навигационно устройство, т.е. спадат към групата на напредналите, а останалите трима са по-скоро начинаещи. Един от анкетираниите шофира без очила, но при чете се нуждае от очила. Двама от анкетираниите носят постоянно очила. Данните от тези анкетирани участници са много важни, защото те показваха

някои сериозни недостатъци на използваните устройства.

Динамичният експеримент включва изследване на потребителското поведение в реална среда при градски и извънградски условия. По време на провеждане на анкетата бяха наблюдавани потребителите и реакциите им при промяна на графиките на дисплея – например при предстояща промяна на посоката, промяна на ограничението на скоростта и др.

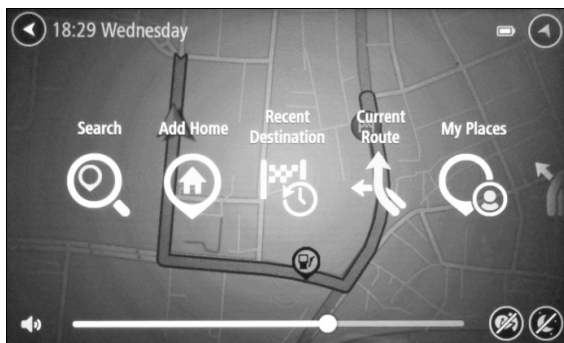
Изискване при избора на маршрут в градска среда бе той да включва следните пътни ситуации – светофари, кръстовища, радары, булеварди, малки/квартални улици, кръгови движения и др. За извънградска среда изискванията бяха следните – магистрала (качване и слизане от нея), междуградски пътища, тунел (влизане в тъмно), детелина и др.

След приключване на тестовете мога да направя следните заключения относно графичния интерфейс на устройствата:

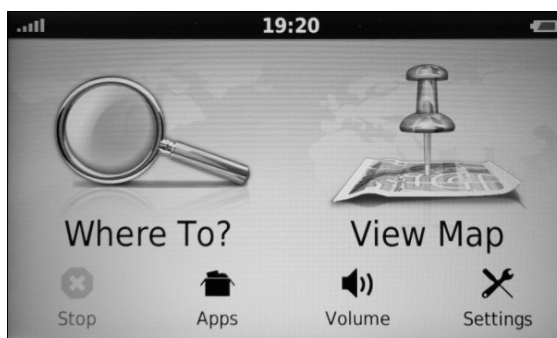
- Общи впечатления:

И трите навигации предлагат идентични основни и допълнителни функции. Това, което ги различава една от друга, е графичният дизайн и организацията на менютата. Най-потребителски ориентирани са интерфейсите на „Устройство 1“ и „Устройство 2“ (фиг. 3, 4), което се вижда още при самото включване в стартовото меню. „Устройство 3“ е претрупано с много излишна информация (фиг. 5).

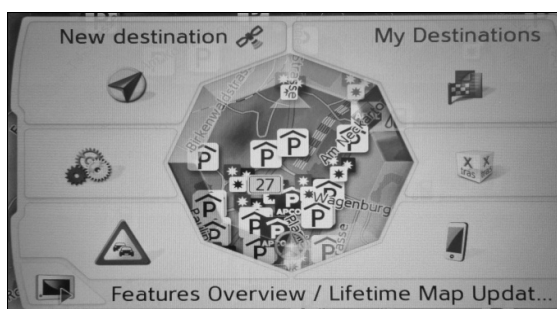
По време на шофиране дисплеят на „Устройство 1“ рефлектира светлината, което в комбинация с нисък контраст прави трудно разчитането на информацията.



фиг. 3 Устройство 1

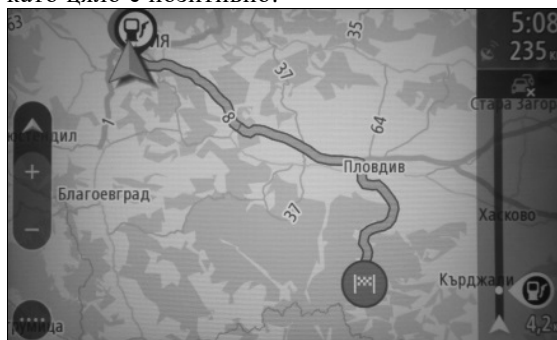


фиг. 4 Устройство 2



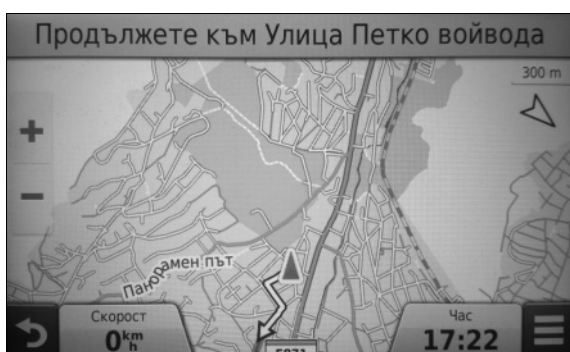
фиг. 5 Устройство 3

Въпреки това допадна на потребителите с лентата вдясно на екрана, която показва ключови събития по време на пътуването като бензиностанции, радары, километри до достигане на дестинацията, часа и т.н. (фиг. 6) Участниците казват за „Устройство 1“, че лесно го разбират и следват. Визуализацията на картата се харесва. Потребителското преживяване като цяло е позитивно.



фиг. 6 Устройство 1

Според някои участници при „Устройство 2“ картата не е с добра визуализация. Те имат трудности при избор на подходящ маршрут, което е по-скоро софтуерен проблем. Потребителското преживяване е неутрално. (фиг. 7)



фиг. 7 Устройство 2

„Устройство 3“ още с първия допир „губеше“ потребителите поради резистивния си екран и трудното задействане на бутоните. Потребителското преживяване като цяло клони към негативно най-вече поради старомодния и хаотичен дизайн. (фиг. 8).

- В извънградска среда:

Отново всички навигации се справиха с поставената им задача. Много добре се възприеха 3D-изгледите при „Устройство 2“ на сложни кръстовища, детелини и др. (фиг. 10).

По време на изследването при „Устройство 1“ се получи дефект, който не можахме да отстраним, нито да разберем причината.



Фиг. 8 Устройство 3

- В градска среда:

И трите навигации намериха целите си и навигираха успешно участниците до крайната точка. На участниците се харесаха 3D-изгледите на забележителности при „Устройство 1“. (фиг. 9)



фиг. 9 Устройство 1



фиг. 10 Устройство 2

Екранът престана да се движи, така че стрелката, сочеща местоположението на колата, непрекъснато излизаше извън обсега на екрана и трябваше ръчно да се премества екранът, което водеше след себе си отклоняване на вниманието на шофьора от пътя. След няколко опита да се справим с проблема се наложи да изключим устройството. При повторното му включване дефектът не се прояви. Ето един проблем, който би могъл да се случи винаги, и това действа емоционално особено негативно, както се случи в конкретния случай, когато анкетираният спаднаше към групата на „новациите“.

При анкетирания, носещи очила, и специално при анкетирания, който носи очила само при четене, се прояви един съществен недостатък. Оказа се, че символите на екрана са твърде дребни и той не можеше да разбере какво сигнализира уст-

ройството. Например числото в появяващия се символ за ограничение на скоростта в дадения участък не можеше да бъде разчетено, което създаде сериозно напрежение, тъй като това действаше изнервящо на анкетирания. Оказа се, че и при използване на персонализиращите опции за увеличаване на изображенията, този недостатък не можа да бъде отстранен и положението не се подобри. Така всеки път анкетираният питаше какво сигнализира устройството, а алтернативата би била той винаги да слага очилата за четене, което очевидно не е възможно при шофиране.

Устройствата посочват в горния край на екрана името на улицата или пътя, който идва или по който трябва да се завие. Тук се прояви следващият недостатък – надписите са твърде дребни и дори увеличаването на размера със съответната опция не помагаше. Това създаде отрицателна емоция у анкетирания.

Поначало всички устройства имат твърде много функции и при използване на всички екранът става непрегледен и претрупан като коледна елха. Във всички случаи се налага персонализиране, за да се изключат онези функции, от които не се нуждае потребителят. Това е проблем особено при „новаците“, защото те и така и така не познават добре устройството и им е нужно повече време, за да се справят с персонализацията. По принцип при всички анкетиранци се оказва, че е най-добре на екрана да се остави само маркираният маршрут и символът, посочващ местонахождението на превозното средство и посоката на движение. При това изображението на екрана трябва да бъде уголемено, за да бъде разчитано бързо само с един бегъл поглед от страна на шофиращия. При специални случаи, като например искане на информация за POI – следваща бензиностанция, банка, болница и т.н., потребителят трябва да прибегне до съответното конкретно персонализиране, преди да предприеме пътуването. При провеждането на анкетата се показва, че при повече от два такива POI екранът започва да става претрупан и непрегледен – и то не само за „новаците“, а и за повечето от останалите анкетиранци.

Има известен проблем при желанието потребителят предварително да се подготви за предстоящото пътуване. Той не може да въведе

нужните данни за пътуването (маршрут, адрес и т.н.) от въщи, тъй като в сградите няма сателитна връзка. Затова той трябва да седне в колата и така да въведе тези параметри. Иначе казано, той трябва да отдели нужното време в навечерието на пътуването да се качи в колата и да извърши необходимото. Това е особено наложително, ако пътуването предстои например на другата сутрин много рано.

И нещо, което не е свързано с изследването на графичния дизайн, но има отношение към емоционалното взаимодействие между човека и навигационното устройство. Става дума за някои характеристики на аудио-дизайна, който действа комплексно с графичния дизайн. Много често гласовата информация (напр. за излизане от път, за завой и т.н.) идва твърде късно. В отделни случаи се получава ненужно упътване, като например съобщението, че след 10 км ще навлезете в кръгово движение. В случая това навлизане е неминуемо, тъй като ползвателят няма как да не мине през това кръгово движение. А това съобщение, направено 10 км по-рано (има и по-драстични случаи), е безсмислено, тъй като времето за изминаване на 10 км е твърде дълго, за да бъде запомнена информацията и взета предвид от водача. На няколко пъти се оказва, че не беше точно съобщението за номера на изхода за напускане на кръговото движение (например втори, трети). Тези забелязани недостатъци на гласовия дизайн създават напрежение и не допринасят за положителни емоции.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изследването показва, че и трите навигационни устройства вършат в общи линии това, за което са предназначени. При интерфейсите им няма графични елементи, които да са абсолютно подвеждащи или неприемливи. Въпреки това има какво да се желае от гледна точка на възможностите за персонализация – какво да се и какво да не се изобразява, големина на шрифт и символи и др. По този начин ще се подобри потребителското преживяване, което ще доведе до удовлетворени клиенти. Във всички случаи се оказва много по-добре, когато екранът на устройството не съдържа много елементи, а за

окото на шофиращия е най-важно да може бързо да се ориентира за местонахождението и за посоката, т.е. да се вижда маршрутът и символът за посоката и местонахождението на превозното средство. Важно е отделни символи да могат да се уголемяват до степен, която да позволява безпроблемното им разчитане и от потребители, които шофират без очила, но употребяват очила при четене.

Литература:

- [1] <http://wardsauto.com/news-analysis/world-vehicle-population-tops-1-billion-units>
[2] http://www.greencarreports.com/news/1093560_1-2-billion-vehicles-on-worlds-roads-now-2-billion-by-2035-r

eporthttps://www.daimler.com/innovation/design/gorden-wagener.html

[3] <https://www.daimler.com/innovation/design/gorden-wagener.html>

[4] <http://www.car-it.com/autos-werden-immer-smarter/id-0044462>

[5] <http://www.pcworld.com/article/2050509/the-same-augmented-reality-that-makes-games-more-immersive-will-make-in-car-navigation-more-vivid.html>

[6] <http://www.motor1.com/news/12681/mercedes-benz-splitview-screen-technology/>

[7] https://de.wikipedia.org/wiki/Digital_Native

[8] <https://www.daimler.com/innovation/autonomes-fahren/special/experteninterview.html>

THE DARK REALITY AND THE BRIGHT FUTURE FOR CAR NAVIGATION DEVICES

Rada VALTCHEVA

Department "Machine Elements and Non-metallic Constructions", Technical University – Sofia, Bulgaria
e-mail: rvaltcheva@tu-sofia.bg

Abstract: The first part of the article discusses the challenges in automotive navigation devices both today and in the future. In the second part of the article the research and results from three navigation devices are presented. The aim of the study was to assess the usability and emotional user experience during the interaction of participants with the devices in real environment, i.e. the road (in urban and suburban conditions). The starting hypothesis was that the interface frustrates the user in many situations. This hypothesis was mostly confirmed.

Keywords: navigation device, autonomous car, interface design, usability, user experience, emotion

АБСТРАКЦИЯ НА ГЕОМЕТРИЧНИТЕ ИНТЕРФЕЙСИ НА НИВО ПОЗИЦИОНИРАНЕ НА ДЕТАЙЛИТЕ

Десислава ГЕОРГИЕВА

катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България
e-mail: desyst@abv.bg

Резюме: Развитието на компютърните технологии превърна CAD програмите в основни инструменти за работа на конструкторите и проектантите. С CAD системите основно се решават задачите за описание на геометрията на детайлите, възлите и изделията като цяло. При създаване на CAD модел на сглобена единица се задават геометрични ограничения за ориентация на два геометрични елемента, принадлежащи на различни детайли, като съвпадане, ъгъл (успоредност) и допиране. Съвременните CAD системи създават математически модел, в който наложените ограничения в редица случаи не съответстват на реалните механични връзки между компонентите. Интерфейсът е описание на съвкупността от действия, които даден обект може да извършва. Интерфейсите на детайлите обобщават възможностите за образуване на съединения като основно включват условията за съвместимост на геометричните признаци и възможните геометрични ограничения.

В настоящата работа се предлага дефиниция на геометричните интерфейси като част от обектно-ориентиран модел на сглобена единица, която се конкретизира на ниво позициониране. Така се постига по-реалистичен модел, понеже съдържа актуалните геометрични връзки между неговите компоненти, и се създават условия за формално поддържане състоятелността на CAD модела като например съгласуване на геометричните параметри на съединенията и улесняване провеждане на следващите инженерни анализи.

Ключови думи: конструиране, CAD модел, сглобена единица, интерфейс, позициониране.

1. УВОД

Въпреки развитието и стремежа за непрекъснато подобряване и разширение на възможностите на съвременните CAD системи за конструиране, те все още имат недостатъчна функционалност по отношение поддържане състоятелността на геометричния модел.

Също така съвременните CAD системите не предлагат достатъчна поддръжка на конструктора при конструиране по метода „отгоре-надолу”. За анализ на дейностите, свързани с геометричното конструиране, в [3] се предлага създаване на обектно-ориентиран модел на сглобена единица. Този модел позволява различни нива на абстракция и съответно дефиниране на различни нива на поддръжка на конструктора.

Основните характеристики на обектно-ориентирания подход са създаване на йерархична схема на обектите и свързаните с нея различни нива на абстракция в тяхното представяне. Това до голяма степен съответства на структурата на механичните изделия и комплексния характер на процеса на тяхното конструиране.

Според [4] обектно-ориентираното описание на изделието, и на всеки елемент от него, включва в себе си описанията на по-ниските нива - геометрични признаци, геометрични ограничения и физическия геометричен модел. Информацията за компонентите, която има отношение към сглобената единица, най-общо може да се обедини в две групи:

- Геометрични признаци и геометрични ограничения, които имат отношение към съединяването на компонентите (интерфейси на компонентите);
- Възможност за проверка за интерференция (обвивка на компонентите).

2. МОДЕЛИРАНЕ НА СГЛОБЕНИ ЕДИНИЦИ С CAD

Моделирането на сглобена единица се основава на принципа за „виртуалната геометрия“. CAD моделът съдържа информация само за структурата на сглобената единица и отношенията между елементи от съединяваните детайли. Въпреки наличието на детайли, моделът не съдържа тяхната актуална геометрия, а само препратки към тяхното геометричното описание.

Това означава, че при промяна на геометрията на модела на детайла, тя автоматично ще се отрази и в модела на сглобената единица.

Създаването на CAD модел на сглобена единица представлява налагане на геометрични ограничения за ориентация на два геометрични елемента, принадлежащи на различни детайли, като съвпадане, ъгъл (успоредност) и допиране [1, 5]. Предполага се, че геометрията на участващите детайли е известна и единствено се налага те да бъдат ориентирани взаимно. Това може да стане по два основни начина:

- ориентиране на детайлите по абсолютни координати – всеки детайл се създава като геометричен модел със собствена координатна система, а в модела на сглобената единица координатните системи на детайлите стават инцидентни на координатната система на сглобената единица; предимство на метода е бързината на създаване на модела на сглобената единица, недостатък – липсата на връзки между детайлите;

- ориентиране на детайлите посредством налагане на геометрични ограничения. При този начин CAD системата автоматично актуализира модела при промяна на размерите - недостатък е необходимостта от въвеждане на голям брой геометрични ограничения.

Наличието на съединение между два детайла означава равенство на номиналните размери. Геометричните ограничения за позициониране не отчитат размерите на съединяваните повърхнини и не осигуряват равенство на номиналните размери. Резултатът може да бъде наличие на голяма хлабина или наличие на интерференция между участващите детайли.

Трябва да се отбележи, че при позициониране на два детайла, които образуват съединение, не е необходимо детайлите да бъдат ориентирани изрично един спрямо друг (да са наложени геометрични ограничения между повърхнини, принадлежащи на двата детайла). Те може да се ориентират поотделно спрямо елемент принадлежащ на трети детайл. В този случай при анализ на модела не може да се установи връзка между двете повърхнини (понеже в модела такава връзка няма), поради което не е възможно да се създаде формална процедура, която например да

автоматизира проверката за грешки в размерите на съединенията.

3. АБСТРАКЦИЯ НА ГЕОМЕТРИЧНИТЕ ИНТЕРФЕЙСИ НА НИВО ПОЗИЦИОНИРАНЕ

Съгласно [2] съединенията представляват реализация на избраната схема на базиране и съответно се асоциират с реални повърхнини на детайлите. Уточняването на вида и размерите на съединенията може да се разглежда като задача от началните етапи на процеса на конструиране и съответно представлява част от концептуалното описание на сглобената единица.

Една от основните концепции използвана в обектно-ориентирания подход е Интерфейсът. Той е описание на съвкупността от действия, които даден обект може да извършва. Интерфейсът основно включва условията за съвместимост на геометричните признаци и възможните геометрични ограничения.

Някои автори наричат начина на съединяване на детайлите механичен интерфейс [7]. Неправилно проектираният механичен интерфейс често води до затруднения както в процеса на производство на изделието, така и по време на неговата експлоатация. Всеки механичен интерфейс трябва да се разглежда в два аспекта – ориентация и закрепване.

В [6] се въвежда понятието геометричен интерфейс. Под геометричен интерфейс се разбира съвкупността от базиращите повърхнини на детайла (конструкторските бази) и начинът, по който се отнемат степените на свобода. Дефинираните по този начин геометрични интерфейси позволяват създаване на по-реалистичен модел на сглобената единица, който отразява намеренията на конструктора.

За повишаване на правдивостта на CAD модела на сглобена единица в [2] се предлага разширение на модела на сглобената единица с информация за базирането на детайлите и създаване на интерфейс към конструктора, при който конструкторът въвежда схемата на базиране на детайла, вместо стандартните геометрични ограничения.

3.1 Основни класове в обектно-ориентирания модел на сглобена единица

Общите дефиниции на обектно-ориентирания подход се разглеждат в контекста на понятията, описващи механична сглобена единица:

- Клас „Интерфейс” – абстрактен клас, който представя способността на компонентите да образуват съединения.
- Клас „Компонент” – съответства на детайл или сглобена единица от по-ниско ниво.
- Клас „Съединение” – обобщение на всички възможни съединения, които може да се създават между експортираните фичъри, дефинирани в класа „Интерфейс”. Приема се, че съединение се образува между два компонента.
- Клас „Колигация” – съдържа отношенията между компонентите в рамките на сглобената единица. От гледна точка на CAD модела, той съответства на файла, съдържащ дефиницията на сглобената единица.

3.2 Геометрични интерфейси на ниво позициониране

Интерфейсът на ниво позициониране представлява набор справочни геометрични елементи (повърхнини и оси), които са част от скелета на модела. Въз основа на Теория на базирането тук се предлага инженерен смисъл на тези математически понятия. За целите на настоящата работа се дефинират двата класа геометрични интерфейси на ниво позициониране:

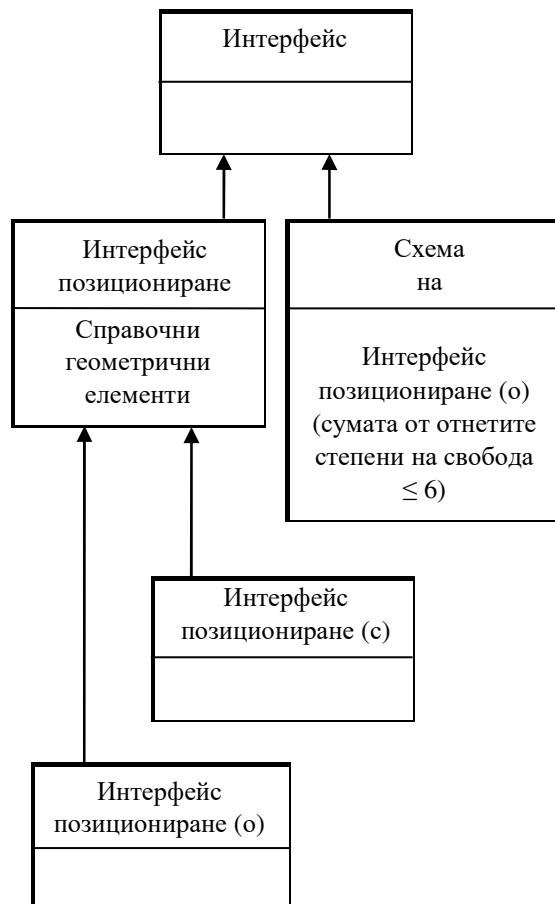
- „Интерфейс позициониране (о)”, съответстващ на основните бази
- „Интерфейс позициониране (с)”, съответстващ на спомагателните бази.

Скелетът на компонентите, участващи в CAD модела на сглобената единица включва всички „Интерфейси позициониране”. На фиг.1 е показана специализация на клас „Интерфейси” на ниво позициониране.

4. ПРИЛОЖЕНИЕ НА РАЗГЛЕДАНИТЕ ДЕФИНИЦИИ ЗА ОПИСАНИЕ НА СЪЕДИНЕНИЯ

Специализацията на клас „Съединение” е показана на фиг. 2. Тя включва два класа – клас „Съединение базиране” и клас „Съединение позициониране”.

Клас „Съединение базиране” изразява концепцията от Теория на базирането, според която основните бази на базирания компонент се съвместяват със спомагателните бази на базиращите компоненти. Този клас се разглежда като обобщение на клас „Съединение структурна схема”, който от своя страна е наследник на клас „Съединение”.



Фиг. 1 Специализация на клас „Интерфейс” на ниво позициониране

Клас „Съединение базиране” изразява концепцията от Теория на базирането, според която основните бази на базирания компонент се съвместяват със спомагателните бази на базиращите компоненти. Този клас се разглежда

като обобщение на клас „Съединение структурна схема”, който от своя страна е наследник на клас „Съединение”.



Съединение позициониране

Интерфейс позициониране 1
 Интерфейс позициониране 2
 Геометрични ограничения за позициониране

фиг. 2 Специализация на клас „Съединение“ на ниво позициониране

Клас „Съединение позициониране” формулира ограниченията за позициониране, които се налагат върху геометричните интерфейси на компонентите в CAD модел на сглобена единица.

Скелетът на компонент съдържа всички интерфейси от клас „Интерфейс позициониране (o)” и „Интерфейс позициониране (c)”. Системата от „Интерфейси позициониране (o)” се определя от Схемата на базиране на компонента, записана в Разширената структурна схема. Класът Съединение базиране, също част от структурната схема, съдържа механичните връзки между компонентите. Той позволява въз основа на базираните повърхнини („Интерфейси позициониране (o)”) на компонент да се определят съответните им базиращи повърхнини („Интерфейси позициониране (c)”) на базиращите детайли. Така скелетът на компонент се дефинира напълно.

Между обекти от клас Съединение базиране и клас Съединение позициониране съществува връзка, което позволява те да обменят съобщения в посока към Съединение позициониране. Съобщението съдържа обекти от клас Интерфейс позициониране, указатели към обекти от клас Компонент и геометрични ограничения за позициониране. Геометричните ограничения са от вид „съвпадане” (съвпадане на равнини или съвпадане на оси).

5. ИЗВОДИ

Предложеното описание на геометричните интерфейси може да служи като основа за описание на съединенията на детайлите, както и за цялостно описание на сглобената единица. По този начин CAD моделът става по-реалистичен, понеже съдържа актуалните геометрични връзки между неговите компоненти. Така се създават условия за формално поддържане състоятелността на CAD модела като например съгласуване на геометричните параметри на съединенията и улеснява провеждане на следващите инженерни анализи.

Литература

1. Горанов П., Е. Тодорова. Анализ на геометричните ограничения за създаване CAD модел на сглобена единица, САх технологии, бр.2, декември 2014, стр.57 61, ISSN 1314 9628.
2. Горанов П., А. Стоев. Разширение на модела на сглобена единица с информация за базирането на детайлите, Петнадесета национална научно-техническа конференция с международно участие “Автоматизация

на дискретното производство”, АДП 2006, Научни известия на Научно-техническия съюз по машиностроене, година XIII, брой 10/93, Ноември 2006, стр.274 277.

3.Тодорова Е., П. Горанов. Многослоен модел на механично изделие за целите на САД, Шестнадесета национална научно-техническа конференция с международно участие “Автоматизация на дискретното производство”, АДП 2007, Научни известия на Научно-техническия съюз по машиностроене, година XIV, брой 4/99, Октомври 2007, стр. 307 313, ISSN 13 10 3946.

4.Тодорова Е., П. Горанов. А. Стоев, Интерфейсите като разширение на интерпретацията на връзката “с част от” в обектно-ориентирания модел на механично изделие, Четиринадесета юбилейна национална научно-техническа конференция “Автоматизация на дискретното производство”, АДП 2005, Научни известия на Научно-техническия съюз по

машиностроене, година XII, брой 03/81, Септември 2005, стр.353 358.

5.Тодорова Е., П. Горанов. А. Стоев, Автоматизирано генериране на геометрични ограничения в сглобена единица, Дванадесета национална научно-техническа конференция с международно участие “Автоматизация на дискретното производство”, АДП 2003, Научни известия на Научно-техническия съюз по машиностроене, година X, брой 3(66), Октомври 2003, стр.167 172.

6.Тодорова Е., П. Горанов. Относно геометрични интерфейси за моделиране на сглобена единица, XV международна научно-техническа конференция trans&MOTAUTO’08, Доклади “Техника”, стр.65 68, ISSN:1313-5031.

7.Otto K., K. Wood, Product design, Upper Saddle River, NJ, Prentice Hall, 2001, p.1065.

ABSTARCTION GEOMETRIC INTERFACES AT THE LEVEL POSITION DETAILS

Desislava GEORGIEVA

Faculty of Mechanical Engineering, Technical University-Sofia, Bulgaria

e-mail: desyst@abv.bg

Abstract: The development of computer technology has become CAD program into major tools for designers. With CAD systems mainly solve problems to describe the geometry of parts, components and assemble. When creating a CAD model of the assemble be set geometric constraints orientation of two geometric elements belonging to different details, such as matching angle (parallelism) and contact. CAD systems create a mathematical model in which restrictions in many cases do not correspond to the actual mechanical connections between components. The interface is a description of all the actions that an object can perform. The interfaces of the parts summarize the possibilities for the formation of compounds as mainly include basic conditions for compatibility of geometric signs and possible geometric constraints.

This work offers a definition of geometric interfaces as part of object-oriented model of the assemble that specifies the level of positioning. This achieves a more realistic model for containing the actual geometric relationships between its components and creating conditions for formally maintaining consistency of CAD model such as coordination of the geometric parameters of compounds and facilitating the conduct of subsequent engineering analysis.

Keywords: design, CAD model, assemble, interface, positioning.

СИМУЛАЦИОННО МОДЕЛИРАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЕКСЦЕНТРИКОВИЯ ВАЛ И ПОДВИЖНА ЧЕЛЮСТ НА ЧЕЛЮСТНА ТРОШАЧКА ТИП CJ615:01

Димитър МИТЕВ

катедра „Механизация на мините”, Минно-геоложки университет - София, България

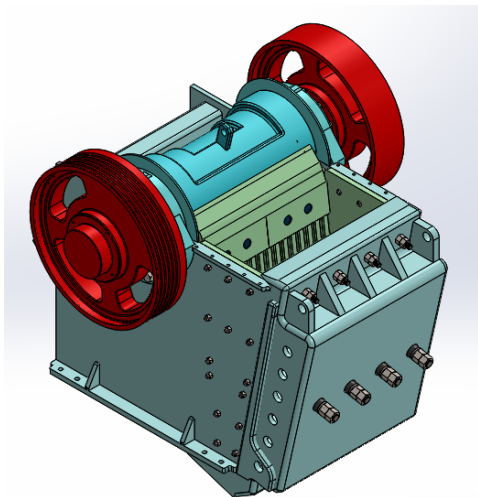
e-mail: dimitar_i_radi@abv.bg

Резюме: Приложението на компютърните технологии има все по-нарастващо влияние в най-различни сфери на развитието на човешкото познание. Този факт в особена степен се отнася за отраслите на тежкото машиностроене, част от който са обогатителните машини. Основната задача на настоящата статия е чрез специализирани софтуерни продукти да се демонстрират възможностите за моделиране, изследване и анализ (по метода на крайните елементи) на възли от челюстни трошачки.

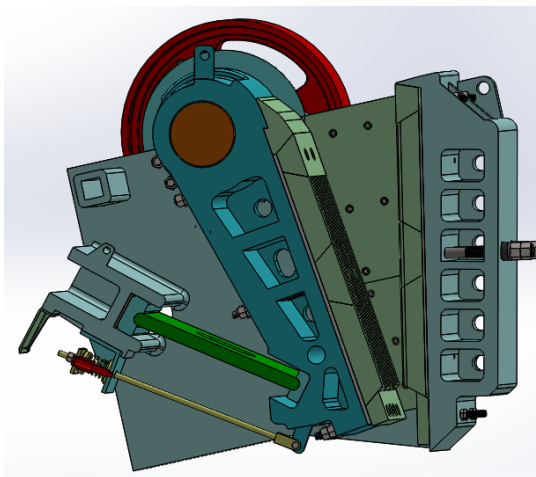
Ключови думи: симулационно изследване, ексцентрик вал, подвижна челюст, челюстна трошачка.

1. СЪЗДАВАНЕ НА CAD МОДЕЛ НА ЧЕЛЮСТНА ТРОШАЧКА ТИП CJ615:01

При създаване на модела са спазени всички размери съгласно работните чертежи на челюстната трошачка. Този модел ще бъде необходим при симулационното изследване на машината. За целта бе създаден CAD модел на челюстната трошачка, по оригинална работна документация. За създаването на настоящият модел, бе използван специализиран програмен продукт за CAD моделиране, а именно SolidWorks. Общ изглед на 3D модела е показан на фигура 1, а на фигура 2 показан разрез на модела на който се виждат основните възли на машината.



фиг.1 Челюстна трошачка тип CJ615:01



фиг.2. Разрез челюстна трошачка тип CJ615:01

Симулационният анализ е извършен на базата на показаният примерен модел на трошачката със специализирания софтуер SolidWorks. Избрано е да се изследват основните детайли – ексцентрик вал и подвижна челюст като са пренебрегнати детайлите, които нямат отношение към носещата способност на конструкцията. Използван е метода на крайните елементи с помощта на програмния продукт COSMOSWorks.

2. ИЗБОР НА КРИТЕРИЙ ЗА ГРАНИЧНО СЪСТОЯНИЕ

Оценката на деформационно-напреженовото състояние на изследвания модел е задача, която

няма универсално решение за всички срещани в практиката случаи и в най-голяма степен зависи от използвания материал. От друга страна, материалите могат да се държат като крехки или пластични в зависимост от температурата, степента на натоварване или начина на изработка на изделието. Всички тези особености предопределят избора на някоя от следните якостни теории:

- Теория на максималните нормални напрежения. Валидна за крехки материали. Основава се на условието, че границата на разрушаване на материала е една и съща на опън и натиск. Това допускане не отговаря на истината за всички случаи. Например повечето концентратори на напрежение намаляват съпротивлението на материала при натоварване на опън много повече отколкото при натоварване на натиск. Съгласно тази теория гранично състояние настъпва, когато максималното главно напрежение достигне допустимото:

$$\sigma_1 \geq [\sigma] \quad (1)$$

- Теория на максималните тангенциални напрежения. Валидна за жилав и ковък материал. При прилагането ѝ за материали с различни механични характеристики на опън и натиск, както и при състояния на всестранен опън получените резултати могат съществено да се различават от действителността. Съгласно теорията критерий за гранично състояние е максималното тангенциално напрежение:

$$\tau_{\max} \geq [\tau] \quad (2)$$

където:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (3)$$

- Енергетична теория (Von Mises). Теорията се основава на появата на пластични деформации в ковките материали, когато се изравни с максимално допустимото напрежение. В повечето случаи се взема предвид границата на провлачване на материала. Резултатите при материали с различни механични характеристики на опън и натиск също са незадоволителни. От гледна точка на главните напрежения критерият за гранично състояние е:

$$\sigma_{\text{VonMises}} \geq [\sigma] \quad (4)$$

където:

$$\sigma_{\text{VonMises}} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (5)$$

- Теория на Мор-Колумб. Приложима е за крехки материали с различни свойства на опън и натиск. Според тази теория гранично състояние настъпва, когато се изпълни някое от следните условия:

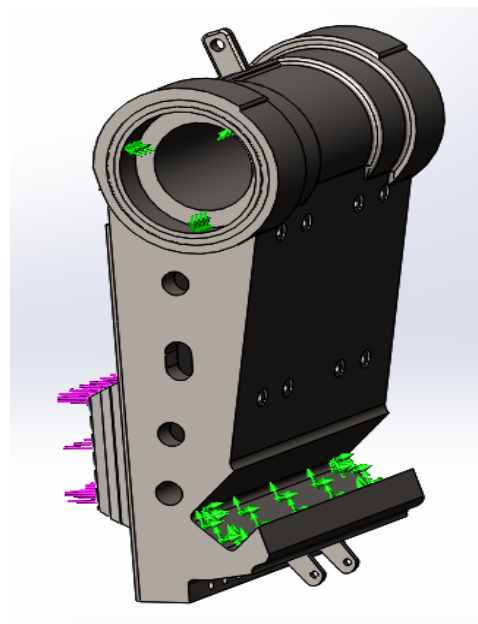
$$\sigma_1 \geq [\sigma_{\text{оп}}] \text{ при } \sigma_1 > 0, \sigma_3 > 0; \quad (6)$$

$$\sigma_3 \geq [-\sigma_{\text{нат}}] \text{ при } \sigma_1 < 0, \sigma_3 < 0; \quad (7)$$

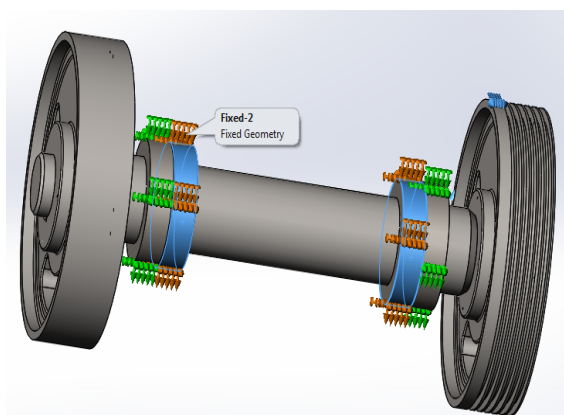
$$\frac{\sigma_1}{[\sigma_{\text{оп}}]} + \frac{\sigma_3}{[-\sigma_{\text{нат}}]} < 1 \text{ при } \sigma_1 \geq 0, \sigma_3 \leq 0 \quad (8)$$

Съгласно областите на приложение на разгледаните якостни теории, очевидно най-близко до условията, характерни за материала и натоварването на изследваната конструкция стоят теорията на максималните тангенциални напрежения и енергетичната теория.

На фиг.3 е показано разположението на силите, действащи на ексцентриковия вал, а на фигура 4 на разпорната плоча, както и опорните им реакции.

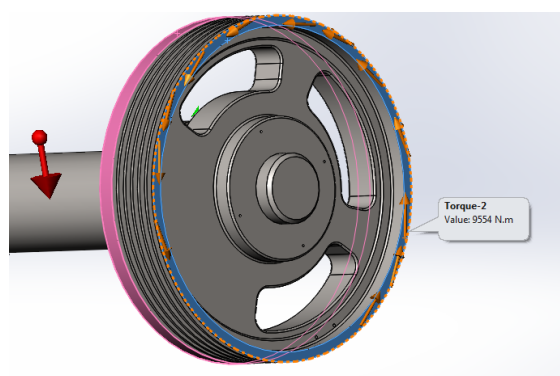


фиг.3. Сили и опорни реакции



фиг.4. Опорни реакции на вала

На фигура 5 са онагледени силите на тежестта и въртящият момент на маховика-ремъчна шайба.



фиг. 5 Сила на тежестта и въртящ момент на задвижващата шайба

3. НАСТРОЙКА НА ПРОГРАМНИТЕ ИНСТРУМЕНТИ ЗА ДИСКРЕТИЗАЦИЯ

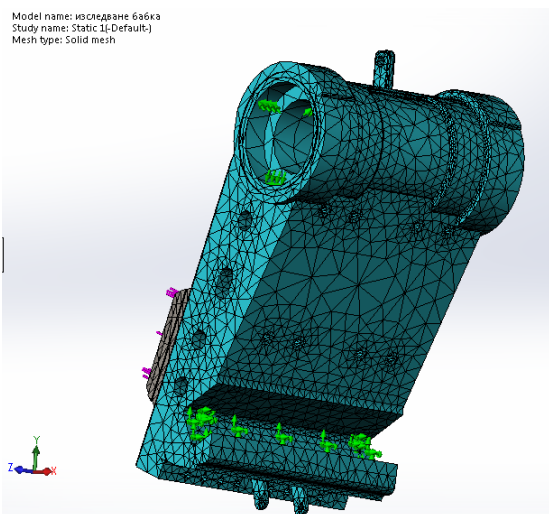
Методът на крайните елементи (FEA анализ) представлява числен метод за оценка на инженерните решения. За целта изработеният тримерен модел се разделя на малки части от прости по форма елементи, свързани помежду си с общи точки (възли). Методът определя поведението на модела като комбинира информацията, получена от всички образуващи елементи.

Замрежването (дискретизацията) на модела е една от най-важните стъпки от изследването. Големият брой елементи предполага по-висока точност на резултатите, но също така увеличава

продължителността на изчислителния процес. Обратно – при малък брой крайни елементи изчислителното време намалява, но това е предпоставка за грешки при построяването на мрежата и по-неточни резултати.

Оптималните настройки за дискретизацията на модела се получават след няколко опита за замрежване. Необходимо е да се следят времето за извършване на операциите, големината и броят на получените крайни елементи, както и детайлите в които са възникнали грешки при дискретизирането им. В някои случаи при изследване на големи сглобени единици, съдържащи детайли със сложна форма или относително малки спрямо модела габарити, общото намаляване на размера на крайните елементи би довело до недопустимо нарастване на техния брой. В такъв случай се пристъпва към редуциране на размера на крайните елементи само на проблемните детайли, а общият размер се запазва в оптималните за целия модел стойности.

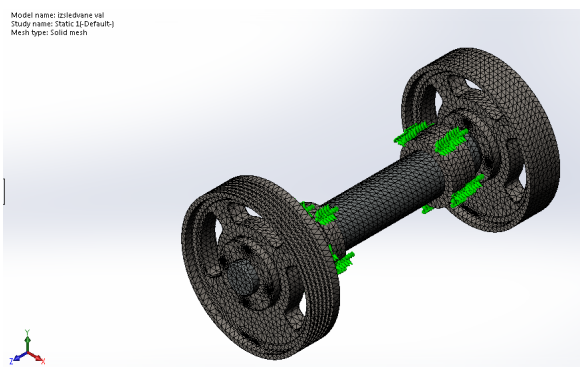
На фигура 6 е показан моделът на подвижната челюст след дискретизацията, а на фигура 7 на ексцентриковия вал.



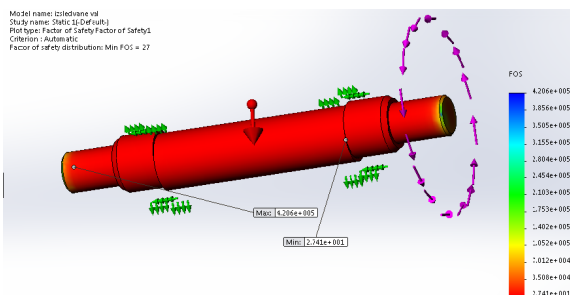
фиг.6 Подвижната челюст след дискретизацията

4. РЕЗУЛТАТИ ОТ ИЗСЛЕДВАНЕТО

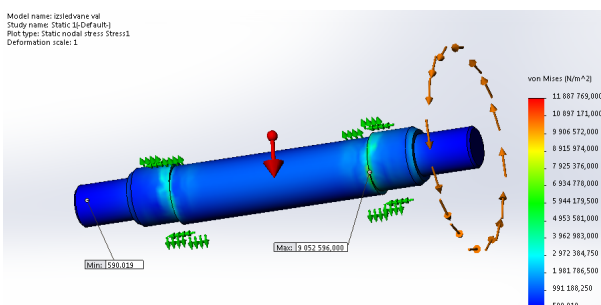
На фигура 8 е показано разпределението на еквивалентните напрежения в ексцентриковия вал, а на фиг.9 това разпределение в подвижната челюст на трошачката.



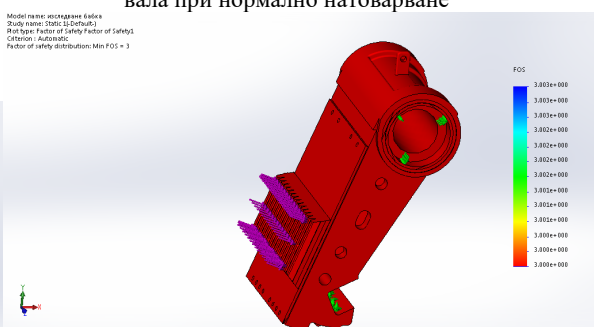
фиг.7 Модел на ексцентриковия вал след дискретизация



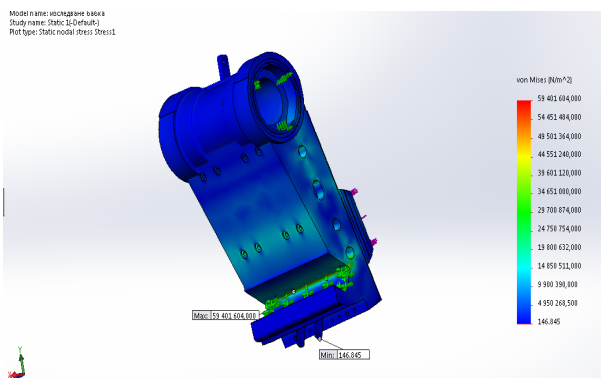
фиг.10 Разпределение на фактора на сигурност във вала при нормално натоварване



фиг.8 Разпределение на еквивалентните напрежения във вала



фиг.11 Разпределение на фактора на сигурност в подвижната челюст



фиг.9 Разпределение на еквивалентни напрежения в подвижната челюст

5. ИЗВОДИ

1. От фигурите и диаграмите става ясно, че максималната стойност на напреженията в ексцентриковия вал е 9.053MPa и се намира при прехода между двете ексцентрикови шийки (фиг.8), където е и минималния фактор на сигурност FOS = 27 (фиг.10).

2. От фигурите и диаграмите става ясно, че максималната стойност на еквивалентните напрежения в подвижната челюст на трошачката е 59.5MPa и се намира при горното закръгление във леглото на клина на разпорната плоча (фиг. 9), където е и минималния фактор на сигурност FOS = 3 (фиг.11).

3. Анализът на резултатите от извършения линеен статичен анализ показва, че най-големите стойности на напреженията и деформациите не надхвърлят допустимите за конкретния случай.

Литература

Дамянов Ц., Компютърно моделиране на механични системи, МГУ 2009.

На фиг.10 е показано разпределението на коефициентът на сигурност във ексцентриковия вал на трошачката, а на фигура 11 същото разпределение на коефициентът на сигурност в подвижната челюст на машината.

SIMULATION MODELLING AND STUDY OF ECCENTRIC SHAFT AND MOBILE JAW OF JAW CRUSHERS TYPE CJ615:01.

Dimitar MITEV

¹Department “Mechanization of mines”, University of mining and geology “St. Ivan Rilski” – Sofia, Bulgaria
e-mail: dimitar_i_radi@abv.bg

SUMMARY. The application of computer technology has and growing influence variety areas development of human knowledge. This fact particularly degree refers for industries of heavy engineering, some of which are mill machines. The main mission on this article it is by specialized software products to demonstrate opportunities for modeling, survey and analysis (by method of end components) of nodes from jaw crushers.

Keywords: simulation studi, movaqble jaw, jaw crusher, eccentric shaft

СООТНОШЕНИЯ ЭЛЕКТРОУПРУГОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЬЕЗОКЕРАМИЧЕСКИХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ

Александр ЛЕЙКО Олег ПЕТРИЦЕВ Ярослав СТАРОВОЙТ Наталия БОГДАНОВА

Кафедра «Акустики и акустоэлектроники», НТУУ «КПИ» – Киев, Украина

e-mail: n_bogdanova@ukr.net

Резюме: Получены соотношения электроупругости для эллиптической цилиндрической системы координат, позволяющие в дальнейшем осуществлять расчет параметров эллиптических цилиндрических пьезокерамических преобразователей, нашедших широкое применение в практической гидроакустике, с использованием строгого метода связанных полей.

Ключови думи: электроупругость, пьезокерамический преобразователь, эллиптический цилиндр

1. ВВЕДЕНИЕ

В современной гидроакустике существует несколько тенденций, определяющих направления ее развития на ближайшую перспективу. Первой из них является тенденция снижения частот сигналов, используемых в качестве рабочих при построении поисковых активных гидроакустических станций (ГАС). Это связано с двумя факторами. Во-первых, низкочастотные сигналы отличаются меньшим загуханием при своем распространении в морской среде, что является условием увеличения дальности действия ГАС при одинаковых с существующими станциями энергетических характеристиках. Во-вторых, на низких частотах существенно осложняется техническая реализация поглощающих звук устройств, применяемых обычно для облицовки поверхности подводных объектов с целью минимизации их отражающих звук свойств при активной локации этих объектов. Вторая тенденция состоит в том, что при снижении частот требования к направленным и энергетическим характеристикам ГАС не только не снижаются, а наоборот – ужесточаются. Поэтому массогабаритные характеристики гидроакустических антенн и образующих их преобразователей существенно возрастают, и могут достигнуть значений, неприемлемых для ряда носителей ГАС. В связи с изложенным возникает необходимость в поиске таких электромеханических колебательных систем, которые, имея низкие резонансные частоты, позволяли бы осуществлять техническую реализацию этих систем в приемлемых для носителей ГАС массогабарит-

ных границах. Одной из таких электромеханических колебательных систем является колебательная система в виде эллиптического цилиндра [3].

В настоящее время при проектировании одиночных эллиптических механических колебательных систем используется метод эквивалентных электромеханических схем [3]. Это приближенный метод и, как следует из работ [4, 5], он хорошо совпадает со строгим методом связанных полей, учитывающим взаимодействие электрических, механических и акустических полей в процессе преобразования энергии в пьезокерамических преобразователях, только в случае наличия радиальной симметрии нагрузок как с электрической. Так и с акустической сторон. При отсутствии такой симметрии хотя бы с одной стороны расчетные значения параметров полей обоими методами существенно отличаются между собой [6, 7].

Учитывая то, что эллиптическая электромеханическая колебательная система уже по форме своей поверхности исключает радиальную симметрию как электрической, так и акустической нагрузок, следует ожидать больших расхождений в значениях параметров полей, рассчитанных методами эквивалентных схем и связанных полей. Заметим при этом, что параметры эллиптических преобразователей, рассчитанных методом эквивалентных электромеханических схем, не вполне согласуются с реальными результатами. В то же время использование строгого метода связанных полей при выполнении проектных работ по эллиптическим цилиндрическим пьезокерамическим преобразователям невозможно в

связи с отсутствием соотношений, описывающих электроупругие колебания пьезокерамических эллиптических цилиндрических оболочек.

Целью настоящей статьи является обсуждение особенностей формулировки основных соотношений динамической электроупругости пьезокерамических элементов в криволинейных ортогональных системах координат вообще и в эллиптической цилиндрической системе координат в частности.

2. ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ЭЛЕКТРОУПРУГОСТИ ПЬЕЗОКЕРАМИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ В ДЕКАРТОВОЙ (БАЗОВОЙ) СИСТЕМЕ КООРДИНАТ

Предположим, что к электродированным поверхностям пьезокерамического элемента прикладывается изменяющаяся во времени по закону $e^{i\omega t}$ ($i = \sqrt{-1}$ – мнимая единица;

ω – круговая частота смены знака; t – время) разность электрических потенциалов с амплитудным значением U_0 . Созданная электрическим генератором разность потенциалов формирует в объеме пьезокерамического элемента электрическое поле с напряженностью $\vec{E}^*(x_k)e^{i\omega t}$, где $\vec{E}^*(x_k)$ – амплитудное значение вектора напряженности электрического поля внешнего источника; x_k ($k = 1, 2, 3$) – координаты точки в правосторонней (физической) декартовой системе координат (x_1, x_2, x_3) . Электрическое поле внешнего источника смещает ионы циркония, титана, свинца и кислорода, т. е. ионы элементов базового состава практически всех современных типов пьезокерамик, из положения равновесия. Поскольку направление смещения периодически изменяется во времени, постольку в пьезокерамическом элементе реализуется режим установившихся гармонических колебаний.

Напряженно-деформированное состояние пьезокерамического элемента в произвольно выбранной внутри объема V точке с координатами x_k определяется вторым законом Ньютона в дифференциальной форме [7], который в декартовой системе координат записывается следующим образом:

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho_0 \omega^2 u_i = 0 \forall x_k \in V, i, j = 1, 2, 3, \quad (2.1)$$

где σ_{ij} – амплитудное значение изменяющегося во времени по закону $e^{i\omega t}$ компонента тензора механических напряжений в ближайшей окрестности точки с координатами x_k ; ρ_0 – плотность пьезокерамики; u_i – амплитудное значение изменяющегося во времени по закону $e^{i\omega t}$ i -го компонента вектора смещения материальной частицы, т. е. бесконечно малого объема, который стягивается в точку с координатами x_k , пьезокерамики. При записи уравнений установившихся гармонических колебаний (2.1) общий множитель $e^{i\omega t}$ сокращен, кроме того, по умолчанию предполагается выполнение соглашения о суммировании по дважды повторяющемуся индексу (индекс j в первой производной от компонента σ_{ij}).

Электрическое состояние деформируемого пьезокерамического элемента описывается уравнениями Максвелла, которые в терминах амплитудных значений гармонически изменяющихся во времени векторных величин записываются в следующем виде:

$$\varepsilon_{nmk} \frac{\partial H_m}{\partial x_k} = J_n + i\omega D_n, \quad (2.2)$$

$$\varepsilon_{qnp} \frac{\partial E_n}{\partial x_k} = -i\omega B_q, \quad n, m, k, q, p = 1, 2, 3, \quad (2.3)$$

где ε_{nmk} – компонент тензора Леви-Чивиты, равный плюс единице, когда индексы n, m, k образуют четную перестановку чисел 1, 2, 3, т. е. образуют комбинации 123, 231 и 321; равный минус единице, когда индексы n, m, k образуют нечетную перестановку чисел 1, 2, 3, т. е. образуют комбинации 132, 321, 213 и равный нулю, когда любые два из трех индексов равны между собой. В уравнениях (2.2) и (2.3) символами H_m и E_n обозначены амплитудные значения компонентов векторов напряженности магнитного и электрического полей; D_n и B_q – амплитудные значения компонентов векторов индукции электрического и магнитного полей; J_n – амплитудное значение n -го компонента вектора плотности тока проводимости.

Поскольку пьезокерамика является достаточно хорошим изолятором, постольку всегда выполняется сильное неравенство $|J_n| \ll |\omega D_n|$, и уравнение (2.2) можно записывать в виде

$$\varepsilon_{nmk} \frac{\partial H_m}{\partial x_k} = i\omega D_n. \quad (2.4)$$

Вычисляя дивергенцию от левой и правой части уравнения (2.4), и принимая во внимание, что

$\varepsilon_{nmk}(\partial^2 H_m / \partial x_k \partial x_n) \equiv 0$ (это можно показать прямыми вычислениями), приходим к выводу, что

$$\frac{\partial D_n}{\partial x_n} \equiv \text{div } \vec{D} = 0. \quad (2.5)$$

Условие (2.5) имеет смысл условия отсутствия свободных носителей электричества, что фактически переводит пьезокерамику в разряд идеальных диэлектриков.

В работе [8] показано, что магнитная составляющая электромагнитного поля в объеме деформируемой пьезокерамики настолько мала, что на частотах порядка единиц мегагерц уравнение (2.3) имеет практически нулевую правую часть, т.е. $\varepsilon_{qnp}(\partial E_n / \partial x_p) \cong 0$. Из последней записи следует, что электрическое поле в объеме деформируемого пьезокерамического элемента является безвихревым и может быть описано с помощью скалярного потенциала $\Phi(x_k)e^{i\omega t}$, причем

$$\vec{E}(x_k) = -\text{grad}\Phi(x_k). \quad (2.6)$$

Необходимо особо подчеркнуть, что электрическое поле в объеме деформируемого пьезокерамического элемента является алгебраической суммой электрического поля внешнего источника и внутреннего электрического поля $\vec{E}^{in}(x_k)e^{i\omega t}$, которое возникает из-за смещения ионов из равновесного положения. При этом $\vec{E}(x_k) = \vec{E}^*(x_k) + \vec{E}^{in}(x_k)$. Совместное (связное) действие сил упругости и сил Кулона со стороны внутреннего электрического поля приводит к увеличению эффективной жесткости (модулей упругости) деформируемой пьезокерамики. В отдельных случаях жесткость увеличивается чуть ли не на 70%.

Связующим звеном между фундаментальными уравнениями механики и электродинамики являются так называемые уравнения физического состояния пьезокерамики.

Первое уравнение физического состояния по своему содержанию является обобщенным законом Гука для упругой среды с пьезоэлектрическими эффектами. Его запись имеет вид

$$\sigma_{ij} = c_{ijkl}^E \varepsilon_{kl} - e_{kij} E_k, \quad (2.7)$$

где σ_{ij} – амплитудное значение тензора механических напряжений; c_{ijkl}^E – модуль упругости, который экспериментально определяется в режиме постоянства (равенства нулю) напряженности

электрического поля (верхний индекс E); ε_{kl} – амплитудное значение компонента тензора бесконечно малых деформаций; в декартовой системе координат

$\varepsilon_{kl} = (\partial u_k / \partial x_l + \partial u_l / \partial x_k)$; e_{kij} – компонент тензора пьезоэлектрических констант (размерность – кулоны, деленные на метр квадратный); E_k – амплитудное значение k-го компонента вектора напряженности электрического поля в объеме деформируемой пьезокерамики.

Второе уравнение физического состояния имеет смысл закона электрической поляризации диэлектрика с пьезоэлектрическими свойствами и записывается следующим образом

$$D_n = \chi_{nm}^E E_m + e_{npq} \varepsilon_{pq}, \quad (2.8)$$

где D_n – амплитудное значение n-го компонента вектора электрической индукции электрического поля в объеме деформируемого пьезокерамического элемента; χ_{nm}^E – компонент тензора диэлектрической проницаемости пьезокерамики, который экспериментально определяется в режиме постоянства (равенства нулю) упругой деформации образца (верхний индекс ε).

Количественное, а зачастую и качественное, содержание уравнений физического состояния (2.7) и (2.8) определяют матрицы материальных констант c_{ijkl}^E , e_{nij} и χ_{nm}^E .

На всех, за исключением последнего, технологических этапах будущее пьезокерамическое изделие является сегнетоэлектриком, изотропным по упругим и электрическим свойствам. Это следует из физического содержания технологических процессов, которые достаточно подробно описаны в монографии Джагупова Р.Г. [9]. После электрической поляризации, т.е. после выполнения последней технологической операции, сегнетоэлектрик приобретает свойства пьезоэлектрика, кроме того происходит изменение симметрии его упругих свойств. Поляризованная пьезокерамика становится трансверсально изотропным упругим телом, т.е. его упругие свойства становятся одинаковыми в любом направлении на плоскости, которая перпендикулярна направлению вектора напряженности поляризующего электрического поля.

Поскольку модули упругости c_{ijkl}^E симметричны относительно операции перестановки индексов i, j , и k, l , постольку становится возможен переход к индексам Фойгта α и β . При этом пара

тензорных индексов i, j сворачивается в индекс Фойгта по следующему правилу: $1,1 \Leftrightarrow 1$; $2,2 \Leftrightarrow 2$; $3,3 \Leftrightarrow 3$; $2,3; 3,2 \Leftrightarrow 4$; $1,3; 3,1 \Leftrightarrow 5$ и $1,2; 2,1 \Leftrightarrow 6$. Матрица модулей упругости в общем случае состоит из шести столбцов и шести строк, и в ней содержится максимум 21 не равных между собой элементов. В случае пластики, срединная плоскость которой совпадает с плоскостью $x_1 0x_2$ правосторонней декартовой системы координат, матрица модулей упругости поляризованной по толщине (вдоль оси $0x_3$) пьезо-керамики имеет следующий вид

$$\|c_{\alpha\beta}^E\| = \begin{pmatrix} c_{11}^E & c_{12}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ & c_{22}^E & c_{23}^E & 0 & 0 & 0 \\ & & c_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ & & & c_{44}^E & 0 & 0 \\ & & & & c_{55}^E & 0 \\ & & & & & c_{66}^E \end{pmatrix} \quad (2.9)$$

При записи матрицы (2.9) по умолчанию предполагается, что она симметрична относительно главной диагонали. Между элементами матрицы модулей упругости поляризованной по толщине

$$e_{pkij} = e_2 \delta_{pk} \delta_{ij} + \frac{e_1 - e_2}{2} (\delta_{pi} \delta_{kj} + \delta_{pj} \delta_{ki}), \quad p, k, i, j = 1, 2, 3, \quad (2.11)$$

(e_1 и e_2 – линейно независимые, экспериментально определяемые константы; $\delta_{pk}, \dots, \delta_{ki}$ – символы Кронекера, равные единице при равенстве индексов, и равные нулю в противном случае), не изменяет своей конструкции при произвольном повороте правосторонней декартовой системы координат. Говоря иными словами, если величины заданы e_{pkij} соотношениями (2.11), то они в своей совокупности образуют изотропный тензор четвертого ранга. Из определения (2.11) следует, что

$$e_{pppp} = e_1; \quad e_{ppij} = e_2; \quad e_{pkpk} = e_{pkkp} = e_{kppk} = (e_1 - e_2)/2.$$

$$\|e_{k\alpha}\| = \begin{pmatrix} e_1 E_1^0 & e_2 E_1^0 & e_2 E_1^0 & 0 & (e_1 - e_2) E_3^0 / 2 & (e_1 - e_2) E_2^0 / 2 \\ e_2 E_2^0 & e_1 E_2^0 & e_2 E_2^0 & (e_1 - e_2) E_3^0 / 2 & 0 & (e_1 - e_2) E_1^0 / 2 \\ e_2 E_3^0 & e_2 E_3^0 & e_1 E_3^0 & (e_1 - e_2) E_2^0 / 2 & (e_1 - e_2) E_1^0 / 2 & 0 \end{pmatrix} \quad (2.12)$$

Матрицу (2.12) будем называть обобщенной матрицей пьезомодулей пьезокерамики, поляризованной в произвольном направлении.

В частном случае поляризованной по толщине

$$\|e_{k\alpha}\| = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & (e_1 - e_2) E_3^0 / 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (e_1 - e_2) E_3^0 / 2 & 0 & 0 \\ e_2 E_3^0 & e_2 E_3^0 & e_1 E_3^0 & 0 & (e_1 - e_2) E_1^0 / 2 & 0 \end{pmatrix} \quad (2.13)$$

пьезокерамической пластинки имеют место следующие соотношения: $c_{11}^E = c_{22}^E \neq c_{33}^E$; $c_{44}^E = c_{55}^E$; $c_{12}^E = c_{13}^E = c_{23}^E$; $c_{66}^E = (c_{11}^E - c_{12}^E)/2$;

Элементы e_{kij} тензора пьезоэлектрических модулей обладают симметрией относительно операции перестановки индексов i и j . По этой причине возможна замена пары тензорных индексов i, j индексом Фойгта α . Матрица пьезомодулей $e_{k\alpha}$ имеет три строки ($k = 1; 2; 3$) и шесть столбцов ($\alpha = 1; 2; \dots; 6$). При этом элементы $e_{k\alpha}$ определяются следующим образом [7]:

$$e_{k\alpha} = e_{kij} = e_{pkij} E_p^0, \quad (2.10)$$

где e_{pkij} – компонент тензора электрострикционных констант; E_p^0 – компонент вектора напряженности поляризующего электрического поля. Поскольку в исходном состоянии сегнетоэлектрик обладал изотропией электроупругих свойств, постольку e_{pkij} является компонентом изотропного тензора четвертого ранга. Прямыми вычислениями можно показать, что матрица тензора четвертого ранга с элементами

Всем другим комбинациям индексов соответствуют нулевые значения компонентов тензора электрострикционных констант.

Предположим, что вектор напряженности $\vec{E}^0(x_k)$ поляризующего электрического поля имеет произвольную ориентацию относительно изготавливаемого пьезокерамического элемента, т.е. его модуль определяется тремя отличными от нуля компонентами $\vec{E}_1^0(x_k)$, $\vec{E}_2^0(x_k)$ и $\vec{E}_3^0(x_k)$. В этом случае из соотношений (2.10) и (2.11) следует, что

пластинки компоненты $E_1^0(x_k) = E_2^0(x_k) = 0$, а $E_3^0(x_k) \neq 0$. При этом матрица (2.12) принимает более простой вид

Матрицу (1.13) принято представлять в следующем виде

$$\|e_{k\alpha}\| = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{24} & 0 & 0 \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}. \quad (2.14)$$

При этом матрица (2.14) снабжается комментариями, что $e_{31} = e_{32} \neq e_{33}$ и $e_{15} = e_{24}$. Создается впечатление, что матрица (2.14) сформирована тремя, в принципе не равными между собой, пьезомодулями. На самом деле это не так. Из записи матрицы (2.13) следует, что $e_{15} = e_{24} = (e_{33} - e_{31})/2$, т.е. пьезомодули e_{15} и e_{24} не являются самостоятельно существующими величинами. Таким образом, матрица поляризованной по толщине пьезокерамической пластинки определяется двумя, не равными между собой, пьезомодулями e_{31} и e_{33} . Этот вывод подтверждается экспериментальными данными по измерению пьезомодулей пьезокерамики *PZT* - 4 (США), которые приведены в монографии [10].

Матрица тензора χ_{nm}^{ε} диэлектрической проницаемости пьезоэлектрических керамик имеет диагональную конструкцию, т.е.

$$\|\chi_{nm}^{\varepsilon}\| = \begin{vmatrix} \chi_{11}^{\varepsilon} & 0 & 0 \\ & \chi_{22}^{\varepsilon} & 0 \\ & & \chi_{33}^{\varepsilon} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \chi_1^{\varepsilon} & 0 & 0 \\ & \chi_2^{\varepsilon} & 0 \\ & & \chi_3^{\varepsilon} \end{vmatrix} \quad (2.15)$$

В случае поляризованной по толщине пьезокерамической пластинки элементы матрицы (2.15) соотносятся между собой следующим образом: $\chi_1^{\varepsilon} = \chi_2^{\varepsilon} \neq \chi_3^{\varepsilon}$.

С учетом всего сказанного выше, уравнения физического состояния (2.7) и (2.8) можно записать в несколько ином виде, а именно

$$\sigma_{ij} = c_{ijkl}^E \frac{\partial u_l}{\partial x_k} + e_{kij} \frac{\partial \Phi}{\partial x_k} \quad (2.16)$$

$$D_n = -\chi_{nm}^{\varepsilon} \frac{\partial \Phi}{\partial x_n} + e_{npq} \frac{\partial u_p}{\partial x_q}. \quad (2.17)$$

Подставляя соотношение (2.16) в уравнение (2.1) установившихся упругих колебаний, а выражение (2.17) – в условие (2.5) отсутствия свободных носителей электричества, получаем следующую систему дифференциальных уравнений

$$c_{ijkl}^E \frac{\partial^2 u_l}{\partial x_j \partial x_k} + e_{kij} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x_j \partial x_k} + \rho_0 \omega^2 u_i = 0 \quad \forall x_k \in V, \quad (2.18)$$

$$-\chi_n^{\varepsilon} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x_n^2} + e_{npq} \frac{\partial^2 u_p}{\partial x_n \partial x_q} = 0 \quad \forall x_n \in V, \quad (2.19)$$

Система уравнений (2.18), (2.19) содержит три уравнения ($i = 1, 2, 3$), из которых определяют амплитудные значения компонентов $u_i(x_k)$ вектора смещения материальных частиц пьезокерамики, и одно уравнение (2.19), из которого определяется амплитудное значение скалярного потенциала $\Phi(x_k)$ электрического поля в объеме деформируемого пьезокерамического элемента. Очевидно, что набор искомых величин соразмерен с числом уравнений. По этой причине можно утверждать, что система уравнений (2.18), (2.19), которую будем называть базовой формулировкой уравнений электроупругости для пьезокерамических элементов, в принципе разрешима.

Единственность решения системы дифференциальных уравнений (2.18), (2.19) обеспечивается условиями, которые накладываются на искомые решения на границах области их существования, т.е. на поверхности S , которая ограничивает объем V пьезокерамического элемента. Очевидно, что в реальной ситуации поверхность S пьезокерами-

ческого элемента состоит из нескольких фрагментов, в состав которых входят минимум две электродированные поверхности S_1^3 и S_2^3 . При этом на поверхности S_1^3 находится электрический потенциал U_0 , а поверхность S_2^3 заземлена, т.е. на ней всегда нулевой потенциал. Искомые решения для скалярного потенциала должны обеспечить выполнение условий $\Phi(x_k) = U_0 \quad \forall x_k \in S_1^3$ и $\Phi(x_k) = 0 \quad \forall x_k \in S_2^3$. Помимо этого, на всех фрагментах поверхности S должен выполняться третий закон Ньютона в дифференциальной форме, т.е. соотношения равенства сил действия и противодействия, записанные в терминах поверхностной плотности сил, и условия кинематического сопряжения подвижных фрагментов поверхности со средой, в которой колеблется пьезокерамический элемент.

3.ОСОБЕННОСТИ ФОРМУЛИРОВКИ СОТНОШЕНИЙ ЭЛЕКТРОУПРУГОСТИ ПЬЕЗОКЕРАМИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ В

КРИВОЛИНЕЙНЫХ ОРТОГОНАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ КООРДИНАТ

Обращение к той или иной криволинейной системе координат обусловлено стремлением к максимально простой форме записи координат точки при формулировке граничных условий на поверхности S колеблющегося пьезокерамического элемента.

Координаты точки в декартовой системе координат можно задать пересечением трех взаимно перпендикулярных плоскостей $x_1 = const$, $x_2 = const$ и $x_3 = const$. Положение той же точки в пространстве можно задать пересечением трех поверхностей $q_1 = const$, $q_2 = const$ и $q_3 = const$, которые не являются плоскостями и, в общем случае, не должны быть взаимно перпендикулярными в точке пересечения. Наибольший практический интерес представляют криволинейные ортогональные координаты, координатные поверхности и координатные линии которых взаимно перпендикулярны в точке пересечения. В

$$\frac{1}{gh_i} \frac{\partial(g\sigma_{ii})}{\partial q_i} - \frac{\sigma_{kk}}{2h_k^2 h_i} \frac{\partial h_k^2}{\partial q_i} + \frac{1}{gh_i} \frac{\partial}{\partial q_k} (g\sigma_{ik} \frac{h_i}{h_k}) + \rho_0 \omega^2 u_i = 0 \quad \forall q_i \in V, \quad (3.1)$$

где $g = h_1 h_2 h_3$; σ_{ii} , σ_{kk} , и σ_{ik} ($k = 1, 2, 3$) – амплитудные значения изменяющихся во времени по закону $e^{i\omega t}$ компонент тензора упругих напряжений; u_i – амплитудное значение i -го компонента вектора смещений материальных частиц упругой среды. В формуле (3.1) суммирование по индексу i не производится.

$$\text{grad } \Phi(q_i) = \vec{e}_k \frac{\partial \Phi(q_i)}{h_k \partial q_k} = \vec{e}_1 \frac{\partial \Phi(q_i)}{h_1 \partial q_1} + \vec{e}_2 \frac{\partial \Phi(q_i)}{h_2 \partial q_2} + \vec{e}_3 \frac{\partial \Phi(q_i)}{h_3 \partial q_3}, \quad (3.2)$$

$$\text{div } \vec{F}(q_i) = \frac{1}{h_1 h_2 h_3} \left[\text{sign} \frac{\partial}{\partial q_i} (\varepsilon_{ikl} F_i h_k h_l) \right] = \frac{1}{h_1 h_2 h_3} \left[\frac{\partial}{\partial q_1} (F_1 h_2 h_3) + \frac{\partial}{\partial q_2} (F_2 h_3 h_1) + \frac{\partial}{\partial q_3} (F_3 h_1 h_2) \right], \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \text{rot } \vec{F}(q_i) &= \frac{1}{h_1 h_2 h_3} \det \begin{vmatrix} \vec{e}_1 h_1 & \vec{e}_2 h_2 & \vec{e}_3 h_3 \\ \frac{\partial}{\partial q_1} & \frac{\partial}{\partial q_2} & \frac{\partial}{\partial q_3} \\ h_1 F_1 & h_2 F_2 & h_3 F_3 \end{vmatrix} = \\ &= \frac{1}{h_1 h_2 h_3} \left\{ \vec{e}_1 h_1 \left[\frac{\partial(F_3 h_3)}{\partial q_2} - \frac{\partial(F_2 h_2)}{\partial q_3} \right] + \vec{e}_2 h_2 \left[\frac{\partial(F_1 h_1)}{\partial q_3} - \frac{\partial(F_3 h_3)}{\partial q_1} \right] + \vec{e}_3 h_3 \left[\frac{\partial(F_2 h_2)}{\partial q_1} - \frac{\partial(F_1 h_1)}{\partial q_2} \right] \right\}, \quad (3.4) \end{aligned}$$

где \vec{e}_k – единичный вектор (орт) криволинейной ортогональной системы координат – направленный отрезок, который ориентирован в сторону возрастания координаты q_k , если она имеет размерность элемента длины, т.е. метры, и направленный против часовой стрелки, если координатная линия q_k является дугой окружности, вдоль

этом случае теорема Пифагора записывается следующим образом: $ds^2 = h_i^2 dq_i^2$, где ds – длина малого отрезка, который соединяет две близко расположенные точки пространства,

$h_i = \sqrt{g_{ii}}$ – коэффициенты Ламе криволинейной ортогональной системы координат; $g_{ii} = (\partial x_k / \partial q_i)(\partial x_k / \partial q_i)$ (по индексу i не суммировать) – компонент метрического тензора. При записи определения компонента g_{ii} предполагается, что из возможности представления положения фиксированной точки в пространстве декартовыми координатами x_k ($k = 1, 2, 3$) и криволинейными координатами q_j ($j = 1, 2, 3$) следует существование аналитических зависимостей $x_k = x_k(q_j)$ и $q_j = q_j(x_k)$.

Уравнение (2.1) установившихся гармонических колебаний материальных частиц упругой среды в произвольной криволинейной ортогональной системе координат записывается в следующем виде [11]:

Градиент скалярной функции $\Phi(q_i)$, дивергенция и ротор векторной функции $\vec{F}(q_i)$ в произвольной криволинейной ортогональной системе координат определяются следующими выражениями [6]

которой отсчитывается угловая координата; $\text{sign}(x)$ – знаковая функция, равная единице при $x > 0$, и нулю при $x < 0$; ε_{ikl} – компонент тензора Леви-Чивиты.

Лапласиан скалярной функции $\Phi(q_i)$, равный $\text{grad div } \Phi(q_i)$ определяется следующим выражением

$$\text{grad div } \Phi(q_i) = \nabla^2 \Phi(q_i) = \frac{1}{h_1 h_2 h_3} \left[\frac{\partial}{\partial q_1} \left(\frac{h_2 h_3}{h_1} \frac{\partial \Phi}{\partial q_1} \right) + \frac{\partial}{\partial q_2} \left(\frac{h_1 h_3}{h_2} \frac{\partial \Phi}{\partial q_2} \right) + \frac{\partial}{\partial q_3} \left(\frac{h_1 h_2}{h_3} \frac{\partial \Phi}{\partial q_3} \right) \right] \quad (3.5)$$

Уравнения физического состояния (2.7) и (2.8) сохраняют свою конструкцию и могут быть записаны в следующем виде

$$\sigma_{IJ} = c_{ijkl}^E \varepsilon_{KL} + e_{kij} E_K, \quad (3.6)$$

$$D_N = -\chi_{nm}^E E_M + e_{npq} \varepsilon_{PQ}, \quad (3.7)$$

В соотношениях (3.6), (3.7) индексы, записанные заглавными латинскими буквами, соответствуют символам координатных линий криволинейной ортогональной системы координат. Набранные маленькими латинскими буквами индексы соответствуют номерам координатных осей декартовой системы координат, т.е. принимают значения 1, 2, 3. Компоненты ε_{KL} (ε_{PQ}) тензора бесконечно

$$\varepsilon_{MN} = \varepsilon_{mn} = \frac{1}{2h_m h_n} \left[h_n^2 \frac{\partial}{\partial q_m} \left(\frac{u_n}{h_n} \right) + h_m^2 \frac{\partial}{\partial q_n} \left(\frac{u_m}{h_m} \right) \right], m \neq n \quad (3.9)$$

Для того, чтобы можно было воспользоваться уравнениями физического состояния (3.6) и (3.7), необходимо в каждом конкретном случае определять соотношения подобия между индексами осей декартовой (физической) системы координат и символами координатных линий криволинейной ортогональной системы координат.

Рассмотрим эту процедуру на примере цилиндрической системы координат.

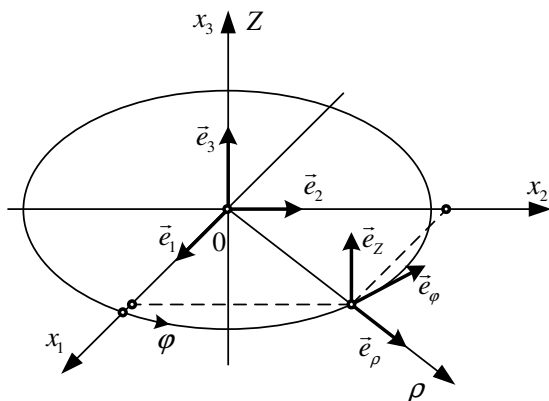


рис.3.1. Декартова система координат (x_1, x_2, x_3) и сопряженная с ней криволинейная цилиндрическая система координат (ρ, φ, z) .

Цилиндрическая система координат (рис.3.1) образована двумя прямолинейными осями ρ

малых деформаций в произвольной криволинейной ортогональной системе координат определяются следующими выражениями [11]:

– диагональные элементы матрицы тензора деформаций

$$\varepsilon_{ii} = \varepsilon_{ii} = \frac{1}{2h_i^2} \frac{\partial h_i^2}{\partial q_k} + \frac{\partial}{\partial q_i} \left(\frac{u_i}{h_i} \right), \quad (3.8)$$

где $u_k(q_i)$ – k -ый компонент вектора смещения материальных частиц деформируемого твердого тела, определенный в криволинейной системе координат (q_1, q_2, q_3) . Суммирование по индексу i в формуле (3.8) не производится;

– не диагональные элементы матрицы тензора бесконечно малых деформации

$(0 \leq \rho < \infty)$ и z $(-\infty < z < \infty)$ и круговой криволинейной осью φ азимутальных углов, причем $0 \leq \varphi \leq 2\pi$.

В правосторонней декартовой системе координат (x_1, x_2, x_3) (рис.3.1) единичные векторы (орты) \vec{e}_k связаны между собой следующим образом

$$\vec{e}_1 \times \vec{e}_2 = \vec{e}_3, \quad (3.10)$$

где \times – знак векторного умножения.

В цилиндрической системе координат (ρ, φ, z) между ортами \vec{e}_ρ , \vec{e}_φ и \vec{e}_z которые взаимно ортогональны между собой в любой, произвольно выбранной точке пространства, выражению (3.10) соответствует следующее векторное произведение

$$\vec{e}_\rho \times \vec{e}_\varphi = \vec{e}_z. \quad (3.11)$$

Из геометрического (рис. 3.1) и аналитического подобия (соотношения (3.10) и (3.11)) трехгранников из единичных векторов следует определение криволинейных координат q_j : $q_1 = \rho$, $q_2 = \varphi$ и $q_3 = z$. Кроме того, устанавливается соответствие между индексами декартовой системы координат и символами осей цилиндрической системы координат:

$$1 \Leftrightarrow \rho; 2 \Leftrightarrow \varphi; 3 \Leftrightarrow z. \quad (3.12)$$

Соотношением подобия (3.12) позволяют корректно определять содержание матриц материальных констант $c_{\alpha\beta}^E$, e_{ka} и χ_{nm}^E цилиндрической системе координат.

Предположим, что в цилиндрической системе координат (ρ, φ, z) рассматривается цилиндрическая пьезокерамическая оболочка (рис.3.2), материал которой поляризован по толщине стенки, т.е. в направлении координатной оси ρ . При этом поворотная ось симметрии шестого порядка, которая определяет пространственную

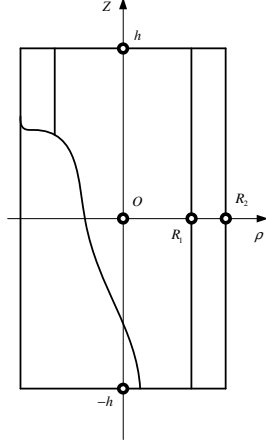


рис.3.2. К определению матриц материальных констант пьезокерамического элемента в цилиндрической системе координат

симметрию физических свойств пьезокерамики также ориентирована вдоль направления радиальной оси ρ . Так как радиальная ось ρ эквивалентна координатной оси x_1 , декартовой (физической) оси координат, то матрица модулей упругости ${}^{(\rho)}c_{\alpha\beta}^E$ поляризованной вдоль направления радиальной оси пьезокерамики получается из матрицы (2.9) поворотом декартовой системы координат (x_1, x_2, x_3) на угол $\pi/2$ вокруг оси Ox_2 (рис.3.3).

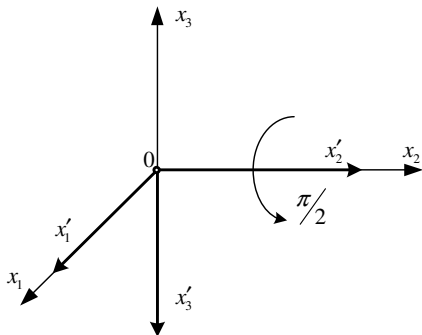


рис.3.3. К преобразованию матрицы (1.9)

При этом элементы матрицы ${}^{(\rho)}c_{\alpha\beta}^E$ определяются по правилам преобразования компонентов тензора четвертого ранга, т.е.

$${}^{(\rho)}c_{\alpha\beta}^E = {}^{(\rho)}c_{mnpq}^E = \alpha_{mi}\alpha_{nj}\alpha_{pk}\alpha_{ql}c_{ijkl}^E, \quad (3.13)$$

где $\alpha_{mi}, \dots, \alpha_{ql}$ – направляющие косинусы координатных осей повернутой системы координат, т.е. $\alpha_{mi} = \cos(x_i, x'_m), \dots, \alpha_{ql} = \cos(x_l, x'_q)$; c_{ijkl}^E – элементы матрицы (2.9). Из приведенных на рис.3.3 построений следует, что $\alpha_{11} = \alpha_{12} = 0$; $\alpha_{13} = 1$; $\alpha_{21} = \alpha_{23} = 0$; $\alpha_{22} = 1$; $\alpha_{31} = -1$; $\alpha_{32} = \alpha_{33} = 0$. Выполняя в формуле (3.13) суммирование по дважды повторяющимся индексам i, j, k и l и сворачивая в полученных результатах пары тензорных индексов в индексы Фойгта, приходим к выводу, что

$$\|{}^{(\rho)}c_{\alpha\beta}^E\| = \begin{vmatrix} c_{33}^E & c_{23}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ & c_{22}^E & c_{12}^E & 0 & 0 & 0 \\ & & c_{11}^E & 0 & 0 & 0 \\ & & & c_{66}^E & 0 & 0 \\ & & & & c_{55}^E & 0 \\ & & & & & c_{44}^E \end{vmatrix}, \quad (3.14)$$

где $c_{\lambda\delta}^E$ ($\lambda, \delta = 1, 2, \dots, 6$) элементы матрицы (2.9).

Элементы матрицы ${}^{(\rho)}\chi_{ij}^E$ тензора диэлектрической проницаемости поляризованной в радиальном направлении оболочки получаются из элементов χ_{nm}^E матрицы (2.15) по правилам преобразования компонентов тензора второго ранга, т.е. ${}^{(\rho)}\chi_{ij}^E = \alpha_{in}\alpha_{jm}\chi_{nm}^E$, где α_{in} и α_{jm} – направляющие косинусы координатных осей повернутой системы координат. Выполняя необходимые действия получаем

$$\|{}^{(\rho)}\chi_{ij}^E\| = \begin{vmatrix} \chi_{33}^E & 0 & 0 \\ & \chi_{22}^E & 0 \\ & & \chi_{11}^E \end{vmatrix}, \quad (3.15)$$

где χ_{nm}^E – элементы матрицы (2.15).

Матрица пьезоэлектрических модулей ${}^{(\rho)}e_{k\alpha}$ поляризованной по толщине стенки пьезокерамической оболочки получается из матрицы (2.12) при значениях $E_2^0 = E_3^0 = 0$ и $E_1^0 \neq 0$, и записывается следующим образом

$$\|{}^{(\rho)}e_{k\alpha}\| = \begin{vmatrix} e_{11} & e_{12} & e_{13} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{26} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & e_{35} & 0 \end{vmatrix}, \quad (3.16)$$

где $e_{12} = e_{13}$ и $e_{26} = e_{35} = (e_{11} - e_{12})/2$.

Если цилиндрическая оболочка выполнена из склеенных пьезокерамических стержней, поляризованных в направлении касательной к окружности $\rho = const (R_1 \leq \rho \leq R_2)$, то, выполняя аналогичные действия, получаем следующие конструкции матриц материальных констант ${}^{(\varphi)}c_{\alpha\beta}^E$,

$$\begin{aligned} & {}^{(\varphi)}\chi_{ij}^\varepsilon \text{ и } {}^{(\varphi)}e_{k\alpha}: \\ & \left\| {}^{(\varphi)}c_{\alpha\beta}^E \right\| = \left\| \begin{array}{cccccc} c_{11}^E & c_{13}^E & c_{12}^E & 0 & 0 & 0 \\ & c_{33}^E & c_{23}^E & 0 & 0 & 0 \\ & & c_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ & & & c_{44}^E & 0 & 0 \\ & & & & c_{66}^E & 0 \\ & & & & & c_{55}^E \end{array} \right\|, \\ & \left\| {}^{(\rho)}\chi_{ij}^\varepsilon \right\| = \left\| \begin{array}{ccc} \chi_{11}^\varepsilon & 0 & 0 \\ & \chi_{33}^\varepsilon & 0 \\ & & \chi_{22}^\varepsilon \end{array} \right\|, \\ & \left\| {}^{(\rho)}e_{k\alpha} \right\| = \left\| \begin{array}{cccccc} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{16} \\ e_{21} & e_{22} & e_{23} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{34} & 0 & 0 \end{array} \right\|, \end{aligned}$$

где $e_{21} = e_{23}$; $e_{16} = e_{34} = (e_{22} - e_{21})/2$.

Рассмотрим соотношения электроупругости в эллиптической цилиндрической системе координат

4. СООТНОШЕНИЯ ЭЛЕКТРОУПРУГОСТИ ДЛЯ ПЬЕЗОКЕРАМИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ В ЭЛЛИПТИЧЕСКОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ КООРДИНАТ

Положение точки на плоскости x_1Ox_2 правосторонней (физической) декартовой системы координат определяется пересечением двух координатных линий, которые располагаются в этой плоскости. Одной из координатных линий, как следует из названия криволинейной системы координат, является эллипс, уравнение которого, как известно, имеет следующий вид

$$\frac{x_1^2}{b^2} + \frac{x_2^2}{c^2} = 1, \quad (4.1)$$

где b и c – полуоси эллипса. Полагая, что $b > c$, числовые значения полуосей можно определить следующим образом:

$$b = d \operatorname{ch} \mu, c = d \operatorname{sh} \mu, \quad (4.2)$$

где числа d и μ определяются единственным образом, причем $th \mu = c/b$, а $d = b/\operatorname{ch} \mu$. На рис.4.1 показано семейство эллипсов (сплошные кривые) построенных в предположении, что $d = 1$, а параметр μ принимает значения 0,1; 1 и 2

(цифры в поле рисунка, набранные полужирным шрифтом).

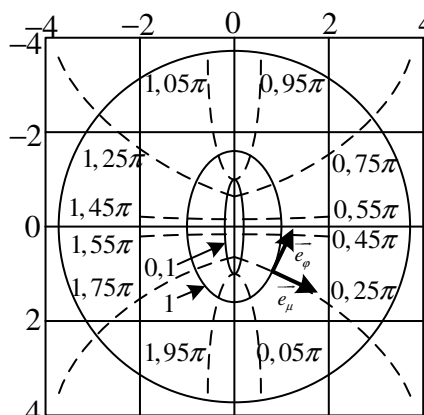


рис.4.1. К определению координат точки в плоскости x_1Ox_2

Так как $(x_1/b) \leq 1$ и $(x_2/c) \leq 1$, то можно ввести угол φ такой, что $(x_1/b) = \cos \varphi$ и $(x_2/c) = \sin \varphi$. При этом угол φ отсчитывается против часовой стрелки вдоль дуги эллипса. Из последней записи следует, что

$$x_1 = d \operatorname{ch} \mu \cos \varphi, x_2 = d \operatorname{sh} \mu \sin \varphi. \quad (4.3)$$

Из определений (4.3) следует, что $\operatorname{ch} \mu = x_1/(d \cos \varphi)$ и $\operatorname{sh} \mu = x_2/(d \sin \varphi)$. Так как $\operatorname{ch}^2 \mu - \operatorname{sh}^2 \mu = 1$, то при фиксированном значении азимутального угла φ всегда должно выполняться равенство

$$\frac{x_1^2}{d^2 \cos^2 \varphi} - \frac{x_2^2}{d^2 \sin^2 \varphi} = 1, \quad (4.4)$$

откуда следует, что

$$x_2 = d \sin \varphi \sqrt{\frac{x_1^2}{d^2 \cos^2 \varphi} - 1}. \quad (4.5)$$

Определенные соотношениями (4.4) и (4.5) гиперболы показаны на рис.4.1 штриховыми кривыми. Фиксированное значение азимутального угла φ , при котором выполнялся расчет ветви гиперболы, показано в поле рис.4.1.

Таким образом, положение произвольно выбранной точки на плоскости x_1Ox_2 можно определить пересечением эллипса $\mu = const$ и гиперболы $\varphi = const$. Положение точки в пространстве определяется пересечением трех координатных поверхностей, а именно – эллиптического цилиндра $\mu = const (0 \leq \mu \leq \infty)$, гиперболического цилиндра $\varphi = const (0 \leq \varphi \leq 2\pi)$ и плоскости

$z = const (-\infty < z < \infty)$. Поскольку выполняется векторное равенство $\vec{e}_\mu \times \vec{e}_\varphi = \vec{e}_z$. (единичный вектор \vec{e}_z на рис.4.1 не показан), постольку можно считать, что криволинейные оси эллиптической системы координат нумеруются следующим образом:

$$g_{12} = \frac{\partial x_k}{\partial q_1} \frac{\partial x_k}{\partial q_2} = \frac{\partial x_1}{\partial q_1} \frac{\partial x_1}{\partial q_2} + \frac{\partial x_2}{\partial q_1} \frac{\partial x_2}{\partial q_2} + \frac{\partial x_3}{\partial q_1} \frac{\partial x_3}{\partial q_2} = -d \operatorname{sh} \mu \cos \varphi d \operatorname{ch} \mu \sin \varphi + d \operatorname{ch} \mu \sin \varphi d \operatorname{sh} \mu \cos \varphi + 0 = 0$$

Диагональные элементы матрицы метрического тензора $g_{12} = (\partial x_k / \partial q_i) (\partial x_k / \partial q_i)$ (по индексу i не суммировать) определяются для эллиптической цилиндрической системы координат следующими выражениями: $g_{11} = g_{22} = d^2(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)$, $g_{33} = 1$. Из последних записей следуют выражения для расчета коэффициентов Ламе эллиптической цилиндрической системы координат:

$$h_1 = h_2 = d\sqrt{\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi}, h_3 = 1 \quad (4.7)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{11} \equiv \varepsilon_{\mu\mu} &= \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} u_\varphi + \frac{1}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}} \frac{\partial u_\mu}{\partial \mu}; \\ \varepsilon_{22} \equiv \varepsilon_{\varphi\varphi} &= \frac{\operatorname{sh} \mu \operatorname{ch} \mu}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} u_\mu + \frac{1}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi}; \quad \varepsilon_{33} \equiv \varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z}; \\ \varepsilon_{12} = \varepsilon_{21} \equiv \varepsilon_{\mu\varphi} &= \frac{1}{2} \left[\frac{1}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \mu} - \frac{\operatorname{sh} \mu \operatorname{ch} \mu}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} u_\varphi + \frac{1}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}} \frac{\partial u_\mu}{\partial \varphi} - \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} u_\mu \right]; \\ \varepsilon_{13} = \varepsilon_{31} \equiv \varepsilon_{\mu z} &= \frac{1}{2} \left[\frac{1}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}} \frac{\partial u_z}{\partial \mu} + \frac{\partial u_\mu}{\partial z} \right]; \\ \varepsilon_{23} = \varepsilon_{32} \equiv \varepsilon_{\varphi z} &= \frac{1}{2} \left[\frac{1}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} \right]; \end{aligned} \quad (4.8)$$

Из общих выражений (3.2) – (3.4) следуют соотношения для расчета градиента скалярного

поля $\Phi(\mu, \varphi, z)$, дивергенции и ротора векторного поля $\vec{F}(\mu, \varphi, z)$:

$$\operatorname{grad} \Phi(\mu, \varphi, z) = \frac{\vec{e}_\mu}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}} \frac{\partial \Phi}{\partial \mu} + \frac{\vec{e}_\varphi}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi} + \vec{e}_z \frac{\partial \Phi}{\partial z}, \quad (4.9)$$

$$\operatorname{div} \vec{F}(\mu, \varphi, z) = \frac{1}{d^2(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)} \left\{ d \frac{\partial}{\partial \mu} \left[\left((\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} \right) F_\mu(\mu, \varphi, z) \right] + d \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\left((\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} \right) F_\varphi(\mu, \varphi, z) \right] \right\} + \frac{\partial F_z(\mu, \varphi, z)}{\partial z}, \quad (4.10)$$

$$\operatorname{rot} \vec{F}(\mu, \varphi, z) = \vec{e}_\mu \left\{ \frac{1}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}} \frac{\partial F_z(\mu, \varphi, z)}{\partial \varphi} - \frac{\partial F_\varphi(\mu, \varphi, z)}{\partial z} \right\} + \vec{e}_\varphi \left\{ \frac{\partial F_\mu(\mu, \varphi, z)}{\partial z} - \frac{1}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}}} \frac{\partial F_z(\mu, \varphi, z)}{\partial \mu} \right\} + \frac{\vec{e}_z}{d(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)} \left\{ \frac{\partial}{\partial \mu} \left[(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} F_\varphi(\mu, \varphi, z) \right] - \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} F_\mu(\mu, \varphi, z) \right] \right\}. \quad (4.11)$$

Из общего определения (3.5) следует выражение для расчета лапласиана скалярной функции $\Phi(\mu, \varphi, z)$ в

эллиптической цилиндрической системе координат

$$\nabla^2 \Phi(\mu, \varphi, z) = \frac{1}{d^2(\operatorname{sh}^2 \mu + \sin^2 \varphi)} \left[\frac{\partial^2 \Phi(\mu, \varphi, z)}{\partial \mu^2} + \frac{\partial^2 \Phi(\mu, \varphi, z)}{\partial \varphi^2} \right] + \frac{\partial^2 \Phi(\mu, \varphi, z)}{\partial z^2}. \quad (4.12)$$

Обращаясь к соотношению (3.1) получаем уравнения движения материальной частицы деформируемого твердого тела в эллиптической цилиндрической системе координат:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{d(sh^2\mu + \sin^2\varphi)^{\frac{1}{2}}} \left[\frac{\partial\sigma_{\mu\mu}}{\partial\mu} + \frac{\partial\sigma_{\mu\varphi}}{\partial\varphi} \right] + \frac{\partial\sigma_{\mu z}}{\partial z} + \frac{1}{d(sh^2\mu + \sin^2\varphi)^{\frac{3}{2}}} \left[(\sigma_{\mu\mu} - \sigma_{\varphi\varphi})sh\mu ch\mu + 2\sigma_{\mu\varphi} \sin\varphi \cos\varphi \right] - \rho_0 \frac{\partial^2 u_\mu}{\partial t^2} = \\ & 0, \\ & \frac{1}{d(sh^2\mu + \sin^2\varphi)^{\frac{1}{2}}} \left[\frac{\partial\sigma_{\varphi\varphi}}{\partial\varphi} + \frac{\partial\sigma_{\varphi\mu}}{\partial\mu} \right] + \frac{\partial\sigma_{\varphi z}}{\partial z} + \frac{1}{d(sh^2\mu + \sin^2\varphi)^{\frac{3}{2}}} \left[(\sigma_{\varphi\varphi} - \sigma_{\mu\mu}) \sin\varphi \cos\varphi + 2\sigma_{\varphi\mu}sh\mu ch\mu \right] - \\ & \rho_0 \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial t^2} = 0, \\ & \frac{\partial\sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{1}{d(sh^2\mu + \sin^2\varphi)^{\frac{1}{2}}} \left[\frac{\partial\sigma_{z\mu}}{\partial\mu} + \frac{\partial\sigma_{z\varphi}}{\partial\varphi} \right] + \frac{1}{d(sh^2\mu + \sin^2\varphi)^{\frac{3}{2}}} \left[\sigma_{z\mu}sh\mu ch\mu + \sigma_{z\varphi} \sin\varphi \cos\varphi \right] - \rho_0 \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} = 0, \quad (4.13) \end{aligned}$$

где σ_{IJ} ($I, J = \mu, \varphi, z$) – компоненты тензора результирующих механических напряжений, которые определяются обобщенным законом Гука (3.6) при условии выполнения следующих соотношений эквивалентности: $1 \Leftrightarrow \mu$; $2 \Leftrightarrow \varphi$; $3 \Leftrightarrow z$.

Представленные в настоящем параграфе соотношения образуют необходимую и вполне достаточную аналитическую основу для постановки задач электроупругости в эллиптической цилиндрической системе координат.

Завершая описание расчетных соотношений динамической электроупругости в эллиптической цилиндрической системе координат, определим функциональный набор, с помощью которого

$$\frac{1}{d^2(sh^2\mu + \sin^2\varphi)} \left[\frac{\partial^2\Phi(\mu, \varphi, z)}{\partial\mu^2} + \frac{\partial^2\Phi(\mu, \varphi, z)}{\partial\varphi^2} \right] + \frac{\partial^2\Phi(\mu, \varphi, z)}{\partial z^2} + k^2\Phi(\mu, \varphi, z) = 0. \quad (4.14)$$

Будем полагать, что искомое решение $\Phi(\mu, \varphi, z)$ уравнения (4.14) представимо в следующем виде

$$\Phi(\mu, \varphi, z) = M(\mu)F(\varphi)Z(z). \quad (4.15)$$

Следуя классическому методу разделения переменных [2] определим первую константу разделения

$$\frac{1}{d^2(sh^2\mu + \sin^2\varphi)} \left[\frac{1}{M(\mu)} \frac{\partial^2 M(\mu)}{\partial\mu^2} + \frac{1}{F(\varphi)} \frac{\partial^2 F(\varphi)}{\partial\varphi^2} \right] + k^2 = -\frac{1}{Z(z)} \frac{\partial^2 Z(z)}{\partial z^2}. \quad (4.16)$$

выполняется описание динамического напряженно-деформированного состояния в этой системе координат. Для этого рассмотрим схему решения уравнения Гельмгольца, которое описывает изменяющиеся во времени по закону $e^{i\omega t}$ волновые процессы.

В эллиптической цилиндрической системе координат уравнение Гельмгольца $\nabla^2\Phi + k^2\Phi = 0$ ($\Phi(\mu, \varphi, z)$ – амплитудное значение изменяющегося во времени по закону $e^{i\omega t}$ скалярного потенциала поля смещений материальных частиц упругой среды; $k = \omega/v$ – волновое число; v – скорость распространения упругих возмущений) записывается следующим образом

Подставляя предполагаемый вид решения (4.15) в уравнение (4.14), получаем

лечения символом s^2 , где s – число, подлежащее определению в ходе решения граничной задачи.

После этого получаем два уравнения

$$\frac{1}{d^2(sh^2\mu + \sin^2\varphi)} \left[\frac{1}{M(\mu)} \frac{\partial^2 M(\mu)}{\partial\mu^2} + \frac{1}{F(\varphi)} \frac{\partial^2 F(\varphi)}{\partial\varphi^2} \right] + k^2 = s^2, \quad (4.17)$$

$$s^2 = -\frac{1}{Z(z)} \frac{\partial^2 Z(z)}{\partial z^2}. \quad (4.18)$$

Решение уравнения (4.18) очевидно:

$$Z(z) = A \cos(sz) + B \sin(sz). \quad (4.19)$$

Выполним эквивалентные преобразования в сомножителе перед квадратной скобкой в уравнении (4.17). Очевидно, что $sh^2\mu = (ch\ 2\mu - 1)/2$ и

$$\frac{1}{M(\mu)} \frac{\partial^2 M(\mu)}{\partial\mu^2} + \frac{1}{F(\varphi)} \frac{\partial^2 F(\varphi)}{\partial\varphi^2} + (k^2 - s^2) \frac{d^2}{2} (ch\ 2\mu - \cos 2\varphi) = 0. \quad (4.20)$$

Поскольку μ и φ являются независимыми переменными, постольку должно выполняться равенство

$$\frac{1}{M(\mu)} \frac{\partial^2 M(\mu)}{\partial \mu^2} + (k^2 - s^2) \frac{d^2}{2} ch 2\mu = - \frac{1}{F(\varphi)} \frac{\partial^2 F(\varphi)}{\partial \varphi^2} + (k^2 - s^2) \frac{d^2}{2} c \cos 2\varphi. \quad (4.21)$$

Равенство (4.21) выполняется при любых произвольных значениях μ и φ тогда и только тогда, когда левая и правая его части не зависят от значений переменных μ и φ соответственно и равны одной и той же константе. Обозначая вторую константу разделением символом p , получаем из уравнения (4.21) два обыкновенных дифференциальных уравнения следующего вида

$$\frac{\partial^2 F(\varphi)}{\partial \varphi^2} + (p - 2q \cos 2\varphi) F(\varphi) = 0, \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial^2 M(\mu)}{\partial \mu^2} + (p - 2q ch 2\mu) M(\mu) = 0, \quad (4.23)$$

где $2q = d^2(k^2 - s^2)/2$.

Уравнение (4.22) называют канонической формой уравнения Матъе [13], а уравнение (4.23) – модифицированной формой. Таким образом, напряженно-деформированное состояние пьезо-керамических элементов в эллиптической цилиндрической системе координат описывается функциональным набором, который состоит из тригонометрических функций, функций Матъе и модифицированных (присоединенных) функций Матъе.

5. ВЫВОДЫ

На основе анализа основных тенденций развития гидроакустики обоснована необходимость совершенствования научных основ проектирования эллиптических цилиндрических преобразователей. Показано, что одним из целесообразных направлений этого совершенствования является расчет преобразователей с использованием метода связанных полей. Однако для его применения необходимы основные соотношения электроупругости для эллиптических цилиндрических пьезо-керамических оболочек. Приведен математический алгоритм получения этих соотношений. Их использование позволит осуществлять проектирование эллиптических цилиндрических пьезо-керамических преобразователей на основе более адекватного метода связанных полей.

Литература

1. Дерепя А.В., Лейко А.Г., Меленко Ю.Я. Основы военно-технических исследований. Теория и приложения. Т.7. Комплексная система «гидроакустическое вооружение – надводный корабль». Проблемные аспекты системы «гидроакустическая станция – надводный корабль» с антеннами, размещенными в корпусе корабля. – К.: Дом Дмитрия Бурого, 2014. – 424 с.
2. Дерепя А.В., Лейко А.Г., Меленко Ю.Я. Основы военно-технических исследований. Теория и приложения. Т.8. Комплексная система «гидроакустическое вооружение – надводный корабль». Проблемные аспекты системы «гидроакустическая станция – надводный корабль» с антеннами переменной глубины. – К.: Дом Дмитрия Бурого, 2016. – 400 с.
3. Дідковський В.С., Лейко О.Г., Савін В.Г. Електроакустичні п'єзокерамічні перетворювачі (розрахунок, проектування, конструювання) – Кіровоград Імекс-ЛТД, 2006. – 448 с.
4. Лейко А.Г., Нижник А.И., Старовойт Я.И. Звуковые поля пьезо-керамических излучателей с различным пьезоэффектом // Электроника и связь. – 2013. – №5. – с. 50 – 55
5. Лейко А.Г., Нижник А.И., Старовойт Я.И. К вопросу об излучении звука цилиндрическими пьезо-керамическими преобразователями различной конструкции // Электроника и связь. – 2014. – №1. – с. 81 – 94
6. Гусак З.Т. О частотных характеристиках электрических полей цилиндрической пьезо-керамической антенны с экраном в виде незамкнутого кольцевого слоя / З.Т.Гусак, А.Г.Лейко // Журнал нано- та електронної фізики. – 2016. – т.8, №1, 01029. – с.1 – 6.
7. Петрищев О.Н. Гармонические колебания пьезо-керамических элементов. Часть 1. Гармонические колебания пьезо-керамических элементов в вакууме и метод резонанса – антирезонанса. Киев: Аверс, 2012. – 300 с.
8. Гринченко В.Т., Улитко А.Ф., Шульга Н.А. Механика связанных полей в элементах конструкций. Т.5. Электроупругость. – Киев: Наукова думка, 1989. – 280 с.
9. Джагунов Р.Г., Ерофеев А.А. Пьезоэлектронные устройства вычислительной техники, систем контроля и управления: Справочник. – СПб.: Политехника, 1994. – 680 с.
10. Партон В.З., Кудрявцев Б.А. Электроупругость пьезоэлектрических и электропроводных тел. – М.: Наука, 1988. – 472 с.
11. Новацкий В. Теория упругости. – М.: Мир, 1975. – 872 с.
12. Арфкен Г. Математические методы в физике. – М.: Атомиздат, 1970. – 712 с.
13. Абрамовиц М., Стигган И. Справочник по специальным функциям с формулами, графиками и математическими таблицами. – М.: Наука, 1979. – 832 с.

ELECTROELASTICITY EQUATIONS FOR CALCULATING THE PARAMETERS OF ELLIPTIC CYLINDRICAL PIEZOCERAMIC TRANSDUCERS

Alexander LEIKO Oleg PETRISCHEV Yaroslav STAROVOIT Natalia BOGDANOVA

Department of the Acoustics and acoustoelectronics, NTUU "KPI" – Kiev, Ukraine

e-mail: n_bogdanova@ukr.net

Abstract: Electroelasticity equations for elliptic cylindrical coordinate system have been obtained using a rigorous method-related fields, that allow us to carry out calculation of the parameters of elliptic cylindrical piezoelectric transducers in the future, which have found wide application in practical underwater acoustics.

Key words: electroelasticity, piezoceramic transducer, an elliptical cylinder.

ОЦЕНКА ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ СЛОЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЗАВИСИМОСТИ КОЛИЧЕСТВА ГРАНЕЙ ТРИАНГУЛЯЦИОННЫХ МОДЕЛЕЙ ОТ ДОПУСТИМОГО ДВУГРАННОГО УГЛА МЕЖДУ СМЕЖНЫМИ ГРАНЯМИ

Владимир ДОБРОСКОК¹, Ярослав ГАРАЩЕНКО²

^{1,2}Кафедра "Интегрированные технологии машиностроения",
Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", Украина
e-mail: yaroslav.garashchenko@gmail.com

Аннотация. В статье представлены результаты исследования возможности оценки геометрической сложности промышленных изделий на основе анализа регрессионной зависимости количества треугольных граней от параметров триангуляции. В качестве основного параметра триангуляции рассматривался допустимый двугранный угол между смежными треугольными гранями. Исследование зависимости выполнялось для базовых геометрических тел, что позволило выявить общее уравнение регрессии. Проверка уравнения регрессии на примере моделей промышленных изделий подтвердило выдвинутую научную гипотезу о возможности оценки геометрической сложности промышленных изделий на основе анализа регрессионной зависимости количества граней от допустимого двугранный угла между смежными гранями.

Ключевые слова: аддитивные технологии, триангуляционная модель, геометрическая сложность изделия.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время существует потребность в разработке научно обоснованной методологии определения технологичности изделий и выбора стратегии изготовления на базе анализа 3D моделей [1-5].

Применительно к аддитивным технологиям (Additive manufacturing) исходной геометрической информацией для изготовления является триангуляционная модель промышленного изделия [6]. Триангуляционная модель унифицирует представление о поверхности изделия, что создает предпосылки для анализа системы треугольных граней. Анализ 3D модели должен представлять собой определение безразмерных показателей, позволяющих оценить геометрическую сложность изделия и прогнозировать технологичность его изготовления [7-11].

В известных работах оценка геометрической сложности изделий, подготавливаемых к изготовлению аддитивными технологиями, производилась на основе показателей, определяемых путем топологического и морфометрического анализа триангуляционных моделей [12-16]. Получаемые показатели не учитывали особенности САД-системы по заданию параметров триангуляции моделей. Их значения задают

ограничения при решении оптимизационной задачи перехода к триангуляционной модели. Параметры триангуляции с учетом конструкции изделия определяют количество и геометрические (статистические) характеристики треугольных граней. Поэтому существующие показатели не являются достаточно представительными для последующего принятия технологических решений на этапе подготовки к изготовлению изделий аддитивными технологиями.

В данной работе рассмотрена научная гипотеза о том, что анализ влияния параметров триангуляции на количество заменяющих треугольных граней может позволить оценивать геометрическую сложность изделий, а следовательно — технологичность их изготовления аддитивными технологиями.

Цель статьи — рассмотреть возможность оценки геометрической сложности отдельных изделий на основе анализа зависимости количества треугольных граней от параметра триангуляции (допустимого двугранный угла между смежными гранями).

УСЛОВИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

В исследовании использовалась одна из наиболее распространенных САД-систем —

Solidworks (Dassault Systemes Solidworks). В Solidworks предусмотрено задание двух параметров, определяющих процесс триангуляции поверхностей модели: допустимая погрешность Δ_{max} и допустимый двугранный угол между смежными гранями φ_{max} . Оба параметра Δ_{max} и φ_{max} определяют с учетом сложности геометрии поверхности (вида поверхности и ограничивающих ее контуров) количество треугольных граней. Отличительная особенность параметра φ_{max} в определении количества треугольников независимо от абсолютных размеров модели изделия. При задании максимального допустимого значения параметра Δ_{max} становится возможным изучение регрессионной зависимости количества треугольных граней N_{face} от параметра триангуляции φ_{max} .

Функционально-регрессионный анализ зависимости $N_{face} = f(\varphi_{max})$ выполнялся в профессиональном статистическом пакете Statistica (StatSoft, Inc.) и приложении MS Excel. Анализ $N_{face} = f(\varphi_{max})$ для набора простых геометрических тел (представлены на рис. 1) и нескольких тестовых моделей промышленных изделий (рис. 2) позволит выявить показатели для оценки геометрической сложности модели.

Поскольку абсолютное количество треугольных граней для исследуемых моделей существенно отличаются, то для обеспечения сравнительного анализа результатов и их совместной оценки выполнялась нормировка исследуемых признаков N_{face} и φ_{max} [17, 18].

Переход от абсолютных значений исследуемых признаков N_{face} , φ_{max} к относительным выполнялся сравнением с эталонным значением [17]. Для этого введено понятие — базовая модель, в качестве которой принимается наиболее точная (с наименьшей величиной параметра φ_{max}) из исследуемого ряда триангуляционных моделей. В результате исследуемые признаки триангуляционных моделей, полученных триангуляцией исходной CAD-модели и соответственно имеющие модельное подобие, рассматриваются относительно соответствующих значений признаков базовой модели. Поэтому регрессионный анализ выполнялся для нормированных значений:

$$x_{\varphi} = \varphi_{max0} / \varphi_{max}, \quad y_N = N_{face} / N_{face0}, \quad (1)$$

где φ_{max0} , N_{face0} — исследуемые признаки базовой модели (эталонные значения).

Предложенная нормировка (1) позволяет перейти к диапазону значений $x_{\varphi} \in (0,1]$ и $y_N \in (0,1]$ для всего ряда триангуляционных моделей, полученных на основе исходной CAD-модели независимо от ее геометрических свойств.

При анализе зависимости $y_N = f(x_{\varphi})$ триангуляционные модели создавались по CAD-модели с допустимым двугранным углом между гранями $\varphi_{max} = 0.5 \div 2.5^\circ$. Минимальное значение параметра φ_{max} определено допустимым интервалом в настройках системы Solidworks при сохранении модели в STL-файл. Диапазон значений параметра φ_{max} определился требованиями необходимой точности триангуляционной модели для изготовления изделия, существующими аддитивными технологиями, и достаточно большого интервала, позволяющего выявить особенности функциональной зависимости $y_N = f(x_{\varphi})$ для тестовых моделей.

Изучение зависимости $y_N = f(x_{\varphi})$ для тестовых моделей (см. рис. 1, 2) выполнялось при объеме выборки $n = 5$ (количество триангуляционных моделей, создаваемых на базе исходной CAD-модели). Критическое значение коэффициента корреляции составляло $R_{cr} = 0.991$ для числа степеней свободы $d_f = (r - 2) = 3$ и уровне значимости $\alpha = 0.001$.

АНАЛИЗ ПРОСТЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ТЕЛ И ПОВЕРХНОСТЕЙ

По результатам регрессионного анализа зависимости $y_N = f(x_{\varphi})$ с использованием набора уравнений из [19-21] и их комбинаций выделено следующие два уравнения регрессии, которые обеспечивают наименьшие значения максимального относительного отклонения от модельных данных:

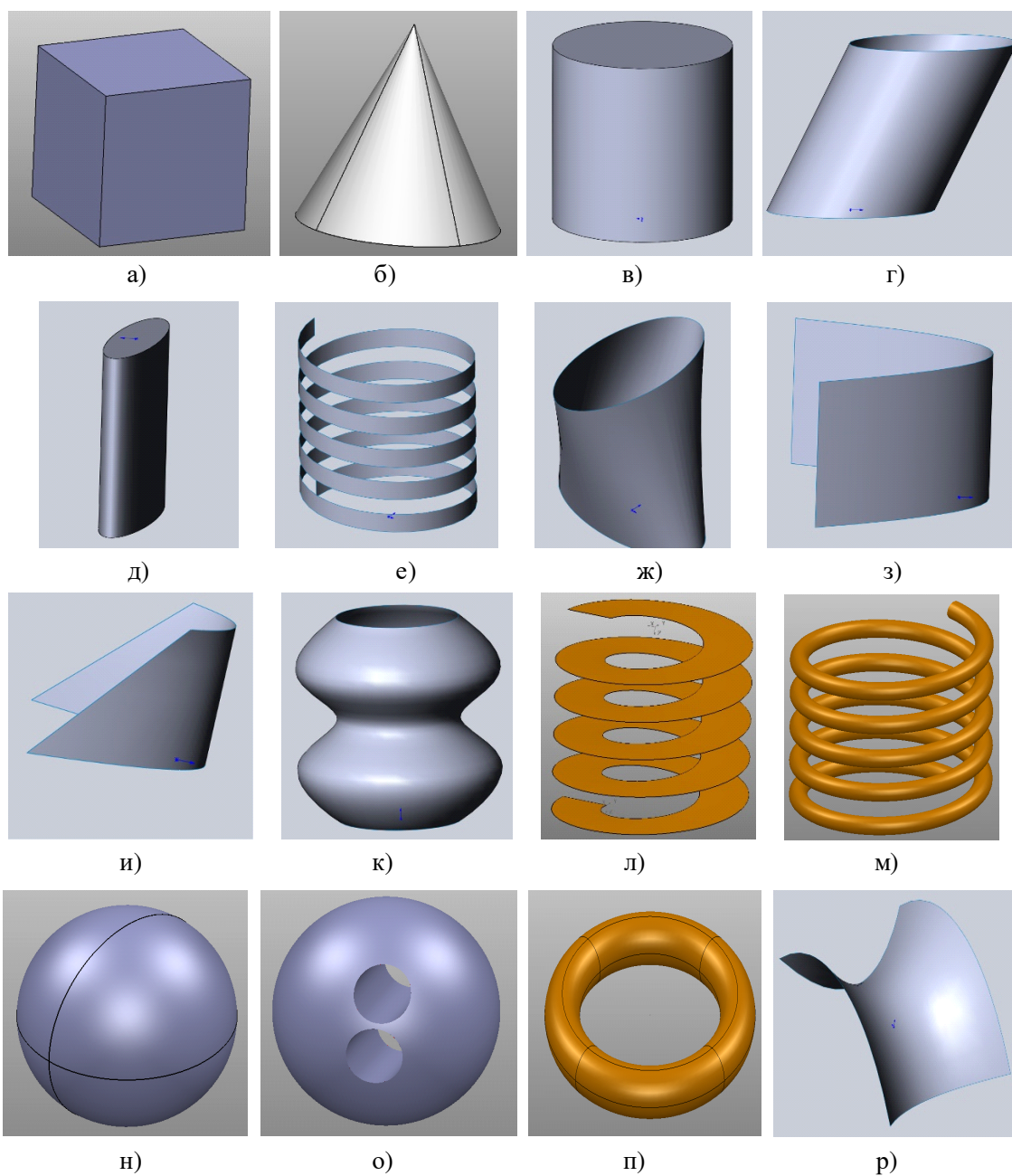


рис.1 3D-модели для анализа зависимостей исследуемых признаков: а) куб; б) конус; в) цилиндр; г) наклонный круговой цилиндр; д) эллиптический цилиндр; е) цилиндрическая винтовая полоса; ж) торс с двумя эллипсами лежащими в параллельных плоскостях; з, и) торсы с двумя параболоми лежащими в параллельных плоскостях (параболический цилиндр); к) гофрированная поверхность вращения общей синусоиды; л) прямой геликоид; м) винтовая поверхность цилиндрической пружины; н) сфера; о) сфера с отверстиями; п) открытый круговой тор; р) гиперболический параболоид

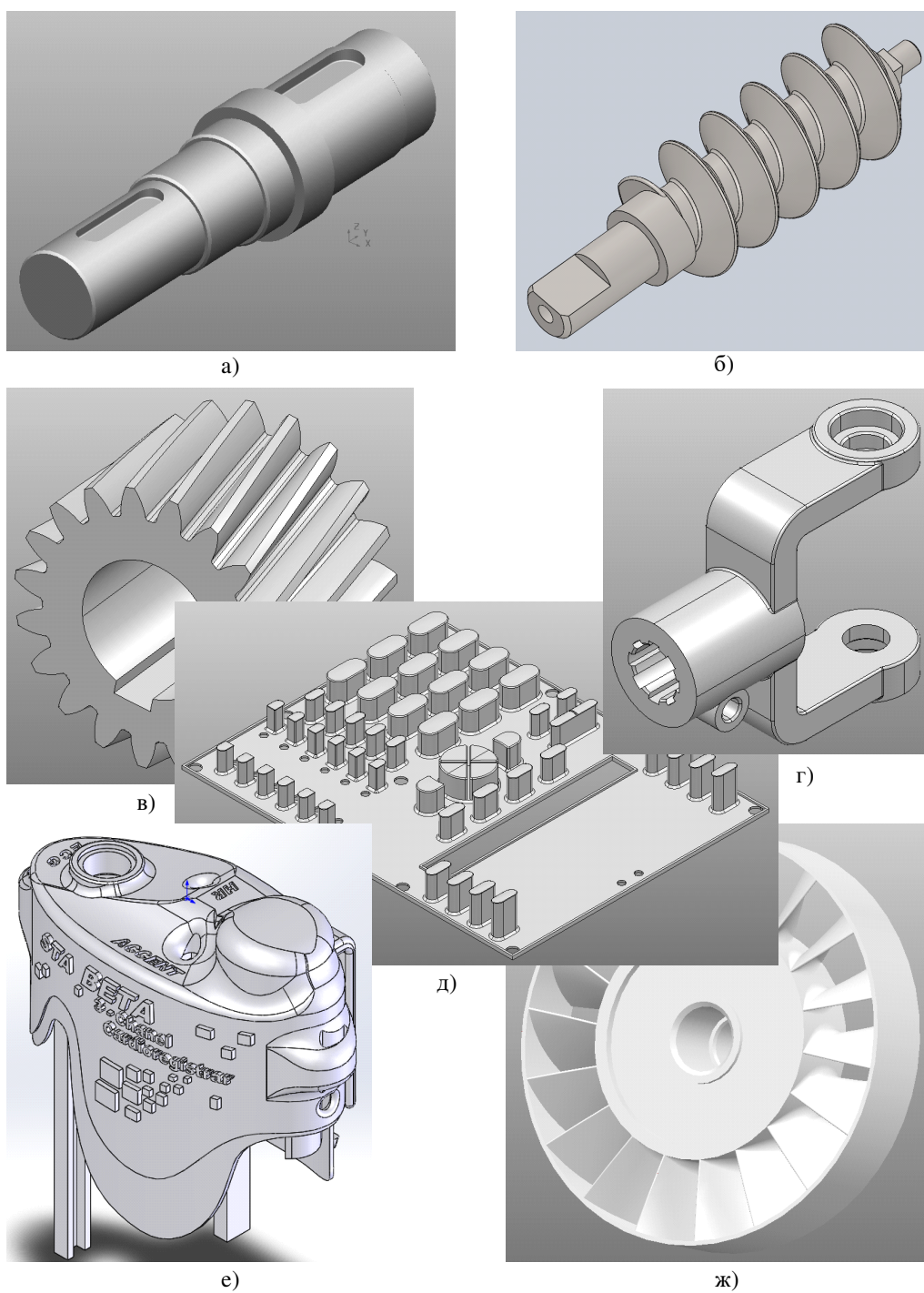


рис.2 3D-модели промышленных изделий для анализа функциональных зависимостей исследуемых признаков:
а) вал со шпоночными пазами; б) шнек; в) шестерня; г) карданный вал;
д) панель; е) крышка; ж) вентилятор

$$y_N = x_\phi^a, \quad (2)$$

$$y_N = ax_\phi^2 + bx_\phi + c, \quad (3)$$

где a, b, c – коэффициенты уравнений регрессии.

Результаты регрессионного анализа зависимости $y_N = f(x_\phi)$ с использованием уравнений (2) и (3), представлены в табл. 1. Уравнение (2) позволяет получать минимальное отклонение от исходных данных для моделей с одной геометрической поверхностью. Уравнение (3) — для

моделей с несколькими геометрическими поверхностями. На рис. 3 показан график зависимостей для исследуемых 3D моделей. Уравнения регрессии (2) и (3) имеют близкие по величине коэффициенты для моделей с различными абсолютными размерами. На примере эллиптического цилиндра значения коэффициентов уравнений не изменяются также от соотношения их размеров.

табл.1 Результаты регрессионного анализа зависимости количества граней модели от предельного значения двугранного угла между смежными гранями

Модель (размеры, мм)	Количество граней базовой модели ($\phi_{\max 0} = 0.5^\circ$)	Коэффициенты уравнения			
		(2)	(3)		
		a	a	b	c
Куб с плоскими поверхностями	12	-	0	0	1
Конус с поверхностями торцевой плоской и прямого кругового конуса	1 440	1.000	0	1.000	0
Цилиндр с торцевыми плоскими поверхностями и цилиндрической поверхностью вращения	2 880	1.000	0	1.000	0
Наклонный круговой цилиндр	1 524	0.998	-0.001	1.000	0.001
Эллиптический цилиндр	2 876	1.003	0	1.001	-0.001
Цилиндрическая винтовая полоса	15 072	0.999	-0.001	1.001	0
Торс с двумя эллипсами лежащими в параллельных плоскостях	363 316	1.749	0.525	0.551	-0.076
Торс с двумя параболоми лежащими в параллельных плоскостях (параболический цилиндр)	576	0.975	0.013	0.974	0.013
Торс с двумя параболоми (отличающихся размерами) лежащими в параллельных плоскостях	93 950	1.969	0.982	0.019	-0.001
Гофрированная поверхность вращения общей синусоиды	993 600	1.958	0.980	0.021	-0.001
Прямой геликоид	15 464	0.880	-0.237	1.250	-0.013
Винтовая поверхность цилиндрической пружины	5 739 462	1.995	0.994	0.007	-0.001
Сфера	516 960	2.006	1.001	-0.001	0
Сфера с отверстием (сферическая и цилиндрическая поверхности)	510 982	1.984	0.994	0.006	0
Сфера с 2-мя отверстиями (сферическая и цилиндрические поверхности)	505 008	1.963	0.982	0.018	0
Открытый круговой тор	1 036 800	2.000	1.002	-0.002	0
Гиперболический параболоид	238 207	2.122	1.129	-0.151	0.019

Конус и все виды цилиндрических поверхностей имеют близкие по величине коэффициенты уравнений. Разница между значениями коэффи-

циентов несущественна и находится в пределах погрешности их определения.

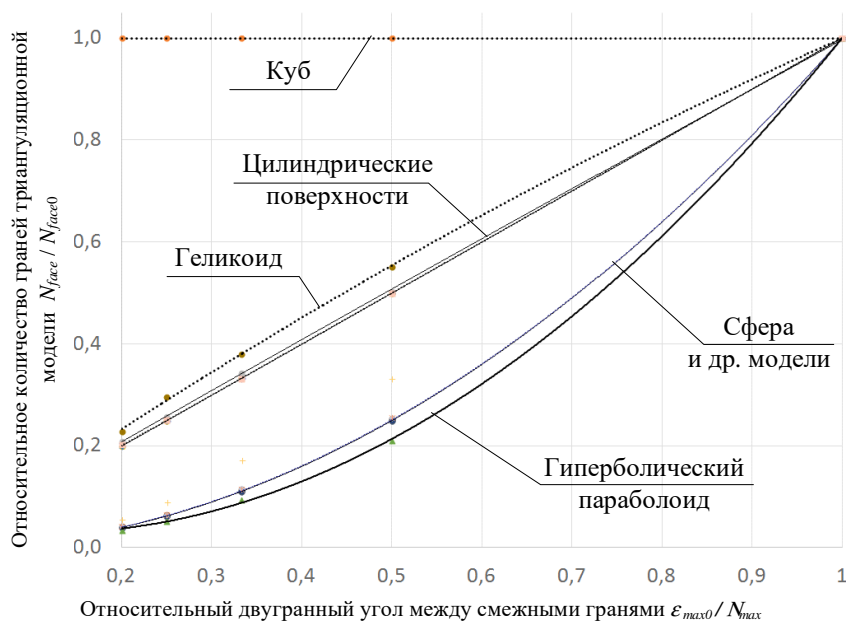


рис.3 Зависимость относительного количества граней модели от относительного допустимого двугранного угла между смежными гранями (двугранный угол для базовой модели $\varphi_{max0} = 0.5^\circ$, количество граней базовой модели N_{face0} приведено в табл. 1)

Наиболее существенные отличия функциональных зависимостей $y_N = f(x_\varphi)$ наблюдаются между моделями куба, геликоида, цилиндра, сферы и гиперболического параболоида. Тор и сфера имеют одинаковые коэффициенты уравнений регрессии.

По приведенным в табл. 1 коэффициентам уравнения (3) наблюдается определенная их связь с исследуемыми поверхностями. Поэтому выполнялся анализ количества треугольных граней для отдельных поверхностей применительно к

модели сферы с отверстием (результаты представлены в табл. 2). В результате выявлено приблизительное соответствие коэффициентов уравнения регрессии относительному количеству граней сферической N_{sph} и цилиндрической поверхности N_{cil} для базовой модели. Коэффициент a – для поверхности сферы ($N_{sph} = 0.995$, при значении коэффициента $a = 0.994$) и b — для цилиндрической поверхности отверстия ($N_{cil} = 0.005$ при $b = 0.006$).

табл.2 Результаты анализа относительного количества граней для отдельных поверхностей модели сферы с цилиндрическим отверстием

Относительная погрешность триангуляции модели, $\varphi_{max0} / \varphi_{max}$	Относительное количество треугольных граней для поверхности	
	сферической	цилиндрической (отверстия)
1.00	0.995	0.005
0.50	0.990	0.010
0.33	0.985	0.015
0.25	0.980	0.020
0.20	0.976	0.024

Результаты анализа тестовых моделей (табл. 1, 2) позволяют утверждать, что значения коэффи-

циентов уравнения регрессии (3) можно ассоциировать с относительным количеством тре-

угольных граней, принадлежащим отдельным видам поверхностей: a – криволинейной поверхности вращения; b – линейчатой поверхности вращения и плоской с криволинейным контуром; c – плоской с прямолинейным контуром (количество граней не изменяется от параметра триангуляции Φ_{max}). Таким образом, на основе сравнения значений коэффициентов возможна оценка геометрической сложности изделий.

АНАЛИЗ МОДЕЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ

В табл. 3 представлены результаты функционально-регрессионного анализа зависимости $y_N = f(x_\Phi)$ на примере ряда моделей промышленных изделий.

табл.3 Результаты регрессионного анализа зависимости $y_N = f(x_\Phi)$ для тестовых моделей промышленных изделий

Тестовая модель (габаритные размеры, мм)	Колич. граней базовой модели ($\Phi_{max} = 0.5^\circ$)	Коэффициенты уравнения			
		(2)	(3)		
		a	a	b	c
1. Вал (64 × 64 × 138)	32 392	0.998	-0.001	1.001	0
2. Шнек (40 × 40 × 144)	1 335 306	1.077	-0.463	1.608	-0.145
3. Шестерня (86 × 86 × 60)	148 016	1.497	0.820	0.141	0.039
4. Карданный вал (148 × 50 × 124)	2 565 336	1.941	0.969	0.030	0
5. Панель (152 × 196 × 20)	15 810 732	1.881	0.924	0.079	-0.003
6. Крышка (84 × 101 × 43)	6 623 584	1.874	0.959	0.036	0.005
7. Вентилятор (26 × 92 × 92)	11 184 662	1.940	0.844	0.120	-0.015

По результатам оценки моделей, приведенным в табл. 3, уравнение (2) не является достаточно информативным для реальных промышленных изделий. Данное уравнение имеет целесообразное применение при анализе отдельно выделенных поверхностей, так как позволяет определить вид поверхности по значению коэффициента в соответствии с табл. 1.

Коэффициенты уравнения (3) (табл. 3) позволяют количественно оценить геометрическую сложность модели изделия с учетом выявленной ассоциации их величин с относительным количеством треугольных граней, принадлежащим отдельным видам поверхностей.

Для лучшего понимания полученных соотношений коэффициентов уравнения регрессии зависимости $y_N = f(x_\Phi)$ следует учитывать полученные данные по отдельным поверхностям (табл. 1), которые являются наиболее распространенными в машиностроении. Например, из рассмотренных изделий (табл. 3) шнек выделяется отрицательными значениями коэффициентов a , c . В табл. 1 приблизительно аналогичное соотношение коэффициентов соответствует модели геликоида, что можно подтвердить визуальным анализом модели изделия, для которой поверхность геликоида является основной. Таким

образом, возможна автоматизированная оценка геометрических особенностей (сложности) отдельно выделенной поверхности или изделия в целом.

Полученные результаты исследования позволяют научно обоснованно оценивать геометрическую сложность изделия, которая является составляющей конструктивно-технологической сложности [11], определяющей выбор эффективной стратегии изготовления аддитивными технологиями.

Для определения комплексного показателя геометрической сложности изделий необходимо дальнейшее изучение влияния параметров триангуляции на геометрические (статистические) характеристики граней триангуляционных моделей для различных видов поверхностей [22], применяемых в машиностроении.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ влияния параметра триангуляции (предельного значения двугранного угла между смежными гранями Φ_{max}) на количество граней триангуляционной модели позволяет оценивать геометрические особенности (сложность) изде-

лий без учета абсолютных значений их габаритных размеров.

Представляется перспективным создание базы данных результатов оценки геометрической сложности, технологических параметров и эффективности изготовления изделий. База данных создаст информационные предпосылки для повышения уровня технологической подготовки к изготовлению сложных изделий аддитивными технологиями.

Литература

1. **Satyandra K, G.W., Das, D., & Nau, D.S.** Automated Manufacturability Analysis: A Survey. *Research in Engineering Design*, 1997, pp. 168-190.
2. **Saravia, M., Newnesb, L., Milehamb, A.R., & Gohb, Y.M.** Estimating cost at the conceptual design stage to optimize design in terms of performance and cost. *Proceedings of the 15th ISPE International Conference on Concurrent Engineering*, 2008, pp. 123-130. Springer-Verlag.
3. **Quan, Z., Gao, Z., Wang, Q., Sun, Y., Chen, X., & Wang, Y.** Geometric Analysis of Casting Components. 2nd World Congress on Integrated Computational Materials Engineering (ICME), 2013, pp. 103-108. John Wiley & Sons, Inc.
4. **F. Laverne, F. Segonds, N. Anwer, M. Le Coq.** DFAM in the design process: A proposal of classification to foster early design stages, *CONFERE 2014 CROATIE*, 2014, 12 p.
5. **Gupta S.K., Das D., Regli W.C., Nau D.S.,** Automated manufacturability analysis: A survey, *Research in Engineering Design*, 9(3), 1997, pp. 168-190.
6. Интегрированные технологии ускоренного прототипирования и изготовления / **Л.Л. Товажнянский, А.И. Грабченко, С.И. Чернышов и др.** Под ред. Л.Л. Товажнянского и А.И. Грабченко. – Харьков: ОАО «Модель Вселенной», 2005. – 224 с.
7. Технологичность конструкции изделия: Справочник / **Ю.Д. Амиров, Т.К. Алферова, П.Н. Волков и др.:** Под общ. ред. Ю.Д. Амирова. - М.: Машиностроение, 1990. - 768 с.
8. **Gupta S.K., Dana S.N.** Systematic approach to analyzing the manufacturability of machined parts, *Computer-Aided Design*, Volume 27, 1995, pp. 323–342.
9. **Waguih ElMaraghy, Hoda ElMaraghy, Tetsuo Tomiyama, Laszlo Monostori.** Complexity in engineering design and manufacturing, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 61, 2012, pp. 793–814.
10. **A.I. Grabchenko, V.L. Dobroskok, S.I. Tchernyshov, Y.N. Garashchenko.** The morphological analysis of 3D models of industrial products, *The Publications of the XXVI. microCAD International Scientific Conference 29-30 March 2012 [CD-ROM, ISBN 978-963-661-773-8]*. – Miskolc: University of Miskolc [Hungary]. 6 p.
11. Теория сложности: монография / [Шарин Ю.С., Якимович Б.А., Толмачев В.Г., Коршунов А.И.]. - Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 1999. - 132 с.
12. **Абдурайимов Л.Н.** Повышение эффективности интегрированных технологий послойного выращивания изделий путем морфологического анализа их 3D образа на этапе подготовки к материализации: Дис. канд. техн. наук: 05.02.08. - Харьков: Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", 2012. – 264 с.
13. **Доброскок В.Л., Фадеев В.А. Гарашенко Я.Н., Чернышов С.И.** Морфологический анализ триангуляционных моделей промышленных изделий // *Резание и инструмент в технологических системах*. - Харьков: НТУ «ХПИ». - 2011. - Вып. 79. - С. 52-63.
14. **Доброскок В.Л., Абдурайимов Л.Н., Чернышов С.И.** Интегральные характеристики триангуляционных 3D моделей изделий // *Резание и инструмент в технологических системах*. - Харьков: НТУ «ХПИ». - 2011. - Вып. 80. - С. 92-101.
15. **M. Belaziz, A. Bouras, J.M. Brun,** Morphological analysis for product design, *Computer-Aided Design*, Volume 32, Issues 5–6, 2000, pp: 377-388, ISSN 0010-4485, [http://dx.doi.org/10.1016/S0010-4485\(00\)00019-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0010-4485(00)00019-1).
16. **Gadh R., Prinz F.B.,** Recognition of geometric forms using the differential depth filter. *Computer Aided Design*, 24(11), 1992, pp. 583-698.
17. Методика построения интегральных индикаторов с помощью нормирующих функций [электронный ресурс] / [http://sphaera.cemi.rssi.ru/ In_Ind/Metio_ru.htm](http://sphaera.cemi.rssi.ru/In_Ind/Metio_ru.htm). Дата обращения: 21.11.2016.
18. **Буреева Н.Н.** Многомерный статистический анализ с использованием ППП "STATISTICA". Учебно-методический материал по программе повышения квалификации "Применение программных средств в научных исследованиях и преподавании математики и механики". Нижний Новгород, 2007. - 112 с.
19. **Вознесенский В.А.** Статистические методы планирования Эксперимента в технико-экономических исследованиях. - М.: Финансы и статистика, 1981. - 263 с.
20. **Колкер Я.Д.** Математический анализ точности механической обработки деталей. - К.: Техника, 1976. - 200 с.
21. **Батунер Л.М., Позин М.Е.** Математические методы в химической технике. - Л.: Изд-во "Химия", 1971. - 824 с.
22. **Krivoshapko S., Ivanov V.N.** Encyclopedia of analytical surfaces. Springer, Switzerland, 2015. doi: 10.1007/978-3-319-11773-7.

EVALUATING THE GEOMETRICAL COMPLEXITY OF PRODUCTS BASED ON REGRESSION ANALYSIS BETWEEN NUMBER OF FACES OF TRIANGULATED MODELS AND ALLOWABLE DIHEDRAL ANGLE FOR ADJACENT FACES

Vladimir DOBROSKOK¹, Yaroslav GARASHCHENKO²

^{1,2}Department of "Integrated technologic process and manufacturing",
National technical university «Kharkiv polytechnic institute», Ukraine
e-mail: yaroslav.garashchenko@gmail.com

Abstract: The results of studies on estimate geometrical complexity of industrial products on the basis of regression analysis between number of triangular faces and triangulation parameters are presented in the article. As the main parameter of triangulation was considered allowable dihedral angle between adjacent triangular faces. The study was carried out according to basic geometric bodies, which revealed the general regression equation. Verification of regression equations on models of industrial products has confirmed put forward a scientific hypothesis on the possibility of estimating geometrical complexity of industrial products on the basis of regression analysis between number of faces of triangulated models and allowable dihedral angle for adjacent faces.

Keywords: additive manufacturing, triangulated model, geometrical complexity of products.

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ ЛИНЕЙНЫХ РАСПРЕДЕЛЕННЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ (СЕКВЕНТНЫЙ ПОДХОД)

Александр СТЕНИН, Олег ЛИСОВИЧЕНКО, Дмитрий ГУМЕННЫЙ, Мария СОЛДАТОВА

Национальный технический университет Украины - "КПИ имени Игоря Сикорского", Украина

e-mail: olisov@tk.kpi.ua

Аннотация. В статье для параметрической идентификации линейных распределенных динамических систем предлагается секвентный подход, основанный на совместном использовании сплайн-функций и функций Уолша. Алгоритм оценивания параметров сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений. В силу приближенного задания коэффициентов через сплайн-функции, устойчивое решение полученных систем линейных алгебраических уравнений обеспечивается методом регуляризации А.Н. Тихонова.

Ключевые слова: динамические распределенные системы, сплайн-функции, функции Уолша, параметрическая идентификация, метод наименьших квадратов

АНАЛИЗ ПРОБЛЕМЫ ИДЕНТИФИКАЦИИ

Большой практический интерес к теории оценивания возник в результате необходимости повышения качества функционирования технических систем, а также вследствие существенного изменения возможностей применения теории оценивания, связанного с огромными возможностями современных вычислительных машин[1-5]. В настоящее время существует много методов оценки параметров объектов управления ОУ, которые могут быть подразделены на два больших класса: адаптивные[6] и неадаптивные[1-4]. При рассмотрении линейных объектов, математическое описание которых задано в пространстве состояний, а о динамических свойствах полную информацию дают коэффициенты дифференциальных уравнений, оценки неизвестных параметров можно получить как адаптивными, так и неадаптивными методами.

На стадии проектирования обычно применяют неадаптивные методы идентификации, которые хотя и требуют большого объема вычислений, но и позволяют получить более точные значения оцениваемых параметров на всем интервале наблюдения. Для получения оценок переменных коэффициентов дифференциальных уравнений применяют различные прямые методы, среди которых наибольшую популярность приобрели следующие методы: наименьших квадратов и различные его варианты, дифференциальной аппроксимации, стохастической аппроксимации, последовательного интегрирования и др. Каждый

из них имеет свои преимущества и недостатки, но все они применимы в случае принятия предположения о постоянстве или квазистационарности изменения параметров ОУ. С точки зрения секвентного подхода, предлагаемого в данной статье, дадим обобщенную характеристику аппроксимационных методов.

Традиционно аппроксимация конечными суммами ортогональных функций использовалась при оценке таких динамических характеристик объектов, как переходная функция или импульсная переходная функция. В последние годы появилось много работ, посвященных использованию ортогональных систем функций для оценки параметров математической модели, заданной дифференциальными уравнениями, как для стационарных линейных объектов с распределенными параметрами, так и для линейных нестационарных объектов с сосредоточенными параметрами, и отличающихся друг от друга в основном, выбором той или иной системы ортонормированных функций. Здесь основной подход заключается в следующем: первоначальная модель, представленная обыкновенными дифференциальными уравнениями для сосредоточенных систем либо дифференциальными уравнениями в частных производных для распределенных систем, преобразуется в интегральные уравнения: все известные и неизвестные функции раскладываются в конечные ряды по выбранным ортогональным функциям и затем подставляются в преобразованную модель; вводится так называемая операционная матрица для интегрирова-

ния выбранной системы функций, позволяющая в дальнейшем получить алгоритм идентификации в виде алгебраических уравнений. Основным недостатком данного подхода заключается в использовании для многократного интегрирования операционных матриц, что приводит к накоплению ошибок интегрирования на каждом шаге и снижению точности получаемых оценок.

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО АППАРАТА

В статье [7] авторами предлагается методика параметрической идентификации ЛНС, позволяющая обойти указанные выше трудности и получить оценки искомых параметров в виде конечного ряда Уолша. Подход основан на совместном использовании сплайн-интерполирования и ортогонального разложения в ряд Уолша всех функций, входящих в уравнения ОУ. Это позволяет при минимизации интегрального квадратичного критерия невязки между левой и правой частями уравнений линейных динамических систем, в которых переменные состояния и управления представлены их сплайн-приближениями, получить оценки искомых неизвестных коэффициентов путем решения соответствующей системы линейных алгебраических уравнений.

Использование аппарата ортогональных базисных функций Уолша [8,9] обусловлено тем, что функции Уолша принимают значения только ± 1 и представляют собой аппарат, тесно связанный с двоичным разложением. В связи с этим применение системы функций Уолша позволяет легко на цифровой технике генерировать и моделировать кодовые последовательности системы Уолша; существенно упростить вычислительные процедуры цифровой реализации алгоритмов, построенных на их основе, повысить быстродействие, точность и помехоустойчивость. Кроме того, интеграл функции Уолша может быть представлен в виде ряда по функциям Уолша с помощью операционной матрицы [9]. Поскольку для разложения переменных по системе функций Уолша необходимо их аналитическое представление, в статье также используется математический аппарат полиномиального при-

ближения в виде сплайн-функций, в частности, кубических сплайнов [10,11].

Рассмотренный авторами в статье [7] подход к синтезу алгоритмов идентификации систем с сосредоточенными параметрами в данной статье обобщается на системы с распределенными параметрами. При этом резко возрастает объем операций вычислительного характера. Это связано с тем, что для таких систем необходимо использование двумерных сплайн – функций [11] и дважды ортогональных функций Уолша [5], что однако не является существенным ограничением при использовании ЭВМ.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Рассмотрим два вида линейных динамических систем с распределенными параметрами:

1. Система первого порядка

$$a_2 \frac{dy(x,t)}{\partial t} + a_1 \frac{dy(x,t)}{\partial x} + a_0 y(x,t) = u(x,t) \quad (1)$$

2. Система второго порядка:

$$a_5 \frac{d^2 y(x,t)}{\partial t^2} + a_4 \frac{d^2 y(x,t)}{\partial t \partial x} + a_3 \frac{d^2 y(x,t)}{\partial x^2} + a_2 \frac{dy(x,t)}{\partial t} + a_1 \frac{dy(x,t)}{\partial x} + a_0 y(x,t) = u(x,t) \quad (2)$$

Полагаем, что для систем (1) и (2) могут быть измерены значения переменных состояния и управления $y(x,t)$ и $u(x,t)$ на интервале управления $[t_0, T_f]$. При этом, без потери общности результатов, считаем, что интервал наблюдения и сами динамические системы пронормированы по времени, т.е. мы привели интервал управления $[t_0, T_f]$ к нормированному интервалу $[0,1]$. В результате, задача параметрической идентификации заключается в нахождении неизвестных коэффициентов a_i уравнений (1) и (2).

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ

На нормированном интервале $[0,1]$ задаем сетку $\langle \tau_i \rangle (i = \overline{0, N}; t_N = 1)$ с шагом Δ_N . Определяем значения вектора состояния $\bar{x}(\tau_i)$ и управления $\bar{u}(\tau_i)$. На выбранной сетке произво-

дим интерполяцию, получая аналитическое выражение для оценки вектор-функции состояния и управления соответственно в виде кубических сплайн-функций $S_y(x, t)$ и $S_u(x, t)$.

Используя дважды ортогональные функции Уолша, имеем

$$S_y(x, t) = \sum_{j=0}^{M-1} \sum_{i=0}^{N-1} S_{y_{ij}} \varphi_i(t) \psi_j(t) = \psi_M^T(x) S_{MN}^y \phi_N(t); \quad (3)$$

$$S_u(x, t) = \sum_{j=0}^{M-1} \sum_{i=0}^{N-1} S_{u_{ij}} \varphi_i(t) \psi_j(t) = \psi_M^T(x) S_{MN}^u \phi_N(t), \quad (4)$$

где

$$S_{y_{ij}} = \int_0^1 \int_0^1 S_y(x, t) \varphi_i(t) \psi_j(t) dx dt;$$

$$S_{u_{ij}} = \int_0^1 \int_0^1 S_u(x, t) \varphi_i(t) \psi_j(t) dx dt$$

Далее рассмотрим каждую систему отдельно.

Система с распределенными параметрами первого порядка.

Преобразуем уравнение (1) к следующему виду

$$\begin{aligned} a_2 \int_0^x y(x, t) dt + a_1 \int_0^1 y(x, t) dt + a_0 \int_0^x \int_0^1 y(x, t) dx dt, \\ a_2 \int_0^x y(x, 0) dx + a_1 \int_0^1 y(0, t) dt = a_0 \int_0^x \int_0^1 u(x, t) dt dx \end{aligned} \quad (5)$$

где $y(x, 0)$ и $y(0, t)$ - начальные условия, в общем случае являющиеся известными функциями. Для их определения запишем

$$y(0, t) = \sum_{i=0}^{r-1} c_i \varphi_i(t) = c_r^T \phi_r(t) \quad (r \leq N)$$

Или

$$y(0, t) = \sum_{i=0}^{r-1} c_i \psi_M^T(x) E_{1, i+1} \phi_M(t);$$

$$y(x, 0) = \sum_{i=0}^{q-1} b_i \psi_i(x) = b_q^T \psi_q(t) \quad (q \leq M)$$

Или

$$y(x, 0) = \sum_{i=0}^{q-1} b_i \psi_M(x) = E_{i-1, 1} \phi_N(t),$$

Где $E_{i,j}$ - матрица размера $M \times N$, в которой (i,j) -й элемент равен 1, остальные равны нулю. Отметим следующие свойства функций Уолша:

$$\underbrace{\int_0^1 \dots \int_0^1}_{\nu} \phi_M(t) dt \dots dt = P_M \phi_M(t)$$

где P_{M^ν} - операционная матрица [5].

Используя данное свойство для некоторой функции $\Lambda_N^T P_{N^\nu} \phi_N(t)$, имеем

$$\underbrace{\int_0^t \dots \int_0^t}_{\nu} \Lambda_N^T \Phi_\nu(t) dt \dots dt = \Lambda_N^T P_{N^\nu} \phi_M(t)$$

используя его же применительно к функциям вида (3) и (4), получим

$$\underbrace{\int_0^x \dots \int_0^x}_{\mu} \underbrace{\int_0^t \dots \int_0^t}_{\nu} \psi_M^T(x) S_{MN}^{y(u)} \phi_N(t) dt \dots dt dx \dots dx = \psi_M^T(x) (P_M^T)^\mu S_{MN}^{y(u)} P_{N^\nu} \phi_N(t) = \phi_M^T(x) (P_N^T)^\nu S_{MN}^{y(u)} P_M^\mu \psi_M(x)$$

$$\psi_M^T(x) \left[\begin{aligned} & a_2 P_M^T S_{MN}^y + a_1 S_{MN}^y P_N + a_0 P_M^T S_{MN}^y P_N - \dots \\ & \dots - a_2 \sum_{i=0}^{q-1} b_i P_M^T E_{i+1} - a_1 \sum_{i=0}^{r-1} c_i E_{1, i+a_M} \end{aligned} \right] \quad (6)$$

$$\phi_N(t) = \psi_N^T(x) [P_M^T S_{MN}^u P_N] \phi_N(t)$$

Приравнивая коэффициенты левой и правой частей (6) при одинаковых $\varphi_i(t) \psi_j(t)$ $i=0, N-1$, $j=0, N-1$, имеем

$$\begin{aligned} a_2 P_M^T S_{MN}^y + a_1 S_{MN}^y P_N + a_0 P_M^T S_{MN}^y P_N + \sum_{i=0}^{q-1} \hat{b}_i P_M^T E_{i+1, 1} \\ + \sum_{i=0}^{r-1} \hat{c}_i E_{1, i+1} P_N = P_M^T S_{MN}^u P_N \end{aligned} \quad (7)$$

где $\hat{b}_i \neq a_2 b_i$ и $\hat{c}_i \neq a_1 c_i$

Уравнение (7) может быть записано в форме

$$A * \theta = h, \quad (8)$$

где

$$A = \begin{bmatrix} (P_M^T S_{MN}^Y)_1 & (S_{MN}^Y P_N)_1 & (P_M^T S_{MN}^Y P_N)_1 & (P_M^T E_{1,1})_1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ (P_M^T S_{MN}^Y)_N & (S_{MN}^Y P_N)_N & (P_M^T S_{MN}^Y P_N)_N & (P_M^T E_{1,1})_N \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ (P_M^T E_{1,1})_1 & (E_{1,1} P_N)_1 & (E_{1,r} P_N)_1 & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ (P_M^T E_{q,1})_N & (E_{1,1} P_N)_N & (E_{1,r} P_N)_N & (P_M^T U_{MN} P_N)_1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ (P_M^T U_{MN} P_N)_N & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} ; h = \begin{bmatrix} (P_M^T U_{MN} P_N)_1 \\ \vdots \\ (P_M^T U_{MN} P_N)_N \end{bmatrix}$$

и $\theta^T = (a_2, a_1, a_0, \hat{b}_0, \hat{b}_1, \dots, \hat{b}_{q-1}, c_0, c_1, \dots, \hat{c}_{r-1})$,

причем $(P_M^T S_{MN}^Y)_i, (S_{MN}^Y P_N)_i, (P_M^T S_{MN}^Y P_N)_i, \dots$, и.т.д., указывают на i -тый столбец соответствующей матрицы.

Уравнение (8) является системой $M \times N$ алгебраических уравнений с $(3+q+r)$ неизвестными. Для определения мы должны иметь достаточное число входных и выходных данных (т.е. M и N должны быть достаточно большими). В общем случае, с учетом невязки при выполнении операций интегрирования, для решения системы (8) используем МНК.

В результате можем определить $\theta^* = (A^T A)^{-1} A^T h$ при условии существования обратной матрицы $(A^T A)^{-1}$.

СИСТЕМА С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ПАРАМЕТРАМИ ВТОРОГО ПОРЯДКА

Преобразуем уравнение (2) к следующему виду

$$\begin{aligned} & a_5 \int_0^x \int_0^x y(x,t) dx dx + a_4 \int_0^x \int_0^x y(x,t) dt dx + a_3 \int_0^x \int_0^x y(x,t) dt dt + \\ & + a_2 \int_0^x \int_0^x \int_0^x y(x,t) dt dx dx + a_1 \int_0^x \int_0^x \int_0^x y(x,t) dt dt dx + \\ & + a_0 \int_0^x \int_0^x \int_0^x y(x,t) dt dt dx dx + \int_0^x \int_0^x \int_0^x \sigma(x) dt dx dx + \int_0^x \int_0^x \int_0^x v(t) dt dt dx - \\ & + \int_0^x \int_0^x \int_0^x f(x) dt dx dx - a_3 \int_0^x \int_0^x y(x,0) dx dx - a_3 \int_0^x \int_0^x y(0,t) dt dt - \\ & - \int_0^x \int_0^x \int_0^x u(x,t) dt dt dx dx \end{aligned} \quad (9)$$

$$\text{где } \sigma(x) = -a_5 \left[\frac{dt(x,y)}{dt} \right]_{t=0} - a_2 y(x,0);$$

$$f(x) = -a_4 \left[\frac{dt(x,y)}{dt} \right]_{t=0};$$

$$v(x) = -a_3 \left[\frac{dt(x,y)}{dt} \right]_{t=0} - a_1 y(x,0) - a_4 \int_0^t y(0,t) dt$$

В данном случае, проблема идентификации состоит в определении параметров $a_i (i = \overline{1,5})$ $\sigma(x), f(x), v(t), y(0,t)$ и $y(x,0)$.

Представим функции $\sigma(x), f(x)$ и $v(t)$ разложением в ряды Уолша

$$\sigma(x) = \sum_{i=0}^{r-1} \sigma_i \psi_i(x) = \psi_p^T(x) \sigma_p = \sum_{i=0}^{r-1} \sigma_i \psi_M^T(x) E_{i+1,1} \phi_M(t) \quad (p \leq M);$$

$$f(x) = \sum_{i=0}^{m-1} f_i \psi_i(x) = \psi_p^T(x) f_m = \sum_{i=0}^{m-1} f_i \psi_M^T(x) E_{i+1,1} \phi_M(t) \quad (m \leq M);$$

$$v(t) = \sum_{i=0}^{k-1} v_i \psi_i(x) = P_p^T \phi_k(t) = \sum_{i=0}^{k-1} v_i \psi_M^T(x) E_{i+1,1} \phi_M(t) \quad (k \leq M);$$

Подставляя найденные выражения в уравнения (9) и приравнивая коэффициенты левой и правой частей при одинаковых (вставка формул) получим

$$\begin{aligned} & a_5 (P_M^T)^2 S_{MN}^Y + a_4 P_M^T S_{MN}^Y P_N + a_3 S_{MN}^Y P_N^2 + a_2 (P_M^T)^2 S_{MN}^Y P_N + \\ & + a_1 P_M^T S_{MN}^Y P_N^2 + a_0 (P_M^T)^2 S_{MN}^Y P_N^2 + \sum_{i=0}^{p-1} \sigma_i (P_M^T)^2 E_{i+1,1} P_N + \\ & + \sum_{i=0}^{k-1} v_i P_M^T E_{i+1,1} P_N^2 + \sum_{i=0}^{m-1} f_i (P_M^T)^2 E_{i+1,1} P_N + \sum_{i=0}^{q-1} \hat{b}_i (P_M^T)^2 E_{i+1,1} P_N + \\ & + \sum_{i=0}^{r-1} \hat{c}_i E_{i+1,1} P_N^2 = (P_M^T)^2 S_{MN}^Y P_N^2 \end{aligned} \quad (10)$$

где $\hat{b}_i = -a_5 b_i$ и $\hat{c}_i = -a_3 c_i$

Уравнение (10) может быть записано в форме подобной (8), т.е.

$$A\theta = h, \quad (11)$$

где A и h сконструированы подобно из (8).

$$\theta = (a_5, \dots, a_0, \sigma_0, \dots, \sigma_{p-1}, v_0, \dots, v_{k-1}, f_0, \dots, f_{m-1}, \hat{b}_0, \dots, \hat{b}_{q-1}, \hat{c}_0, \dots, \hat{c}_{r-1})$$

Система (11) включает $M \times N$ линейных алгебраических уравнений и $(b+p+m+k+q+r)$ неизвестных и может быть так же решена на базе МНК, т.е.

$$\theta^* = (A^T A)^{-1} A^T h$$

Следует отметить, что данный подход легко может быть обобщен и на случай систем с распределенными параметрами более высокого порядка[13]. В рассмотренных случаях, вос-

пользовавшись ортогональным разложением в ряд Уолша, приходим к модели с постоянными коэффициентами ряда Уолша, которые необходимо оценить. Т.е. во всех указанных выше случаях, алгоритмы идентификации сводятся к решению системы линейных алгебраических уравнений, представляющей собой систему с приближенно заданными исходными данными. Погрешность исходных данных зависит от погрешности приближения вектора состояния систем (1) и (2) сплайнами, выбранного объема системы ортонормированных функций Уолша и вычислительных погрешностей. Как известно, решение подобных систем традиционными методами (метод Гаусса, метод наименьших квадратов и др.) часто приводит к неустойчивым решениям даже при малых изменениях входных данных. Устойчивое решение систем с приближенно заданными входными данными можно получить согласно работе авторов [11], используя известный регуляризирующий алгоритм А.Н.Тихонова [12].

ВЫВОДЫ

Использование предложенного в данной статье секвентного подхода к параметрической идентификации линейных распределенных динамических систем, основанного на совместном использовании сплайн-функций и функций Уолша, позволяет получить оценки неизвестных параметров в аналитическом виде, что является одним из необходимых условий при оптимизации таких систем. Применение системы функций Уолша позволяет легко на цифровой технике генерировать и моделировать кодовые последовательности системы Уолша, существенно упростить вычислительные процедуры цифровой реализации

алгоритмов, построенных на их основе, повысить быстродействие, точность и помехоустойчивость

Литература

1. Теория оценивания и ее применение в связи и управлении/ Сейдж Э. // -М.:Связь.1976.-496с.
2. Идентификация и анализ динамических систем / Новоселов О. Н. // Монография. 2-е изд. испр. и доп. — М.: Изд. Моск. гос. ун-та леса, 2007. — 316 с.
3. Основы идентификации систем управления / Эйхофф П. //М.:Мир.1975.-681с.
4. System Identification - Theory For the User / Lennart Ljung // 2-е изд. — N.J.: PTR Prentice Hall, 1999.
5. Analysis and identification distributed systems via double general polynomials / Chang Y.F. // Int. g. Contr. — 1986. — P. 395-405.
6. An Adaptive Model Predictive Control configuration for Production-Inventory Systems / Aggelogiannaki E., Doganis Ph., Sarimveis H. // International Journal of Production Economics. 2008. - Vol. 114. -P. 165-178
7. Обобщенный алгоритм идентификации линейных динамических систем на базе сплайн-функций и функций Уолша / А.А.Стенин,М.М.Ткач,Е.Ю.Мелкумян // Міжвідомчий науково-технічний збірник «Адаптивні системи автоматичного управління». — Київ: НТУУ «КПІ», - 2012. - Вип. 20(40). С.131-136.
8. Ряды и преобразования Уолша: теория и применения / Голубов Б. И., Ефимов А. В., Скворцов В. А. //— М.:Наука, 1987.
9. Преобразования Фурье, Уолша, Хаара и их применение в управлении, связи и других областях / Залманзон Л. А. // — М.: Наука, 1989.
10. Практическое руководство по сплайнам / Алберг Дж., Нильсон В., Уолш Дж. // М.: Радио и связь, 1985, 304 с.
11. Теория сплайнов и ее приложения. М.: Мир, 1972
12. Методы решения некорректных задач / [Тихонов А.Н.](#), [Арсенин В.Я.](#) //— М.: Наука, 1979. — 283 с.
13. Идентификация квазистационарных систем на базе сплайн-функций и функций Уолша / Михалёв А.И., Стенин А.А., Пасько В.П., Солдатова М.А.// Системные технологии - Днепр-ск: НМетАУ, ИВК «Системні технології»,№5(100) 2015. — сс. 53-60.

PARAMETRIC IDENTIFICATION OF LINEAR DYNAMICAL SYSTEMS (SEQUENT APPROACH)

Alexandr STENIN, Oleg LISOVYCHENKO, Dmitro GUMENNYI, Maria SOLDATOVA

National Technical University of Ukraine - "KPI", Ukraine

e-mail: olisov@tk.kpi.ua

Abstract. In an article for parametric identification of linear dynamical systems are proposed an approach based on the combined use of spline functions and Walsh functions. Parameter estimation is reduced to solving a system of linear algebraic equations. For sustainable solution of systems of linear algebraic equations is provided a method of regularization Tikhonov. Proposed in this article approach to parametric identification of linear dynamical systems provides estimates of the unknown parameters in the analytical form, what is one of the necessary conditions for the optimization of such systems.

Keywords: dynamic distributed systems, spline functions, Walsh functions, parametric identification, the method of least squares

РАСПРОСТРАНЕНИЕ ДВУХИМПУЛЬСНОГО ИНФОРМАЦИОННОГО СООБЩЕНИЯ В ПЛОСКОПАРАЛЛЕЛЬНОМ ВОЛНОВОДЕ С ИДЕАЛЬНЫМИ ГРАНИЦАМИ

Виталий ДИДКОВСКИЙ **Никита ГЛАДКИХ** **Алексей КОРЖИК**
кафедра «Акустики и Акустоэлектроники», НТУУ «КПИ» – Киев Украина
e-mail: nd.hladkih@aae.kpi.ua

Резюме: В плоскопараллельном волноводе с идеальными стенками рассмотрено распространение акустического сигнала в виде кодовой импульсной последовательности одноименной пространственной структуры. Для сообщения в виде пары радиоимпульсов с разночастотным тональным заполнением выявлены и показаны особенности временных и вероятностных характеристик передачи в зависимости от соотношения частот заполнения импульсов сообщения. Оценка вероятностных особенностей проведена для битовой ошибки в условиях меняющейся помехо-сигнальной ситуации, в которой спектральная плотность мощности помехи представлена шумами моря в выбранном диапазоне частот.

Ключови думи: гидроакустика, гидроакустическая связь, волновод, дисперсия, разночастотный код.

1. ВВЕДЕНИЕ

Известно [6], что передача информации – физический процесс, посредством которого осуществляется перемещение знаков (сведений, способных предоставлять информацию) в пространстве или осуществляется физический доступ субъектов к знакам - символам. В области задач разработки систем цифровой связи серьезной проблемой является определение и использование критерия производительности связи, алфавит которой состоит из конечного и известного абоненту набора возможных сигналов. Одним из таких критериев является вероятность ошибочного детектирования, определяемого вероятностью битовой ошибки P_b [11]. При этом основными причинами увеличения вероятности битовой ошибки P_b в системах связи являются следующие:

- последствия фильтрации в канале приема (среда – приемник – приемный тракт);
- межсимвольная интерференция вследствие неидеальной передаточной характеристики канала;
- помеховая обстановка в среде распространения информационного сообщения и помехи приемного тракта [11].

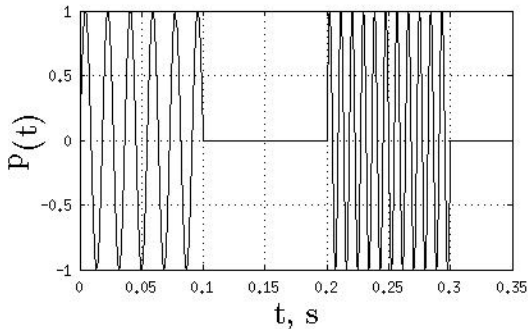
Организация звукоподводной кодовой связи, как одного, из важных приложений общих задач связи, в силу необходимости учета серьезных физических факторов, определяющих

особенности распространения акустических сигналов в подводных звуковых каналах, представляется весьма своеобразной и сложной проблемой подводной акустической телеметрии, актуальность которой не вызывает сомнения. При этом поле и объем исследований модельных представлений волноводных каналов как нелинейных объектов [9], предполагает решение широкого круга задач формирования акустических полей в волноводах при распространении акустических импульсных сигналов и их последовательностей в условиях дисперсии. Среди множества работ, посвященных этой проблематике отметим следующие [10, 4, 2, 3, 8, 1, 5]. В работе [5] рассмотрены дисперсионные особенности распространения в волноводном канале одиночного импульса с тональным заполнением, которые приводят к локальным изменениям групповой скорости с ростом значения частоты. При формировании и передаче информационного сообщения в виде кодовой последовательности (увеличении числа импульсов в ней) следует ожидать потери достоверности не только за счет деформации каждого из импульсов-составляющих сообщения в отдельности, но и за счет деформации импульсов пачки-сообщения в целом. В основе таких искажений лежит – межсимвольная интерференция, вызванная взаимным наложением импульсов, затягиванием фронтов и

потерей формы огибающей сообщения [1]. Ситуация, очевидно, еще более усложнится при введении в основное информационное сообщение отличных от него по частоте сервисных единиц: пилот-сигала и частотного заполнения пауз между структурными единицами последовательности. В связи с этим для начала представляется целесообразным учесть влияние дисперсии на достоверность передаваемого полиимпульсного сообщения в виде пары радиоимпульсов, выбрав к качеству критерия достоверности – вероятность битовой ошибки P_b . Это и составляет цель работы.

2. ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Рассмотрим ситуацию распространения в плоскопараллельном волноводе с идеальными границами информационного сообщения, символы которого представлены парой радиоимпульсов (фиг.1).



фиг.1 Импульсы-символы информационного сообщения.

Пусть первый и второй импульсы исходящего ($x=0$) сообщения-последовательности $S_1(t)$ и $S_2(t)$ представлены в виде информационных символов кодового алфавита как:

$$\begin{aligned} S_1(t) &= \begin{cases} \sin(\omega_1 t), & t \in [0, \tau_1] \\ 0, & t \notin [0, \tau_1] \end{cases} \\ S_2(t) &= \begin{cases} \sin(\omega_2 t), & t \in [0, \tau_2] \\ 0, & t \notin [0, \tau_2] \end{cases} \end{aligned} \quad (1)$$

где τ_1, τ_2 – длительности соответствующих символов, которые в дальнейшем считаем

одинаковыми $\omega_1 = 2\pi f_1$, $\omega_2 = 2\pi f_2$ – частоты заполнения (не исключая, в принципе, ситуации $\omega_1 = \omega_2$), T – интервал следования импульсов в последовательности). Условимся, что в соответствии с [11] представления символов (1), прошедших по каналу должны удовлетворять равенству:

$$\rho(\tau) = \frac{1}{E_b} \int_0^\tau \tilde{S}_1(t) \tilde{S}_2(t) dt \quad (2)$$

где $\rho(\tau)$ – некоторая функция, характеризующая степень вероятностной взаимосвязи двух символов сообщения; $\tilde{S}_1(t)$ – первый информационный символ, а $\tilde{S}_2(t)$ – второй информационный символ, которые вследствие дисперсии претерпели деформацию при прохождении по каналу от источника до некоторой точки наблюдения x_n ; $E_b = \int_0^\tau \tilde{S}^2(t) dt$ –

энергия одного символа;

Тогда в условиях изотропного шума со спектральной плотностью N_0 вероятность битовой ошибки P_b может быть определена по формуле [11]:

$$P_b = Q\left(\sqrt{\frac{E_b(1-\rho)}{N_0}}\right) \quad (3)$$

где $Q(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt$ – дополнительная

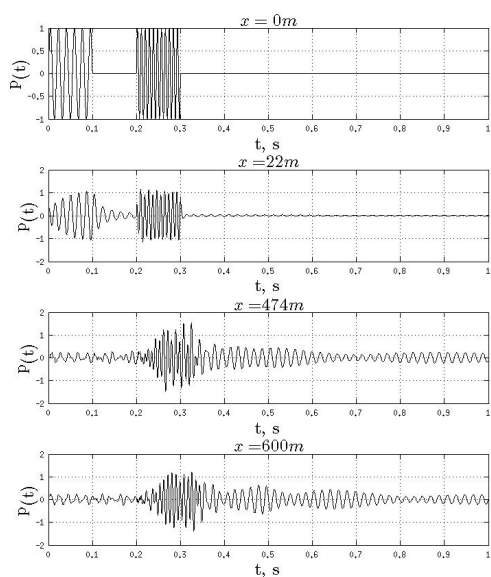
функция ошибок Гаусса, аргументом которой выступает выражение $x = \sqrt{\frac{E_b(1-\rho)}{N_0}}$.

Очевидно, выражение (2) имеет смысл функции взаимной корреляции (ВКФ) с коэффициентом $\rho(\tau)$, для которой величина τ определяется длительностью деформированного символа сообщения (1).

3. МОДЕЛЬ СИТУАЦИИ $f_1 < f_2$

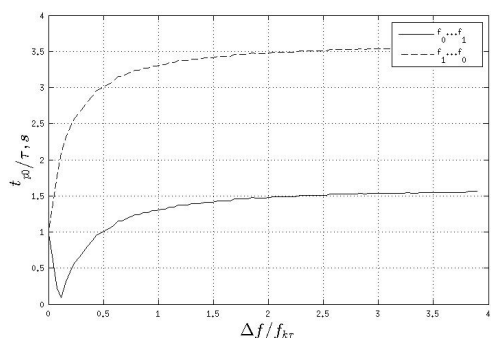
Пусть несущие частоты символов сообщения соотносятся как $f_1 < f_2$. Результаты расчетов состояния составляющих сообщения в

амплитудном представлении акустического давления $p(t)$ для фиксированного положения точек наблюдения $x = 0m$, $x = 22m$, $x = 474m$, $x = 600m$ и значений частот: $f_1 = 55Гц$, $f_1 = 110Гц$ в дисперсионных условиях, отвечающих исходным данным расчетов работы [5], приведены на фиг.2.



фиг.2 Деформация сообщения в фиксированных точках наблюдения волноводного канала, возникающая вследствие дисперсии для $f_1 = 55Гц$,

$$f_1 = 110Гц .$$



фиг.3 Зависимости длительность паузы между деформированными импульсами пачки (кривая 1 – для случая $f_1 > f_2$, кривая 2 – для случая $f_1 < f_2$)

соотносительно с длительностью паузы исходного сообщения.

Как видно из результатов моделирования, первый импульс сообщения постепенно догоняет второй импульс и в точке $x = 474m$ наблюдается их практически полное взаимное наложение.

Кроме того, на дистанциях $x > 474m$ ($x = 600m$) первый импульс начинает опережать второй. Таким образом мы имеем дело не только с дисперсионной деформацией каждой составляющей сообщения в отдельности и сообщения в целом, но также получаем суммарную сложную интерференционную картину результирующего давления в точке $x = 474m$. Такой эффект приводит к практически полному разрушению сообщения и делает невозможным корректный прием исходной пачки импульсов на дистанциях $x \geq 474m$.

Также иллюстрирует эту ситуацию (фиг.3) изменение длительности паузы между деформированными импульсами пачки относительно с исходным недеформируемым сообщением в зависимости от разности частот f_1, f_2 отнесенной к критической частоте волновода на фиксированном расстоянии для случаев $f_1 > f_2$, $f_1 < f_2$. Как видно, минимум кривой 2 соответствует моменту наложения составляющих-символов сообщения. Дальнейшее продвижение по кривой 2 в сторону увеличения отношения разности частот к критической частоте волновода, показывает увеличение временного интервала между вторым импульсом сообщения и обогнавшим его – первым импульсом.

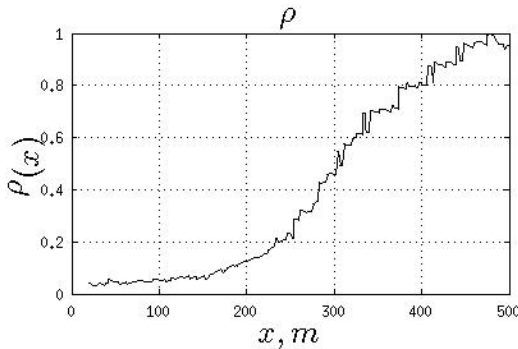
Не трудно заметить, что создавшаяся ситуация полного разрушения сообщения приведет к потере информации, что характеризуется определенной вероятностной ситуацией для которой определяемая соотношением (3) вероятность битовой ошибки P_b растет. При этом в области наложения составляющих сообщения, трудно ожидать равенства P_b единице из-за различных дисперсионных изменений длительностей разночастотных сигналов сообщения. Однако, при этом, определяемое соотношением (2)

значение ВКФ, увеличивается, стремясь к 1 ($\rho(\tau) \rightarrow 1$).

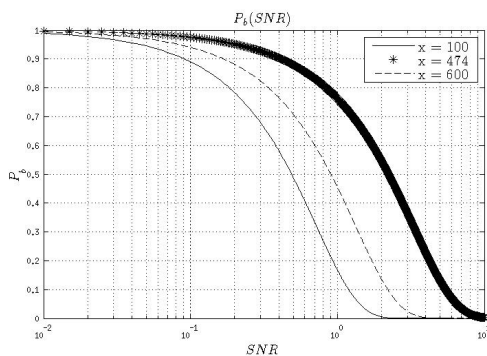
Зависимость определенного значения $\rho(\tau)$ в точках наблюдения X как изменяющаяся степень вероятностной взаимосвязи составляющих сообщения с изменением расстояния от источника сообщения приведена на фиг.4.

Как видно, на расстоянии $x \approx 474 м$ $\rho(\tau) = 1$. При этом соответствующая битовая ошибка P_b в помеховых условиях, соответствующих шумам [7] для выбранного при расчетах диапазона частот и представленная на (фиг.5), должна быть наибольшей.

По сути, на фиг.5 представлено семейство параметрических кривых (параметром является расстояние x), а критерием ошибки вида P_b является степень крутизны графических зависимостей.



фиг.4 Зависимость $\rho(\tau) \rightarrow \rho(x)$ в точках наблюдения x .



фиг.5 Вероятность битовой ошибки в различных помеховых ситуациях.

Действительно, вероятность P_b , определенная в предложенных условиях является наибольшей (кривая 2) для расстояния $x = 474 м$ и зависит не только от дисперсионных особенностей, но и от соотношения сигнал/помеха (SNR). Далее, с уменьшением x крутизна кривой вероятности P_b снижается (кривая 1), что говорит о том, что в данных расчетных условиях наиболее предпочтительной является ситуация приема сообщения на расстояниях до 474 м. Увеличение дистанции приема показывает, возможность раздельного наблюдения символов информационного сообщения (кривая 3), однако при этом информационный смысл исходного сообщения полностью потерян.

4.МОДЕЛЬ СИТУАЦИИ $f_1 > f_2$

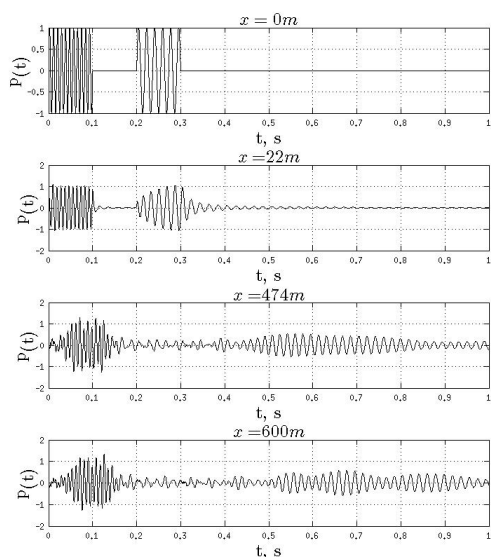
Пусть несущие частоты символов сообщения соотносятся как $f_1 > f_2$.

Результаты расчетов состояния составляющих сообщения в амплитудном представлении акустического давления $p(t)$ для фиксированного положения точек наблюдения $x = 0 м$, $x = 22 м$, $x = 100 м$, $x = 500 м$ для значений частот $f_1 = 55 Гц$, $f_2 = 110 Гц$ в дисперсионных условиях, отвечающих исходным данным расчетов работы [5], приведены на фиг.6.

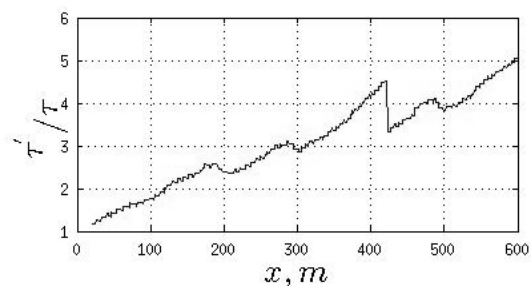
Как видно, с ростом x интервал между составляющими сообщения увеличивается. При этом дисперсионные деформации импульсов и сообщения в целом сохраняются, а эффект наложения исчезает.

Когда величина интервала следования деформированных составляющих превышает величину $\tau' = 2\tau$ (τ — интервал следования символов исходного сообщения) — сообщение разрушается, что исключает корректный прием исходной пачки импульсов на дистанциях $x > 500 м$. Зависимость отношения τ'/τ от расстояния до точки наблюдения x приведена на фиг.7.

В отличие от случая наложения составляющих ($f_1 < f_2$) вероятность битовой ошибки составит 0.5 поскольку теряется лишь один из символов сообщения.



фиг.6 Деформация сообщения в фиксированных точках наблюдения волноводного канала, возникающая вследствие дисперсии для $f_1 = 55Гц$, $f_2 = 110Гц$.



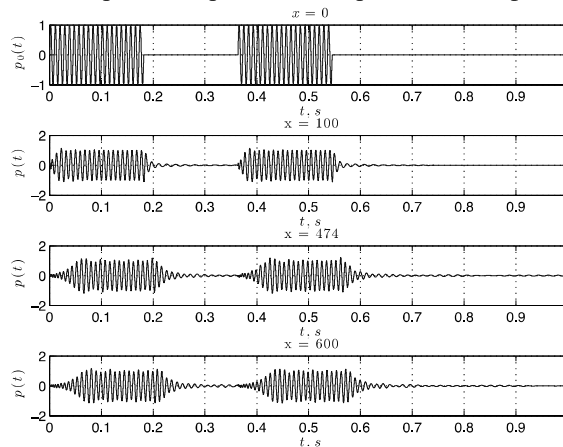
фиг.7 Зависимость относительного интервала следования составляющих сообщения от расстояния до точки наблюдения x .

5.МОДЕЛЬ СИТУАЦИИ $f_1 = f_2$

Пусть несущие частоты символов сообщения соотносятся как $f_1 = f_2 = f_{кр}$.

Результаты расчетов состояния составляющих сообщения в амплитудном представлении акустического давления $p(t)$ для фиксированного положения точек наблюдения $x = 0m$, $x = 22m$, $x = 474m$, $x = 600m$ и

значений частот: $f_1 = 55Гц$, $f_2 = 110Гц$ в дисперсионных условиях, отвечающих исходным данным расчетов работы [5], приведены на фиг.8.



фиг.8 Деформация сообщения в фиксированных точках наблюдения волноводного канала, возникающая вследствие дисперсии для

$$f_1 = f_2 = f_{кр}.$$

Очевидно, что в случае равенства частот заполнения символов сообщения в выбранных расчетных условиях – деформации составляющих сообщения и сообщения в целом будут одинаковыми. При этом раздельное наблюдение составляющих сообщения сохраняется для любых расстояний, а его степень деформации определится свойствами канала, значением частоты заполнения, длительностью элемента сообщения, а также особенностями переноса энергии по каналу элементом сообщения, которые изложены в работе [5]. Вероятность битовой ошибки в этом случае определяется дисперсионными деформациями отдельных составляющих и помехо-сигнальными условиями.

6.ВЫВОДЫ

В результате моделирования ситуации распространения в плоском волноводном канале двухчастотного импульсного информационного сообщения установлено, что выполнение условий построения сообщений вида $f_1 < f_2$, $f_1 > f_2$,

$f_1 = f_2$ при распространении по каналу обуславливает следующее:

При выполнении условия $f_1 < f_2$:

- наличие дисперсии приводит не только к деформации самих импульсов, составляющих исходное сообщение, но и к возникновению аномалия вида “взаимное наложение” составляющих сообщения с последующим изменением порядка следования составляющих;

- вероятность битовой ошибки при этом стремится к наибольшему значению, однако не достигает единицы и изменяется в различных помеховых ситуациях.

При выполнении условия $f_1 > f_2$:

- наличие дисперсии приводит не только к деформации самих импульсов, составляющих исходное сообщение, но и к возникновению аномалия вида “расхождение” составляющих сообщения с потерей синхронизации и без изменения порядка следования;

- вероятность битовой ошибки при этом стремится к значению 0.5 и зависит от степени деформации составляющих и значения SNR.

При выполнении условия $f_1 = f_2$:

- наличие дисперсии приводит нас лишь к необходимости учета особенностей дисперсионной деформации составляющих сообщения, которая происходит без нарушения порядка следования и соответствующего разрушения сообщения;

- очевидно, что вероятность битовой ошибки при этом должна определяться степенью деформации составляющих и помеховой ситуацией.

Литература

- 1.Безручко А.В., Дідковський В.С., Гладких Н.Д., Коржик О.В. До питання про деформацію різночастотного імпульсно-кодового акустичного сигналу в підводному звуковому каналі. Системи обробки інформації. Інформаційні проблеми теорії акустичних, радіоелектронних і телекомунікаційних систем, 2015, Vol 10(135), с.12-15.
- 2.Буланая М.А.,Вовк И.В., Гринченко В.Т. Мацьпура В.Т. Особенности распространения звукового импульсного сигнала в плоском регулярном волноводе. Акустичний вісник. 2008, Том 11, №4, с. 9-23.
- 3.Ластовенко О.Р., Лисютин В.А, Ярошенко А.А. Моделирование передаточных и импульсных характеристик гидроакустических волноводов. Волновод с абсолютно жесткими границами. Акустичний вісник, 2007, Т.10, № 4.с.59-69.
- 4.Мелешко В.В., Мацпура В.Т., УлиткоА.Ф. Теорія хвилеводів. Київ, ВПЦ Київський університет, 2013, 415 с.
- 5.Коржик А.В., Дидковский В.С., Гладких Н.Д. Распространение звукового импульсного информационного сообщения в плоскопараллельном волноводе с идеальными границами. Электроника и Связь. Том. 21, № 3 (92), 2016, с. 82-96.
- 6.Рид Р. Основы теории передачи информации. Москва, Вильямс, 2004. 304 с.
- Урик Дж.Р. Основы гидроакустики Ленинград, 1978, Судостроение.
- 7.Щуров В.А., Кулешов В.П., Черкасов А.В. Вихревые свойства акустической интенсивности в мелком море. Акустический журнал. 2011.Том 57, с. 837-843.
- 8.Daniel B. Kilfoule , Arthur D. Baggeroer. The State of the Art in Underwater Acoustic Telemetry. IEEE. Journal of oceanic Engineering. Vol. 25. No. 1, 2000. 20 p.
- 9.Mann J.A. Tichy J. Romano A.J. Instantaneous and time-average energy transfer in acoustic fields. J. Acoust. Soc. Amer. 1987.Vol. 82. N 4. p. 17-30.
- 10.Sklar B. Digital communications. – NJ : Prentice Hall, 2001. – Т. 2.

TWO-PULSE MESSAGE SPREADING IN PLANE-PARALLEL WAVEGUIDE WITH IDEAL BOUNDARIES

Vitaliy DIDKOVSKIY, Nikita GLADKIKH, Oleksiy KORZHYK

Department "Acoustics and Acoustoelectronics" NTUU "KPI" - Kyiv Ukraine

e-mail: nd.hladkih@aae.kpi.ua

Abstract: It is considered in this paper acoustic two-pulse message propagation in plane-parallel waveguide with single-mode spatial structure. Message consists of frequency coded sequence of acoustic pulses. It is shown time and data-transfer probability peculiarities of two-pulse message propagation which depend on the signal frequency. Bit error probability is used as probability characteristic of the signal distortion in the waveguide. Bit error probability was estimated as the dependence of the signal to noise ratio.

Key words: hydroacoustic, hydroacoustic communication, waveguide, dispersion, frequency encoding.

ЭФФЕКТ ГУБЕРА

Антон СИЛЬВЕСТРОВ, Дмитрий ЗИМЕНКОВ

кафедра „Теоретическая электротехника”, НТУУ «КПІ» - Киев, Украина

e-mail: silvestrovanton@gmail.com; zimenkovdk@ukr.net

Резюме: Впервые с момента появления эффекта Губера удалось объяснить в пределах классической электродинамики физические процессы, которые имеют место в эффекте Ж.Губера, а именно – природу вращательного момента, который возникает в движущейся колесной или подшипниковой парах при наличие тока в контактах колес или шариков с направляющими.

Ключевые слова: эффект Губера, двигатель Косырева-Мильроя, закон Био-Савара-Лапласа.

1. ВВЕДЕНИЕ

С позиции наблюдателя эффект заключается в следующем: если колеса колесной пары Ж. Губера [1] катятся по направляющим или вал и внутренняя шайба подшипников двигателя Косырева-Мильроя [2] вращается, то, при наличии электрического тока в контакте колес (или шариков) с направляющими, возникает крутящий момент, который в дальнейшем поддерживает изначально заданное движение. Скорость Ω вращения колес или шариков увеличивается с увеличением тока I , не зависит от его направления, постоянства или синусоидальности; момент равен нулю, если Ω равна нулю, либо если материал не ферромагнитный.

Объяснение эффекта, представленные с 1951 [1÷7], оказались не соответствующими физической сущности явления. Так считалось [2, 6], что момент возникает в результате взаимодействия по закону Ампера тока направляющей с током колеса или шарика, который (вследствие криволинейной его траектории) расположен под острым углом к току направляющей. Это могло бы создавать момент, если бы на втором колесе колесной пары Ж. Губера или другой стороне шарика подшипника такой же момент не был противоположного направления. Считалось [1], что крутящий момент возникает в результате появления искры и увеличения давления воздуха на сбегавшей стороне контакта. Чтобы это подтвердить авторы работы [1] поместили подшипники в вакуумный колпак и постепенно откачали воздух, после чего

движение прекратилось. Однако, если материал не ферромагнитный, то наличие искры не создает момента. Следовательно пневмо эффект не является причиной. Возможно имел место перегрев и заклинивание подшипников вследствие существенного уменьшения в вакууме теплоотбора от разогретых до 150–250°С большим током шариков, и это привело к остановке двигателя а возможно и отсутствие искры? Автор работы [8] в 1982 году утверждает, что искры не являются причиной, в то время, как в работе [1] за 1973 год он считал именно их причиной. О негативном влиянии искрения в подшипниках без смазки также говорится в работе [9]. Термодинамическое объяснение [6] возникновения момента от тепловой деформации направляющих, которая, якобы, создает горку, с которой скатывается шарик или колесо, не учитывает их значительной тепловой инерционности и могло бы иметь место только для сверхмалых скоростей Ω , но при таких Ω момент не возникает. В работе [9] предлагаются положения, которые не соответствуют классическим законам физики, например, наличие магнитной индукции, созданной током и совпадающей с ним же по направлению. Дополнительную неясность внесли работы [3, 10], где эффект Ж. Губера объединен с до сих пор не объясненным эффектом Дж. Серла. Чисто математический вариационный подход в работе [4] тоже не соответствует физике процесса.

2. ПОСТАНОВКА И РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ

Как известно [11,12,13], специфика электродинамики состоит в изучении

пространственно неоднородной системы с неравномерным распределением зарядов и с дополнительными степенями свободы движения. В результате этого силовые показатели системы будут зависимыми не только от тока, а и от положения и движения составляющих системы в соответствующих координатах. Рассмотрим систему «направляющие - зона контакта - колесо или шарик» в условиях, при которых колесо или шарик, вращаясь с угловой скоростью Ω против часовой стрелки, катится по неподвижной внешней направляющей влево. Так в колесной паре Ж. Губера рельсы неподвижны, имеют достаточно большое поперечное сечение (по отношению к площади контакта рельсы с колесом), поэтому падение напряжения в рельсах относительно падения в зоне контакта не существенное. Следовательно напряжение и ток в контакте почти не зависит от места подключения рельсы к источнику. Площадь поперечного сечения колеса и вала также достаточно большие, соответственно их сопротивление току также будет гораздо меньше сопротивления зоны контакта колеса с рельсой. Аналогичную ситуацию имеем в подшипниках двигателя Косырева-Мильроя. Таким образом почти все напряжение источника будет приложено к двум последовательно включенным контактам колес или к $4n$ последовательно-параллельно включенным контактам двух подшипников, где n - число шариков в подшипнике.

Как показали наблюдения [1÷9], для возникновения крутящего момента M , кроме наличия движения колес или шариков, необходимо чтобы колеса (шарики) и направляющие были ферромагнитными, соответственно где-то должен существовать источник намагничивания ферромагнетика колес (шариков) и направляющих; чтобы намагничивание тел было не равновесным относительно точки контакта (в сторону движения оно должно быть большим, чем в противоположную), материал ферромагнетика был магнито-мягким; смазка подшипников, если она не густая, также несколько улучшала показатели двигателя Косырева-Мильроя [9]. Однако ток I непосредственно не мог создавать не равновесное магнитное поле, которое, соответственно, не равновесно намагничивало

ферромагнетики и (путем их протягивания с набегающей стороны колес или шариков) создавало крутящий момент.

Для выявления причины, которая это сделала, следует учесть специфику электродинамики, а именно наличие движения точки соприкосновения, как относительно неподвижной направляющей, так и относительно системы координат колеса или шарика, неподвижной относительно тела колеса или шарика. В обеих системах координат точка соприкосновения (при условии что колеса или шарики вращаются с угловой скоростью Ω против движения часовой стрелки) движется влево со скоростью

$$V_0 = \Omega \cdot r, \quad (1)$$

где r - радиус колеса или шарика. Чтобы установить наличие в этой пространственно неоднородной системе зарядов и их неравномерное распределение, где показатели системы будут зависимыми как от тока, так и от положения и движения ее составляющих, необходимо детально проанализировать процессы непосредственно в зоне контакта.

При неподвижности колеса или шарика ($V_0=0$) неподвижная зона контакта состоит из подзоны "a" непосредственно механического и электрического контакта, которая зависит от степени шероховатости поверхностей и механического давления, и подзоны "b" чисто электрического контакта, расположенной симметрично вокруг зоны механического контакта (рис.1), которая имеет зазор δ возрастающий по закону:

$$\delta(\alpha) = r(1 - \cos \alpha), \quad (2)$$

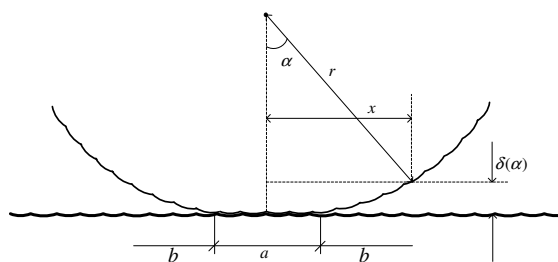


Рис.1 Зона электрических и механических контактов

где α - угол, равный $\arcsin(x/r)$, x - расстояние от оси прикосновения. Ток I , как поток вектора

электрической плотности \vec{j} через общую поверхность S контакта, подадим в виде суммы электрических трубок к-й плотности j_k через сечение к-й трубки ΔS_k :

$$I = \int_S \vec{j} \cdot d\vec{S} \cong \sum_{k=1}^N j_k \cdot \Delta S_k \quad (3)$$

В зоне "а" механического контакта часть I_1 тока I определяется по закону Ома, как напряжения U_k на контакте, деленное на электрическое сопротивление R_k контакта. В зоне воздушного зазора δ происходит ионизация воздуха и электрический пробой зазора вследствие достаточно большой напряженности \mathcal{E} электрического поля:

$$\mathcal{E}(\alpha) = \frac{U_k}{\delta(\alpha)} = \frac{U_k}{r(1 - \cos \alpha)} \quad (4)$$

где U_k составляет несколько единиц или десятков вольт, а зазор, в зависимости от α изменяется от микрон до миллиметров. Поэтому общий поток I электронов, кроме тока проводимости I_1 , будет иметь ток I_2 пробоя диэлектрика, как поток электрических зарядов q через воздушный зазор δ , движущихся со скоростью V_q , пропорциональной напряженности электрического поля в ионизированном воздухе зазора.

Таким образом, при условии $V_0=0$, имеем симметричное распределение плотностей j_k тока I и зарядов, как на поверхностях ферромагнитных тел в зоне контакта, так и в воздушном ионизированном зазоре $\delta(\alpha)$. Ток I симметрично намагничивает ферромагнитные тела колеса (шарики) и направляющих, и не приводит к образованию крутящего момента M .

Иную картину наблюдаем при движении колеса или шарика, состоящего из вращающегося со скоростью Ω и поступательного со скоростью V_0 (2) движения (Рис.2).

Ток $j_k \Delta S_k$ каждой к-й трубочки в ферромагнитном теле направляющей и колеса (шарика) создает вокруг себя в μ раз более сильную магнитную индукцию чем в вакууме.

Для вакуума, по закону полного тока,

$$\int \vec{B}_e \cdot d\vec{l} = \mu_0 I_e \quad (5)$$

Для ферромагнетика в выражении (5) вместо μ_0 следует подставить $\mu \cdot \mu_0$, где

μ - относительная магнитная постоянная. Для различных сталей лежит в пределах $10^3 \div 10^4$. Соответственно больше будет и индуктивность L каждой трубки тока.

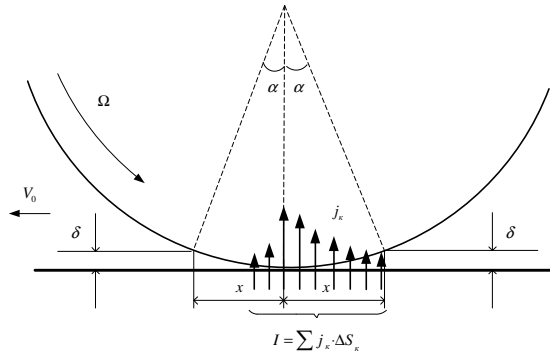


Рис.2 Асимметричное распределение плотности j_k тока I .

Во время движения колеса или шарика точка соприкосновения перемещается со скоростью V_0 . Это приводит с набегающей стороны к замыканию зазора δ и образования новых трубок $j_k \Delta S_k$, а со сбегающей - к размыканию цепи трубок. То есть имеет место процесс коммутации электрических цепей трубок $j_k \Delta S_k$ токов I_k . Наличие индуктивности L_e трубок с током I_k в ферромагнитной среде, согласно закону электромагнитной индукции М. Фарадея, создает в зоне коммутации электродвижущую силу

$$\mathcal{E}_e = -L_e \frac{dI_e}{dt} \quad (6)$$

которая по правилу Ленца направлена таким образом, чтобы уменьшить скорость dI_k/dt изменения тока I_k . С набегающей стороны \mathcal{E}_k направлена навстречу напряжению U_k на контакте, уменьшая скорость роста I_k ; со сбегающей стороны, наоборот, \mathcal{E}_k будет добавляться к напряжению U_k , тем самым поддерживая токи I_k справа от контакта. Чем больше индуктивность L_e , а также чем больше скорость Ω тем больше будет асимметрия распределения трубок $j_k \Delta S_k$ в пользу сбегающей стороны. Действительно, в $R_k L_k$ - цепи в к-й трубке при коммутации в первом приближении имеют место два типа переходного процесса:

- при подключении

$$I_k(t) = I_{ky} (1 - e^{-\int_0^t \frac{d\theta}{\tau_k(\theta)}}), \quad (7)$$

где I_{ky} - установившееся значение I_k , θ - время,

$$\tau_k = L_k / R_k(\theta), \quad (8)$$

- при отключении

$$I_k(t) = I_{ky} e^{-\int_0^t \frac{d\theta}{\tau_k(\theta)}}. \quad (9)$$

Чем больше скорость V_0 (1), тем (согласно (7)) меньше трубок токов I_k образуется с набегающей стороны и (согласно (9)) больше со сбегающей. Каждая трубка, преодолевая воздушный зазор $\delta(\alpha_k)$, образует в нем несбалансированный электрический заряд q_k (разряд, искру, дугу):

$$q_k = j_k \cdot \Delta S_k \cdot \Delta t_k = I_k \cdot \Delta t_k, \quad (10)$$

где Δt_k - время прохождения носителей тока I_k через зазор $\delta(\alpha_k)$. Суммарный заряд q_Σ будет равен сумме всех зарядов слева и справа от точки соприкосновения с координатой $x_{екв}$:

$$x_{екв} = \frac{\sum_{k=1}^N I_k \cdot x_k}{\sum_{k=1}^N I_k} = \frac{\sum_{k=1}^N I_k \cdot x_k}{I}, \quad (11)$$

где координаты x_k справа от точки соприкосновения берутся со знаком "минус", слева - "плюс".

Эквивалентный суммарному пространственному заряду q_Σ точечный заряд q_e будет смещен вправо на расстояние $x_{екв}$ от точки соприкосновения. Воздушные зазоры (2) слева и справа от координаты $x_{екв}$ заряда $q_e = q_\Sigma$ будут разными:

- слева

$$\delta_1(\alpha) = r(1 - \cos(\alpha_e - \Delta\alpha)), \quad (12)$$

- справа

$$\delta_2(\alpha) = r(1 - \cos(\alpha_e + \Delta\alpha)), \quad (13)$$

где $\Delta\alpha$ меняется от нуля до значения α_{max} , при котором разряд прекращается. С ростом V_0 от нуля до максимально возможной для данного источника питания, $x_{екв}$ тоже растет вследствие увеличения количества трубок I_k со сбегающей стороны. Действительно согласно (9), трубка размыкается примерно за $3\tau_k$. За это время длина x зоны существования трубок составит $V_0 \cdot 3\tau_k$. Если на каждую трубку приходится Δx пути, то их количество $n = V_0 \cdot 3\tau_k / \Delta x$.

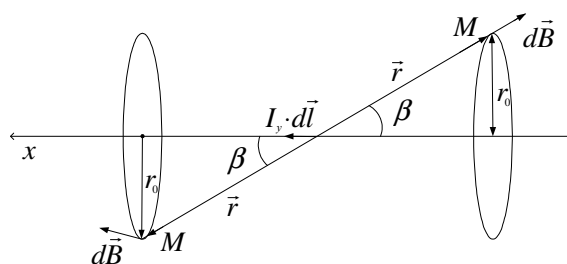


Рис.3 Закон Био-Савара-Лапласа.

Заряд q_e движется в воздушном зазоре за точкой соприкосновения со скоростью V_0 . При этом в пространстве траектории движения заряда, согласно закону Био-Савара-Лапласа, он, как элемент $I_y \cdot dl$ некоторого условного тока I_y , где

$$q_e \cdot V_0 = q_e \frac{dl}{dt} = I_y \cdot dl, \quad (14)$$

образует в соответствующей точке пространства магнитное поле индукции $d\vec{B}$ (Рис.3):

$$dB = \frac{\mu_0 I_y \cdot dl \cdot \sin \beta}{4\pi r^2}, \quad (15)$$

где r , r_0 соответствующие расстояния до точки M , в которой элемент тока $I_y \cdot dl$ создает индукцию dB . Для расчета магнитного поля $\Phi(r_1 r_0)$ следует проинтегрировать $dB(r_1 r_0)$ по всему заданному пространству в пределах $\{0, \pm r_{max}\}$, $\{0, \pm r_{0max}\}$. Если в это пространство ввести ферромагнитные тела, то они локально намагнитятся от элемента $I_y \cdot dl$ и, имея воздушный зазор $\delta(\alpha)$ (12, 13), с целью максимизации энергии W_m магнитного поля [4], образуют силы F_m , которые действуют на увеличение магнитной проводимости Y_m зазора $\delta(\alpha)$, то есть на уменьшение зазора:

$$F_m = \frac{dW_m}{d\delta}. \quad (16)$$

Сила F_m [12] пропорциональна квадрату условного тока I_y , обратно пропорциональна квадрату зазора δ и действует на уменьшение зазора δ (увеличение магнитной проводимости Y_m). Как видим (Рис.4) усредненные за конечный интервал Δt времени t условия намагничивания и взаимопротяжения ферромагнетиков слева существенно лучше аналогичных условий справа от точки соприкосновения. Слева $\delta_1(\alpha)$ проходит через нуль и медленно растет (12) до α_{max} , тогда как справа $\delta_2(\alpha)$ возрастает (13) от α_e до α_{max} . Элемент $I_y \cdot dl$ несимметрично локально

намагничивает тела ферромагнетиков в зоне контакта. По перемещению точки контакта, в силу магнитомягкости ферромагнетиков, они размагничиваются до небольшой остаточной намагниченности. Это дает возможность на следующем шаге повторить весь процесс, обеспечивая постоянное воздействие крутящего момента (Рис.4):

$$M = (F_{M1} - F_{M2})b, \quad (17)$$

где b - плечо равнодействующих сил F_{M1} и F_{M2} .

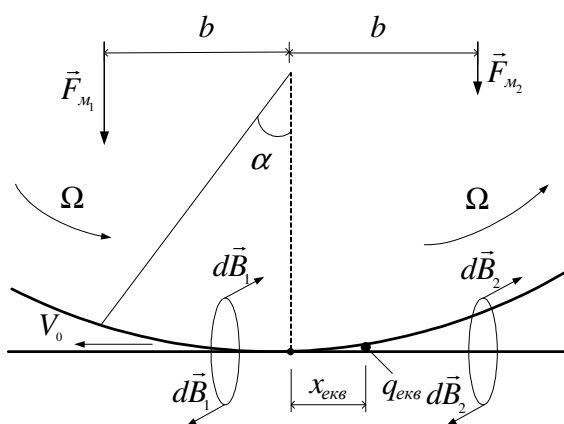


Рис.4 Асимметричное расположение заряда $q_{екв}$.

Однако с ростом V_0 (или Ω) дальнейшее их увеличение, после некоторого экстремального $x_{екв}$ приводит к уменьшению F_{M1} и росту F_{M2} и, как следствие, уменьшению момента M . Зависимость $M(\Omega)$ носит экстремальный характер, подобный моментной характеристике однофазного асинхронного двигателя. Количественная характеристика эффекта Губера для конкретных устройств может быть получена путем использования численных методов расчета электромагнитных полей. Кроме заряда $q_{екв}$ на соприкасающихся поверхностях возникает поверхностные заряды, которые усиливают эффект двигаясь влево относительно тел со скоростью V_0 и дополнительно намагничивания их [11,12,13].

3. ВЫВОД

Процессу познания и объяснения сложных явлений (таких как эффект Губера) иногда мешает стремление сразу получить строгую

математическую модель. Так в работе [4] автор использовал вариационный подход минимизации энергии, что справедливо, но, к сожалению, это не объяснило физики процесса.

Авторам данной статьи после нескольких неудачных попыток объяснить эффект Губера, наконец удалось последовательно пройти все этапы и объяснить все составляющие процесса в рамках классической электродинамики. Авторы искренне благодарны всем предыдущим исследователям эффекта Губера, работы которых упростили поиск истинной причины возникновения эффекта. Объяснение сущности эффекта позволит более эффективно его использовать в прикладных аспектах электротехники, например, в создании простых недорогих тепло кавитационных установок, тепловентиляторов, электропривода винта моторных лодок, уменьшения тяговых усилий тепло- и электровозов на наклонных участках железной дороги, уменьшения высоты горки на сортировочных железнодорожных станциях, как это делал инженер Ж. Губер и во многих других возможных применениях.

Литература

- 1.Поливанов К.М., Татарникова Н.В., Нетушил А.В. Электромеханический эффект Губера/ Электричество, 1973. – №8 – с. 72 – 76.
- 2.Кузьмин В.В., Шпатенко В.С. О природе появления вращающегося момента в двигателе Косырева – Мильроя/Вісник КДРУ ім. Остроградського, 2008. – №3 – с. 41 – 47.
- 3.Нетушил А.В. Изобретение Дж. Серла, как развитие эффекта Губера/Электричество, 1994. – №4 – с. 50 – 53.
- 4.Грамм М.И. Принцип минимума и возможные объяснения эффекта Губера/Электричество, 2002. – №12 – с. 57 – 60.
- 5.Николаев Г.В. Современная электродинамика и причины ее парадоксальности/ Томск:Твердыня, 2003. – 149 с.
- 6.Сильвестров А.Н., Зименков Д.К. О природе эффекта Губера/ Вісник КДРУ ім. Остроградського, 2010. – №4 – с. 33 – 38.
- 7.Демин П. Эффект Губера и летающие тарелки/Наука и жизнь, 1991. – №7.
- 8.Поливанов К.М. Электродинамика движущихся тел/М.: Энергоиздат, 1982. – 192 с.
- 9.Воронков С.С. Электродинамические силы Николаева/Научно-техническая библиотека. Статьи и публикации. <http://sciteclibrary.ru/rus/catalog/arts>

10. **Эткин В.А.** Термодинамический вывод уравнений Максвелла/(Sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/7628.html), 07.06.2004
11. **Пеннер Д.И., Угаров В.А.** Электродинамика и специальная теория относительности/М.: "Просвещение", 1980. – 272 с.
12. **Ландау А.Д., Лифшиц Е.М.** Теоретическая физика, т. 8: Электродинамика сплошных сред/М.: Наука, 1982. – 620 с.
13. **Максвелл Дж. К.** Избранные сочинения по теории электромагнитного поля/ М.: Гостехиздат, 1954. – 688 с.

EFFECT HUBER

Anton SILVESTROV, Dmitriy ZIMENKOV

electrical engineering department, National Technical University of Ukraine "KPI"-Kyiv Ukraine

e-mail: silvestrovanon@gmail.com; zimenkovdk@ukr.net

Abstract: For the first time since the advent of Huber effect could be explained within the classical electrostatics, the physical processes that take place in Huber effect - namely, the nature of torque, which occurs in a moving wheel or bearing pairs with the presence of current in the contact wheels or balls with the guides.

Keywords: effect of Huber engine Kosyreva - Milroya , Huber effect, the engine-Kosyreva Milroya, the law of Bio-Savart-Laplace.

A REVIEW OF CUTTING FORCES DURING MILLING PROCESS

Jelena STANOJKOVIĆ, Miroslav RADOVANOVIĆ

Faculty of Mechanical Engineering, University of Niš, A. Medvedeva 14, 18000 Niš, Serbia
 jstanojkovic@masfak.ni.ac.rs, mirado@masfak.ni.ac.rs

Abstract: Analysis of cutting forces of cutting tool on the workpiece during machining was the main subject of research over the years. The primary objective of measuring and enabling the cutting forces is to determine the cutting parameters processing in order to effectively plan of machining, achieving maximum productivity, quality and price. The objective of a literature review is to predict the effect of cutting parameters on the cutting forces during the milling process of different materials.

Keywords: milling, cutting force, review

1.INTRODUCTION

Milling is a cutting process that uses a milling cutter to remove material from the surface of a workpiece. The main movement is rotational and defined by the cutting speed (V_c , m/min) i.e. the spindle speed (n , rev/min) on the machine. The feeding movement is translated and defined by the feed per tooth (f_t , mm/tooth) i.e. the feed rate (V_p , mm/min). The milling process is a complicated process where the performance depends on upon a number of tooling and cutting conditions. The cutting force has a significant influence on cutting process. The cutting forces are one of the most important indicators to control the tool wear and the occurrence of vibration and the influence of the tool life. Measuring the cutting forces during milling helps in optimizing machining processes, which has an important role in improving the efficiency of processing. During the milling process, in a general, participate more tooth of milling cutters at the same time, therefore, the resultant of the cutting force is obtained by stacking cutting forces per tooth of the milling cutter.

The resultant of the cutting force has three components, figure 1 shows all cutting force components of the face milling [1]:

- F_c -is the main cutting force (tangential) effects on the main movement of the tool and being primarily responsible for the chipping process,
- F_f -is the feed force (axial) effects on the feeding of the tool,
- F_p -is the passive force (radial) effects on additional chafing and deformations during the machining process.

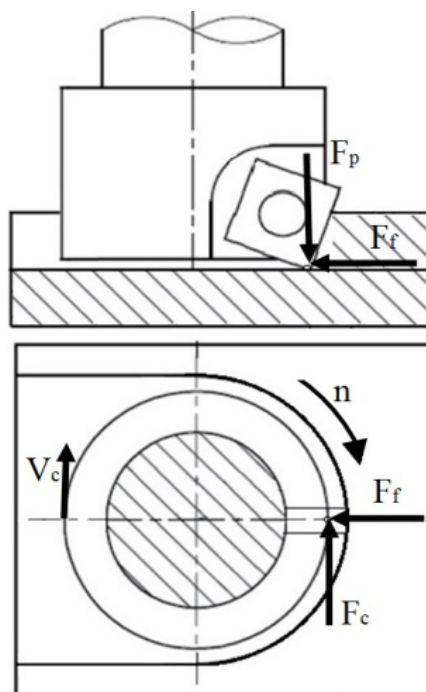


Fig. 1 Cutting force components of the face milling

One of the most important analytical models of cutting forces is created by Kienzle and Victor [2] in the fifties, all components of cutting forces can be calculated with the following equations (1), (2), (3):

$$F_c = k_c \cdot A \quad (1)$$

$$F_f = k_f \cdot A \quad (2)$$

$$F_p = k_p \cdot A \quad (3)$$

Where: k_c, k_f, k_p [N/mm^2] are the specific cutting forces, F_c, F_f, F_p [N] are the main cutting, feeding and passive forces, A [mm^2] is the chip section. The chip section in the general case can be calculated with the following equation (4):

$$A = b \cdot h = a_p f_t \quad (4)$$

Where: b [mm] is the chip width, h [mm] is the chip thickness, a_p [mm] is depth of cut, f_t [$mm/tooth$] feed per tooth. Values b and h can be calculated by following equations (5), (6), Figure 2 [1].

$$b = \frac{a_p}{\sin \kappa} \quad (5)$$

$$h = f_t \sin \kappa \quad (6)$$

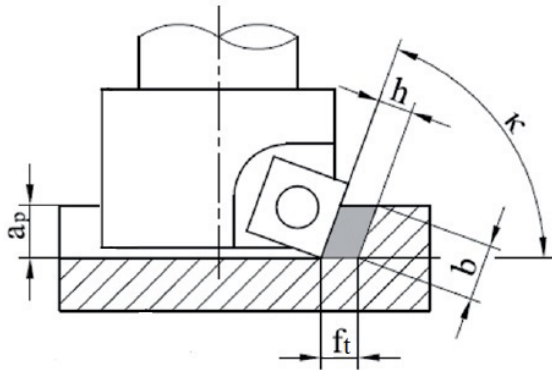


Fig. 2 The Chip cross-section for the Kienzle-Victor model of cutting force

According to Kienzle-Victor equation the specific cutting force in the general case can be calculated with the equations (7), (8), (9):

$$k_c = \frac{k_{c1.1}}{h^{m_c}} \quad (7)$$

$$k_f = \frac{k_{f1.1}}{h^{m_f}} \quad (8)$$

$$k_p = \frac{k_{p1.1}}{h^{m_p}} \quad (9)$$

Where: $k_{c1.1}, k_{f1.1}, k_{p1.1}$ are the specific cutting forces of a section where $h=1mm$ and $b=1$ mm, m_c, m_f, m_p are constant values depending on the type of material. Values of specific cutting forces and constants of different ferrous materials are shown in Table 1 [3].

In the general case, the cutting forces can be calculated with the following equations (10), (11), (12):

$$F_c = k_{c1.1} \cdot b \cdot h^{1-m_c} \quad (10)$$

$$F_f = k_{f1.1} \cdot b \cdot h^{1-m_f} \quad (11)$$

$$F_p = k_{p1.1} \cdot b \cdot h^{1-m_p} \quad (12)$$

Table 1 Values of the specific cutting forces and constants of different materials

Material	Specific machining forces					
	$k_{c1.1}$ (N/mm^2)	m_c	$k_{f1.1}$ (N/mm^2)	m_f	$k_{p1.1}$ (N/mm^2)	m_p
E295 (St50)	1990	0.26	350	0.70	275	0.50
E360 (St70)	2260	0.30	365	0.62	310	0.50
C15	1820	0.22	340	0.8	260	0.54
C35	1516	0.27	320	0.80	260	0.54
15CrMo5	2290	0.17	290	0.75	230	0.56
15MnCr5	2100	0.26	390	0.70	325	0.46
18CrNi6	2260	0.30	325	0.73	250	0.47
20MnCr5	2140	0.25	340	0.68	250	0.53
30CrNiMo8	2600	0.20	355	0.62	255	0.44
34CrMo4	2240	0.21	340	0.68	240	0.63
37MnSi5	2260	0.20	260	0.64	280	0.26
42CrMo4	2500	0.26	340	0.67	270	0.48
50CrV4	2220	0.26	320	0.77	315	0.39
GJL-250	1160	0.26	250	0.70	190	0.46
GJS-600	1480	0.17	290	0.76	240	0.44
AlMg4SiMn	487	0.20	20	1.08	32	0.75
NiCr20TiAl	2088	0.29	340	0.70	560	0.40

Based on the research found that the cutting forces depend on the depth of cut and the feed. In this case, the cutting force can be calculated with the empirical equation (13):

$$F_c = b_0 \cdot a_p^{b_1} \cdot f_t^{b_2} \quad (13)$$

Where: b_0, b_1 and b_2 are constants whose values depend on the combination of workpiece and tool material.

2.LITERATURE REVIEW

The measurement of the cutting forces in the milling process, experimentally and applying analytical methods investigated a large number of researchers.

Latifi in [4] investigated the influence of cutting speed, feed rate and depth of cut on the tangential component of cutting force during milling steel 42CrMo4. During the milling process used the milling cutter tool with a diameter of 6 mm, Guhring manufacturers. The cutting force is measured with a piezoelectric dynamometer Kistler, type 92557B. The cutting force is modeled and analyzed into mathematical Wolfram simulations. Based on research developed mathematical models and theoretical considerations that the depth of cut has the greatest influence by cutting force. With increasing depth of cut, it will increase the cutting force, also with increasing feed it will increase the cutting force,

but with increasing cutting speed the cutting force will reduce.

Ganesh babu in [5] investigated the effects of cutting parameters (cutting speed, feed rate, depth of cut and immersion angle) on the cutting force during end milling of AlSiC metal composite material using Response Surface Methodology (RSM). The experiment has been concluded using four tooth HSS end milling cutter with 10 mm diameter on a vertical milling machine. The cutting forces (tangential, axial and radial components) have been measured with piezoelectric dynamometer Kistler, type 9257B, a multichannel charge amplifier Kistler, type 9403 and a data acquisition system. Cutting force in tangential direction increases when the depth of cut increases.

Turgut in [6] investigated the effect of cutting speed, feed rate and depth of cut on cutting forces and surface roughness in face milling operation of AlSiC metal matrix composites. The main cutting force and surface roughness are measured at cutting speeds (300, 350, 400 and 450 m/min), feed rates (0.1, 0.15 and 0.20 mm/tooth) and depth of cut (0.5 and 1 mm). The experiment has been concluded using coated and uncoated milling cutters with the tool holder of 32 mm diameter on the vertical machining center Johnford VMC-850 without using coolant. The cutting forces are measured with piezoelectric dynamometer Kistler, type 9257B, multichannel charge amplifier Kistler, type 5070A. Increasing the feed rates and depth of cut effect to increase the cutting force for all cutting conditions, but increasing cutting speed effect to decrease the cutting force. The best results of cutting force are obtained by cutting speed of 400 m/min and feed rate of 0.1 mm/tooth.

Jeykumar in [7] investigated the influence of spindle speed, feed rate, the depth of cut and nose radius on the cutting force, tool wear and surface roughness in end milling operation of Al6061/SiC using Response Surface Methodology. The experiment has been concluded using milling cutter with indexable inserts made of tungsten carbide on the milling machine HMT-FNIU. The cutting force is measured using the multi-channel charge amplifier Kistler, type 5070. The experimental results compared with the mathematical model developed using Response Surface Methodology. The tangential component of cutting force dominant over other components. Cutting speed, tool wear and surface

roughness are high when milling with a higher depth of cut.

Tsai in [8] investigated influence of the feed per tooth and the tool diameter on the cutting force and cutting coefficient in milling aluminum 6060-T6. The experimental has been concluded using two teeth carbide flat-end milling cutters with diameters of 12, 16, and 20 mm with 50° helix angles and 0° rake angles on the vertical machining center VMP-40A Feeler Machine tool manufacturers. The experimental milling parameters were 1000 rev/min spindle speed and 1 mm axial depth of cut and the feed rate was varied linearly 200 mm/min, 260 mm/min, 300 mm/min, 360 mm/min, and 400 mm/min. Cutting forces are measured with piezoelectric dynamometer Kistler, type 9257B. The cutting forces simulated by Recursive Least Square (RLS) method and compare their results with experimental values. With increasing feed it will increase the cutting force and reduce the cutting coefficient of the tangential component.

Abou-El-Hossein in [9] investigated the influence of cutting speed, feed rate, axial and radial depth of cut on the cutting forces in end milling operation of modified AISI P20 tool steel using RSM methodology. The cutting forces are presented and the predictive model analyses are performed with the statistical software package Minitab. The experiment has been concluded twenty-nine times on the machining center Okuma MX-45VA using indexable inserts coated titanium nitride with a diameter of 31.75 mm. The cutting forces were measured with piezoelectric dynamometer Kistler. On the cutting forces the most affected feed rate, than the axial depth of cut while cutting speed the least affected to cutting forces, i.e. cutting forces are reduced by increasing the cutting speed.

Patwari in [10] investigated the influence of cutting speed, feed rate and axial depth of cut on the tangential component of cutting force in end milling of medium carbon steel. The mathematical model for the cutting force prediction has been developed using Response Surface Methodology. The experiment has been concluded on a vertical machining center (VMC ZPS, Model 1060) using TiN indexable inserts (R390-11T308E-PL) manufacturer Sandvik. The tangential cutting force is measured using Kistler, type 2825D1. On the tangential cutting force the most

affected the feed rate, than the depth of cut and the cutting speed at the end.

Kalidass in [11] investigated the influence of cutting parameters (helix angle, spindle speed, feed rate and depth of cut) on the cutting forces during the end milling process of AISI 304 steel using Response Surface Methodology. The experiment has been concluded on a HASS vertical machining center using the end milling cutter with a diameter of 12 mm. The cutting forces are measured by using Syscon instruments milling tool dynamometer. The helix angle and spindle speed are the most significant parameters which reduce the cutting force, with increasing the depth of cut also increasing the cutting force.

Lui in [12] investigated the dynamic cutting force model during peripheral milling carbon steel based on the theoretical analytical model. The cutting forces measured by Yucesan in tests on a titanium alloy, the cutting force coefficients are estimated and verified by simulation. The experiment has been concluded on a three axis vertical CNC machine center, Cincinnati Arrow 2-500 using a single fluted solid carbide end milling cutter with a diameter of 10 mm during peripheral milling carbon steel EN8. The cutting parameters were spindle speed of 1114 rev/min, cutting speed of 70 m/min, feed rates (0.0197, 0.0296, 0.0395, 0.0494, 0.0592, 0.0691, 0.0790, 0.0889 mm/tooth) and axial depth of cut (10.545 and 10.39 mm). The cutting forces are measured by the Kistler dynamometer, type 9257BA. The measured and predicted cutting forces were compared using the experimentally identified force coefficients. The results indicate that the model provides a good prediction when the feed rate is limited to a specified interval.

Aykut in [13] investigated cutting forces as function of cutting parameters during face milling of satellite 6 using an Artificial Neural Network (ANN). The parameters for the experiments are the cutting speed (30, 35 and 40 m/min), feed rate (60, 70, 80, 90 and 100 mm/min), depth of cut (0.25, 0.50, 0.75 mm) and feed rate per tooth of 0.10 mm/tooth. The results showed that the ANN can be used for predicting the effects of machinability on chip removal cutting parameters for face milling of satellite 6.

Thamban in [14] investigated the machining parameters (spindle speed, feed rate and a depth of cut) during end milling aluminum 6061-T6 with

coated tungsten carbide and diamond coated end milling cutter with a diameters of 10 mm. The DECKEL AG is a milling machine used in this experiment. The all components of cutting forces are measured with piezoelectric dynamometer Kistler, type 9257B. The signals are amplified by a charge amplifier Kistler, type 5019. For recording the cutting forces have used LabView software. The cutting forces are observed to be increasing with depth and feed rate during end milling with for both cutting tools (coated and uncoated).

Subramanian in [15] investigated a statistical model to predict cutting force in shoulder milling aluminum 7075-T6 using Response Surface Methodology and Genetic Algorithm, depending on the machining parameters such as cutting speed, feed rate and axial depth of cut. The experiment has been concluded on a HAAS CNC vertical machining center with two carbide inserts of the shoulder milling under dry condition. The cutting forces are measured by using three axis milling tool dynamometer.

Table 2 Literature review

Authors	Type of milling	Workpiece material	Cutting force	Machining parameters
X.-W. Liu et al. (2004)	Peripheral milling	Carbon steel	F_c, F_f, F_p	Spindle speed, cutting speed, feed rates and axial depth of cut
S. Aykut et al. (2007)	Face milling	Satellite 6	F_c, F_f, F_p	Cutting speed, feed rate, depth of cut and feed rate per tooth
K. A. Abou-El-Hossein et al. (2007)	End milling	Modified AISI P20 tool steel	F_f	Cutting speed, feed rate, axial and radial depth of cut.
G. Gebeshbabu et al. (2008)	End milling	Al SiC	F_c, F_f, F_p	Cutting speed, feed rate, depth of cut and immersion angle.
A. Patwari et al. (2009)	End milling	Medium carbon steel	F_c	Cutting speed, feed rate and axial depth of cut.
Y. Turgut et al. (2011)	Face milling	Aluminum 6060-T6	F_c	Cutting speed, feed rate and depth of cut.
M. Subramanian et al. (2013)	Shoulder milling	Aluminum 7075-T6	F_c, F_f, F_p	Cutting speed, feed rate and axial depth of cut.
S. Jeyakumar et al. (2013)	End milling	Al6061/SiC	F_c	Spindle speed, feed rate, the depth of cut and nose radius.
I. Thamban et al. (2013)	End milling	Aluminum 6061-T6	F_c, F_f, F_p	Spindle speed, feed rate and a depth of cut
L. Latifi et al. (2014)	End milling	steel 42CrMo4	F_c	Cutting speed, feed rate and depth of cut.
S. Kalidass et al. (2015)	End milling	AISI 304 steel	F_f	Helix angle, spindle speed, feed rate and depth of cut.
M. Y. Tsai et al. (2015)	End milling	Aluminum 6060-T6	F_f, F_p	Feed per tooth and the tool diameter.

Table 2. show literature review with authors, year of paper publication, type of milling, workpiece material, components of the cutting forces and machining parameters.

3.CONCLUSIONS

The identification of the cutting forces during the milling process of different materials are applied with a different mathematical method whose results are consistent with experiments. Based on the research of a large number of researchers found that with increasing depth of cut, it will increase the cutting force, also with increasing feed it will increase the cutting force, but with increasing cutting speed the cutting force will reduce.

References

- 1.**Horvath R.** "A New Model for Fine Turning Forces", *Acta Polytechnica Hungarica*, vol. 12, no. 7, January 2015, pp. 109-128.
- 2.**Kienzle O., H. Victor.** "The Determination of Forces and Services of Cutting Machine Tools", *VDI-Z 94*, 1952, pp. 299-305.
- 3.**Grote H., K. Erik Andersson.** "Springer Handbook of Mechanical engineering", Springer Berlin, 2009.
- 4.**Latifi L., A. Gjelaj, H. Jashari, B. Latifi.** "Investigation of Cutting Force by End Milling Operation", *Journal of Mechanics Engineering and Automation*, vol. 4, January 2014, pp. 91-95.
- 5.**Genesh babu B., V. Selladurai, R. Shanmunga.** "Analytical Modeling of Cutting Forces of End Milling Operation on Aluminum Silicon Carbide Particulate Metal Matrix Composite Material Using Response Surface Methodology", *ARN Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 3, no. 2, April 2008, pp. 5-18.
- 6.**Turgut Y., H. Cinini, I. Sahin, T. Findik.** "Study of Cutting Force and Surface Roughness in Milling of Al/SiC Metal Matrix Composites", *Scientific Research and Essays*, vol. 6, no. 10, May 2011, pp. 2056-2062.
- 7.**Jeyakumar S., K. Marimuthu, T. Ramachandran.** "Prediction of Cutting Force, Tool Wear and Surface Roughness of Al6061/SiC Composite for End Milling Operations Using RSM", *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol.27, no. 9, September 2013, pp. 2813-2822.
- 8.**Tsai M. Y., S. Y. Chang, J. P. Hung, C.C. Wang.** "Investigation of Milling Cutting Forces and Cutting Coefficient for Aluminum 6060-T6", *Journal of Computers and Electrical Engineering*, vol. 51, April 2016, pp. 320-330.
- 9.**Abou-El-Hossein K. A., K. Kadirgama, M. Hamidi, K.Y. Benyounis.** "Prediction of Cutting Force in End Milling Operation of Modified AISI P20 Tool Steel", *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 182, February 2007, pp. 241-247.
- 10.**Patwari A., A. K. M. Nurul Amin, W. Faris.** "Prediction of Tangential Cutting Force in End Milling of Medium Carbon Steel by Coupling Design of Experiment and Response Surface Methodology", *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 40 , no. 2, December 2009, pp. 95-103.
- 11.**Kalidass S., T. Mathavaraj Ravikumar.** "Cutting Force Prediction in End Milling Process of AISI 304 Steel Using Carbide Tools", *International Journal of Engineering*, vol. 28, no. 7, July 2015, pp. 1074-1081.
- 12.**Lui X. W., K. Cheng, D. Webb, X. C Luo.** "Improved Dynamic Cutting Force Model in Peripheral Milling. Part I: Theoretical Model and Simulation", *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 20, no. 9, October 2002, pp. 631-638
- 13.**Aykut S., M. Golcu, S. Semiz, H.S. Ergur.** "Modeling of Cutting Forces as Function of Cutting Parameters for Face Milling of Satellite 6 Using an Artificial Neural Network", *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 190, July 2007, pp. 199-203.
- 14.**Thamban I., B. Abraham, S. Kurian.** "Machining Characteristics Analysis of 6061-T6 Aluminum Alloy with Diamond Coated and Uncoated Tungsten Carbide Tool", *International Journal of Latest Research in Science and Technology*, vol. 2, no.1, 2013, pp. 553-557.
- 15.**Subramanian M., M. Sakthivel, K. Sooryaprakash, R. Sudhakaran.** "Optimization of Cutting Parameters for Cutting Force in Shoulder Milling of Al7075-T6 Using Response Surface Methodology and Genetic Algorithm", *International Conference On Desing and Manugacturing*, vol 64, December 2013, pp. 690-700.

HEURISTIC METHOD OF CLASSIFYING OBJECTS IN PATTERN RECOGNITION PROBLEMS

Alexander STENIN¹ Kateryna MELKUMIAN² Alexander STENIN³

¹ department of Technical Cybernetics NTUU "KPI" - Kyiv, Ukraine

e-mail: alexander.stenin@yandex.ru

² department of Technical Cybernetics NTUU "KPI" - Kyiv, Ukraine

e-mail: e.melkumyan@ukr.net

³ department of Technical Cybernetics NTUU "KPI" - Kyiv, Ukraine

Abstract: In the general case, there are many features of objects with different value (usually relatively small) informativeness. The features of objects often associated with the projected number class of the object by the non-linear relationships. In this case It is not possible to construct a linear model for classification on the basis of one feature that meets the specified requirements of recognition reliability. Therefore, the classification method should be multidimensional (to take into account all the features) and should take into account the information content (relevance) about the features. This paper proposes a heuristic method of multidimensional classification, which is the union of one-dimensional classification of the results, taking into account the importance of features of objects. It should be noted that the pattern recognition methods based on the use of heuristic methods do not always lead to the best decisions. However, their application in practice justified if the error does not exceed the permissible value.

Keywords: class of objects, features of class, sigmoid function, learning sample, multidimensional classification, the operator - classifier.

1. INTRODUCTION

Pattern recognition - the process by which determined several of the most significant characteristics from numerous characteristics of an object that are not available for direct determination. They determines its belonging to a certain class [1].

Solve the problem of the pattern recognition means to find rules on the basis of circumstantial facts by which each set of values of an object is associated with one of the predetermined set of possible values. Creating devices that perform recognition of different objects, in most cases, makes it possible instead of a person use specialized machines. This greatly expands the possibility of complex systems that perform a variety of information, logical, analytical problems.

It should be noted that the quality of work performed by a person in the workplace depends on many factors (skills, experience and etc.). At the same time good machine acts uniformly and ensures always the same quality. Automatic control of complex systems makes it possible to monitor and ensure timely service, the identification of interference and automatically apply the appropriate noise reduction, improves the quality of information

transfer. It is also understood that the use of automatic systems in a number of tasks ensures high speed what impossible for human.

Summing up the above, we note the main reasons for the replacement of human involvement in the problems of recognition:

- the liberation of man from the repetitive work for other more important tasks;
 - improving the quality and speed of decisions.
- Pattern recognition methods are relevant for solving a number of practical problems [1,2,3]:
- recognition of different kinds of characters, including letters and numbers;
 - recognition of words spoken language; diagnosis of diseases; fault diagnosis of machines and individual parts;
 - processing of geological exploration data; processing of radar signals;
 - recognizing words or phrases in text, written in formal or natural language and others.

Only the latter two include recognition problems listed above are from the beginning of formal mathematical statement of the problem. However, many of the other tasks also allow to formulate the formal statement of problem. They are based on the reasonable positions of hypotheses about the

processes that determine the dependence of the primary characteristics or parameters with respect to the values to make decisions. These hypotheses may be related to the properties of the different subsets, or with the properties of decision functions, or with the nature of the processes that generate the signals of observe [2].

There are four types of problems related to pattern recognition problem: the classification problem, the problem of describing, the task of learning, task of self-learning [3]. This article solves the first of the above problems.

2.STATEMENT OF THE PROBLEM

Suppose we have a training set $x=\{x^1,x^2,\dots,x^s\}$, consisting of S objects, which have N features x^q_i , where q - number of training sample object, i - number of feature. Each object is mapped to the training sample number of the class $y^q, \forall y^q \in \{K_0, K_1\}$, where K_0 и K_1 - symbols of different classes of objects. Suppose that the inspected object belongs to a class of K_0 , if the evaluated value of the parameter in the time the classification is greater than a certain limit value. Otherwise instance belongs to class K_1 .

In the general case, the objects have a sufficiently large number of features with different value of (usually relatively small) informational content. The features of objects often associated with the projected number class of the object by the non-linear relationships. In this case it is not possible to construct a linear model for classification on the basis of one feature that meets the specified requirements of recognition reliability. Therefore, the classification method should be multidimensional (to take into account all the features) and should take into account the information content (relevance) about the features. The simplest way to implement a multi-dimensional classification, obviously, is the union of the results of one-dimensional classification based on the importance of signs. As such a method is proposed heuristic classification method.

3.THE SOLUTION OF THE PROBLEM

If $\psi(x_i)$ - the result of a one-dimensional classification on the i -th feature, then y - object class number can be represented as a weighted sum of rounded:

$$y = \text{round} \left(\sum_{i=1}^N \alpha_i \psi(x_i) \right) \quad (1)$$

where α_i - coefficient taking into account the significance of the result of the one-dimensional classification by i -th feature (the proportion of i -th feature value getting y value).

If α_i value is known, then the task is to develop a one-dimensional classification rules for the i -th feature to the classification threshold value θ_i . This rule must be non-linear, and must take into account the degree of proximity instance of the class to the centers of the classes. As such a rule It is proposed to use the sigmoid function[4]:

$$\psi(x_i) = \frac{1}{1 + e^{\beta_i(x_i - \theta_i)}}$$

which is the closer to 1, the closer to the center of the object class K_1 , and conversely, the closer to 0, the closer to the center of the object class K_0 , and, conversely, the closer to 0, the closer to the center of the object class K_0 . This rule assumes that the class K_0 center is located to the left of center class K_1 , which in practice does not always happen, so we introduce a rule-dimensional classification parameter β_i , taking into account the most probable accommodation centers of classes with respect to the threshold θ_i :

$$\psi(x_i) = \frac{1}{1 + e^{\beta_i(x_i - \theta_i)}} \quad (2)$$

Substituting (2) into the expression (1), we obtain the classification rule:

$$y = \text{round} \left(\sum_{i=1}^N \alpha_i \frac{1}{1 + e^{\beta_i(x_i - \theta_i)}} \right) \quad (3)$$

Calculate α_i as the degree of influence to the i -th feature to the class number object possible using correlation coefficients of each i -th of class attribute and class numbers object:

$$r_{x_i y} = \frac{\sum_{q=1}^S (x_i^q - M_{x_i})(y^q - M_y)}{\sqrt{\sum_{q=1}^S (x_i^q - M_{x_i})^2 \sum_{q=1}^S (y^q - M_y)^2}} \quad (4)$$

Here M_{x_i} - mathematical expectation i -th feature x_i , which defined by the formula

$$M_{x_i} = \frac{1}{S} \sum_{q=1}^S x_i^q \quad (5)$$

and M_y - the mathematical expectation the class number, defined as

$$M_y = \frac{1}{S} \sum_{q=1}^S y^q \quad (6)$$

where S – the number of training sample objects, x_{qi} – value of i -th feature q -th training sample object.

Hence, coefficients α_i is calculated as follows:

$$\alpha_i = \frac{|r_{x_i y}|}{\sum_{j=1}^N |r_{x_j y}|}, \quad i=1,2,\dots,N \quad (7)$$

where j – current tag number.

Calculate β_i coefficient taking into account the most likely placement of the poles (centers of concentration of objects) classes with one-dimensional classifications by the i -th feature possible through signature accessory to one of the classes:

$$\beta_i = \text{sign}(M_{x_i}^{K_1} - M_{x_i}^{K_0}) \quad (8)$$

This coefficient will be equal to:

+1, if the pole of class K_0 is located to the left of the pole class K_1 , class on axis values of the i -th feature;

-1, if the pole of class K_0 is located to the right of the pole class K_1 , class on axis values of the i -th feature;

0, if the classes have the same pole.

To determine this coefficient must be calculated mathematical expectation of i -th feature learning sample for objects belonging to a class K_l :

$$M_{x_i}^{K_l} = \frac{1}{S^{K_l}} \sum_{q=1}^{S^{K_l}} x_i^q, \quad x_i^q \in K_l, \quad i=1,2,\dots,N \quad (9)$$

where S^{K_l} – is the number of objects of the training sample belonging to class K_l .

And also we can calculate the expectation of the i -th feature for instances of the training sample belonging to the class K_0 :

$$M_{x_i}^{K_0} = \frac{1}{S^{K_0}} \sum_{q=1}^{S^{K_0}} x_i^q, \quad x_i^q \in K_0, \quad i=1,2,\dots,N \quad (10)$$

where S^{K_0} – is the number of objects of the training sample belonging to class K_0 .

The threshold value against which we will carry out a one-dimensional classification of objects on the

basis of the i -th feature of objects we will be implement with the formula [3]:

$$\theta_i = \frac{|M_{x_i}^{K_1} - M_{x_i}^{K_0}|}{2} + \min(M_{x_i}^{K_1}, M_{x_i}^{K_0}), \quad i=1,2,\dots,N \quad (11)$$

4.CONCLUSION

This paper proposes a heuristic method of multidimensional classification, which is the union of one-dimensional classification of the results, taking into account the importance of features of objects. It should be noted that the pattern recognition methods based on the use of heuristic methods do not always lead to the best decisions. However, their application in practice justified if the error does not exceed the permissible value. This can be achieved, for example, by the selection of a more informative features[2,5], as well as ways to improve the application of the relevant operator – classifier[6].

Literature

1. **Fomin Ya. A.** Pattern Recognition: Theory and application. — 2-nd edition. — M.: FAZIS, 2012, 429 c.
2. **Fomin Ya. A., Tarlovskii G.R.** Statistical theory of pattern recognition. - M.: Radio and Communications, 1986.624 p.
3. **Dubrovin VI, Subbotin SA, Boguslayev AV, Yatsenko V.K.** Intelligent diagnostics and prediction of reliability of aircraft engines, Zaporozhye: JSC Motor-Sich. 2003, 279 p.
4. **A.P Mishin, I.V. Proskuryakov.** Higher algebra. M.: State Publishing House of Physical and mathematical literature, 1962. 300 p.
5. **Zakhozhay O.I.**, “The rational aggregate selection of informative patterns in the combined recognition systems”, Elektrotekhnichni ta Kompiuterni Systemy, vol. 09(85)-2013, pp. 186–192.
6. **Tatur MM, Odinets DN** Classifications in recognition systems: applied aspects of synthesis and analysis. Monograph. - Minsk.: Bestprint, 2008. - 165 p.