

# Българско списание за Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ

брой №22, април 2014г.

## 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

<b>М.Т.Георгиев</b>	ТУ-София, България	<b>К.Деметрашвили</b>	ТУ, Тбилиси, Грузия
<b>Г.Дюкенджиев</b>	ТУ-София, България	<b>С.Симеонов</b>	ТУ, Бърно, Чехия
<b>М.Денчев</b>	ТУ-София, България	<b>В.Иванов</b>	Одески национален политехнически университет, Украйна
<b>И.Малаков</b>	ТУ-София, България	<b>А.Янакиев</b>	Nottingham Trent University, UK
<b>П.П.Петров</b>	ТУ-София, България	<b>Н.Чернев</b>	University of Auvergne, France
<b>В.Панов</b>	ТУ-София, България	<b>В.Лepadatescu</b>	Transilvania University of Brashov, Romania
<b>М.З.Георгиев</b>	ТУ-София, България	<b>N.Zrnic</b>	University of Belgrad, Serbia
<b>Н.Л.Николов</b>	ТУ-София, България	<b>M.Jovanovic</b>	University of Nish, Serbia
<b>М.Георгиев</b>	МГТУ Станкин, Москва, Россия	<b>D.Michalopoulos</b>	University of Patras, Greece
<b>В.Христов</b>	ЮЗУ „Н.Рилски” Благоевград, България	<b>N.Kubota</b>	Tokyo Metropolitan University, Japan
<b>Ch.Apostolopoulos</b>	University of Patras, Greece	<b>С.Емельянов</b>	Юго-Западный гос. университет, Курск, Россия
<b>Л.Червяков</b>	Юго-Западный гос. университет, Курск, Россия	<b>В.Спасов</b>	ВТУ „Т.Каблешков“, София, България

### 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](http://bjed.tu-sofia.bg).  
Списанието се индексира в Index Copernicus: [www.indexcopernicus.com](http://www.indexcopernicus.com)

# Bulgarian journal for **Engineering Design**

**issue №22, april 2014**

## 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

<b>M.T.Georgiev</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>K.Demetrashvili</b>	TU, Tbilisi, Georgia
<b>G.Diukendzhiev</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>S.Simeonov</b>	TU, Brno, Czech Republic
<b>M.Danchev</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>V.Ivanov</b>	Odessa national university, Ukraine
<b>I.Malakov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>A.Ianakiev</b>	Nottingham Trent University, UK
<b>P.P.Petrov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>N.Chernev</b>	University of Auvergne, France
<b>V.Panov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>B.Lepadatescu</b>	Transilvania University of Brashov, Romania
<b>M.Z.Georgiev</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>N.Zrnic</b>	University of Belgrad, Serbia
<b>N.L.Nikolov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>M.Jovanovic</b>	University of Nish, Serbia
<b>M.Georgiev</b>	MGTU Stankin, Moscow, Russia	<b>D.Michalopoulos</b>	University of Patras, Greece
<b>V.Hristov</b>	SWU „N.Rilski” Blagoevgrad, Bulgaria	<b>N.Kubota</b>	Tokyo Metropolitan Univer- sity, Japan
<b>Ch. Apostolopoulos</b>	University of Patras, Greece	<b>S.Emelianov</b>	South West State University, Kursk, Russia
<b>L.Cherviakov</b>	South West State University, Kursk, Russia	<b>V.Spassov</b>	VTU „T.Kableskov“, Sofia, Bulgaria

### 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](http://bjed.tu-sofia.bg).

The journal is indexed in Index Copernicus: [www.indexcopernicus.com](http://www.indexcopernicus.com)

## СЪДЪРЖАНИЕ

<b>Относно проектирането на детайли</b> .....	5
М.Лепаров	
<b>Алтернативни независими енергийни източници, базирани на пиезоелектричен ефект</b> .....	21
И.Иванов	
<b>Влияние на наклона на изходящия вал при шарнира на Хук върху коефициента на полезно действие</b> .....	25
С.Гарабитов, В.Иванов	
<b>Лукас и златното сечение</b> .....	33
Л.Григоров	
<b>Линеаризиран математичен модел на помпен агрегат със свободно-цилиндров стирлингов двигател</b> .....	41
В.Николов	
<b>Симуляционен модел на помпен агрегат със свободно-цилиндров стирлингов двигател</b> ...	47
В.Николов	
<b>Using genetic algorithms for computer network optimizations</b> .....	53
V.Hristov, B.Hussan	
<b>Проектиране на лабораторен биореактор с механично разбъркване</b> .....	61
И.Желева, А.Лечева, В.Ронкова	
<b>Calculation of scissor mechanism of a stationary lift platform</b> .....	69
V.Spasoov, B.Tanev, A.Delov	
<b>Методика за оптимизация на автомобилна джанта с МКЕ</b> .....	73
П.Недялков	
<b>Определяне на периода на експлоатация за енергиен харвестер от ударен тип</b> .....	81
Г.Петков	
<b>Статичен якостен анализ на ножично рамо от ножична подемна уредба в среда на CosmosWorks</b> .....	85
В.Спасов, Б.Танев	
<b>О некоторых принципах разработки системы автоматизированного проектирования рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов</b> .....	91
П.Побегайло	
<b>Фибоначи и числата 4,7,11</b> .....	99
Л.Григоров	

---

<b>Практическое применение метода вложенных сфер</b> .....	109
П.Побегайло	
<b>Vision-based position regulation of mobile robots based on static markers</b> .....	115
P.Petrov	

---



## ОТНОСНО ПРОЕКТИРАНЕТО НА ДЕТАЙЛИ

Михаил ЛЕПАРОВ

катедра „ОТСК“, Технически университет - София, България

e-mail: [mleparov@tu-sofia.bg](mailto:mleparov@tu-sofia.bg)

**Резюме:** Проектирането на технически обекти включва концептуално проектиране, при което се уточнява принципа на работа на изделието, геометрично проектиране, при което се уточняват: а) съставните части, б) техните форми, в) присъединяване (контактуване) един към друг, г) разположение и изследователско проектиране, при което се определят размерите и стойностите на останалите величини чрез пресмятания и чрез подходящи анализи и изследвания. Проектирането на детайли включва геометричното и изследователското проектиране. В настоящата статия са представени в метод различните гледни точки, които трябва да се отчитат при проектирането на детайли: функционална, технологична, експлоатационна, ремонтна, утилизационна и друга. Предложени са алгоритми за отчитане на гледните точки, чрез които се решава определянето на формите на детайлите на произволен технически обект. Изведени са твърдения (обобщение на закони, закономерности и правила), отнасящи се до проектирането на съставните части на технически обект.

**Ключови думи:** проектиране, геометрично проектиране, проектиране на детайли, технически обект

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Проектирането представлява процес на непрекъснато решаване задачи (неформализирани и формализирани), при който първоначално описание на проблем се преобразува в крайно решение на технически обект (ТО). Основните елементи на процеса на проектиране може да се приеме, че са:

- **концептуално проектиране**, в резултат на което се получава словесно или схематично описание на ТО, напр. физически принцип на действие (ФПД), схематично изображение и др.; елемент от концептуалното проектиране е **евристичното проектиране**, което представлява проектиране на процеса на получаване на евристични решения;

- **геометрично проектиране**, което включва **проектиране на формите**, **проектиране на взаимното разположение** и **проектиране на съединенията** на съставните части на ТО;

- **изследователско проектиране**, при което се извършват необходимите пресмятания и изследвания на обекта.

Използуваната терминология в настоящата статия е в съответствие с тази от [7].

Въпросът за проектирането на детайли, което по същество представлява геометрично проектиране, се разглежда в литературата най-общо и се свежда най-често до препоръки от дадена гл.т. (технологична, силова и др.), както

и необходимите пресмятания на конкретна конструкция [1,12,16 и мн. др.] или следва реализирането на предварително формулирани изисквания към проектирания ТО [18,19 и др.] като геометричното проектиране почти липсва.

Целта на настоящата работа е да предложи един метод за проектиране на формите на детайли, който метод се явява продължение на концептуално проектиране. Методът е получен чрез логичен анализ.

Широко разпространено е схващането, че в техниката структурата трябва да отговаря на функцията. В [13] е изказана хипотеза за закон за съответствие между структурата и функцията на ТО. Този закон посочва пътя за търсене на формата и разположението (структурата)- според функцията, която структурата, т.е формата и нейното разположение, изпълнява.

### 2. ТВЪРДЕНИЯ

Проектирането на съставни части (СЧ) на ТО (детайли и сглобени единици СЕ от по-ниско йерархично ниво) е творческа дейност тъй като отговаря на условията за евристична задача [7], а именно:

- липсва формализиран метод за неговото реализиране;
- намирането на решение не е задължително;
- броят на решенията е неопределен;
- решенията зависят от качествата на реша-

ващия и

- няма повтаряемост на резултата, т.е. различни хора, решаващи една и съща задача, достигат до различни резултати.

В [6] са доказани 54 твърдения, отнасящи се до теорията на евристичното проектиране, основна задача на която теория е търсенето на творческо разнообразие във всяка човешка дейност или елемент от нея с цел подобряване (усъвършенствувание) на дейността. Тези твърдения (законали, закономерности, принципи и правила) се отнасят за произволен евристичен обект.

Съставните части на ТО са частен случай на евристичен обект, поради което тези твърдения се отнасят и за него.

Твърденията, отнасящи се до СЧ, са изведени от твърденията в [6], като са отчетени особеностите на ТО. По-долу са представени тези твърдения, като в скоби е поставено и съответното изходно твърдение от [6]. В някои от тях се използва понятието евристична безкрайност, под която се разбира съвкупност от елементи, чийто брой е голямо число; евристичната безкрайност е въведена по аналогия с математичното понятие за безкрайност, като смисълът на понятието е да обхване много голям брой елементи, който брой е толкова голям, че от гледна точка на манипулиране на тези елементи изглежда като безкрайност. Приетото число е 100 000.

**Твърдение 1: Модификациите на всяка съставна част на проектирания ТО съставят евристична безкрайност (броят им е голямо число).** (Твърдение 5) Под модификация се разбира нова съставна част, която е получена на базата на изходната СЧ<sub>i</sub>, има същата главна функция, но се различава от изходната СЧ<sub>i</sub>.

**Твърдение 2: По отношение на форми и разположение съставните части (детайли и сглобени единици от по-ниско йерархично ниво) на проектирания ТО съставят евристична безкрайност (броят им е голямо число)**

*Доказателство*

Твърдението е следствие от Твърдение 1.

**Твърдение 3: Към разглеждан момент от времето търсенето на най-добро решение при проектиране на съставна част на ТО е неправилна (нерешима) задача** (следствие от Твърдение 14)

**Твърдение 4: Към разглеждан момент от времето търсенето на най-добро решение при проек-**

**тиране на съставна част на ТО може да се извършва само сред намерените до момента решения**

*Доказателство*

Твърдението е следствие от Твърдение 3.

**Твърдение 5: Методите за проектиране на съставни части на ТО съставят евристична безкрайност (броят им е голямо число)** (Твърдение 39)

**Твърдение 6: Броят на методите за проектиране на съставни части на ТО във времето непрекъснато нараства** (Твърдение 33)

**Твърдение 7: Всеки метод за проектиране на съставни части на ТО може да се използва за развитие на себе си** (Твърдение 36)

**Твърдение 8: Методите за търсене на модификации на съставни части на ТО съставят евристична безкрайност (броят им е голямо число)** (Твърдение 38)

**Твърдение 9: Методите, чрез които може да се проектират съставните части на ТО съставят евристична безкрайност (броят им е голямо число)** (Твърдение 30)

### 3. МЕТОД

Алгоритъм

Зададено: ФПД и основните функции (ОФ<sub>i</sub>), определени по него

Заб. При липса на ФПД и/или ОФ<sub>i</sub>, те се съставят, напр. по [7].

**I. Функционална гл.т.**

Както беше казано в конструкторската практика се прилага закона за съответствие на структурата на функцията на ТО [13], в частност на негова СЧ<sub>i</sub>.

От друга страна като правило за съставни форми на детайлите (СЧ) се използват прости геометрични тела-призма, цилиндър, конус, сфера, тор и пирамида. При конус, сфера, тор и пирамида е налице промяна на размерите на сечението по оста (приета за ос) на тялото, докато това не е така при призма и цилиндър. Последните форми също така са и технологични. По тези причини ако функционалната гл.т. не изисква специално някоя от останалите форми, логично е да се избира призматична или цилиндрична форма.

Сравнението на призма с основа квадрат (страна: а) и цилиндър с основа кръг (диаметър: а) показва, че квадратът е с около 27% по-голяма площ от кръга. С други думи ако няма др. съображения предпочитание трябва да се даде на цилиндъра поради по-малкото количество материал, необходим за неговото реализиране.

Освен функционални съображения при избора на формата се отчита и формата на заготовката за детайла, доколкото нейната форма не противоречи на изискванията на функционалната. Заготовката (ако има такава) се явява покупно изделие и разкриването на нейната форма изисква проучване на пазара. Напр. уличните стълбове за осветление от гл.т. на странично натоварване от вятър трябва да имат конусна форма (критерий-минимално количество материал). Необходимостта от предпазване на проводниците изисква кухня в стълба, т.е. кух конус. На пазара обаче се продават не конусни, а цилиндрични тръби. Проблемът е икономически- да се купи ли заготовка и от нея да се реализира стълба (като една тръба или съвкупност от цилиндрични тръби с намаляващ по височината на стълба диаметър) или да се произведе оригинална СЧ.

Преди разглежданията по същество ще бъдат анализирани ОФ<sub>1</sub>.

Основните функции могат да се разграничат на а) съществени- тези, които реализират ФПД и се разкриват чрез него; същите се получават от инженерните ефекти (ИЕ) (представени във ФПД като правоъгълници и триъгълници) и от входовете и изходите (представени чрез линии [7]), б) придружаващи- тези, които биха могли да съпътствуват даден поток и които не участвуват в реализирането на ФПД и в) други- останали.

Алгоритъм за търсене на съществените основните функции по зададен ФПД е даден в [7].

Някои от често срещаните придружаващи ОФ<sub>1</sub> са дадени по-долу.

- (флуиден поток) ОФ<sub>1</sub>: уплътняване (цел: създаване на контактно налягане между уплътняваните повърхности):

- (механичен поток) ОФ<sub>1</sub>: намаляване на триене (цел: преобразуване на триене при плъзгане в триене при търкаляне); охлаждане (цел: намаляване на работната температура); регулиране (цел: промяна на размер/ свойство, получаван по време на монтаж) и др.;

- (електрически поток) ОФ<sub>1</sub>: ел. изолация (цел: не свързване на двата проводника нахъсо); усиляване (цел: повишаване на стойностите на параметри на потока);

- (светлинен поток) ОФ<sub>1</sub>: насочване (цел: фокусиране на потока);

- др.; в някои ТО са възможни и др. придружаващи функции, напр. увеличаване, намаляване, излъчване, поглъщане и др. (вж.елементарните функции на Колер [7]).

Към другите ОФ<sub>1</sub> спадат:

- ОФ<sub>1</sub> „закрепване” (цел: получаване на СЕ); материалните структури, реализиращи основните функции, трябва да се свържат помежду си, така че да се образува единна структура, която да е стабилна и да не се променя от случайни въздействия на околната среда; тази функция е задължителна;

- ОФ<sub>1</sub> „защита” (цел: защита на изделието от вредното въздействие на околната среда и защита на околната среда от вредното въздействие на изделието); не задължителна, но често срещана функция;

- др.

Трябва да се отбележи, че нови ОФ<sub>1</sub> може да се добавят или даже да отпаднат ако те са продиктувани от изискванията към ТО, предявени при анализа му от различни гл.т., дадени в т. II-VI .

По-долу е представен един алгоритъм за разкриване на функционалната гл.т. при проектирането на детайлите.

#### Алгоритъм I

I.1. Съставяне на ФПД (ако не е съставен при концептуалното проектиране на ТО, тъй като използваният метод на проектиране не го е изисквал).

I.2. Определяне по ФПД на съществените ОФ<sub>1</sub>, а по потоците му- придружаващите ОФ<sub>1</sub>.

I.3. Съществени и придружаващи ОФ<sub>1</sub>:

Определяне по ФПД на наименованията на съставните части, реализиращи съществените и придружаващите ОФ<sub>1</sub>. За целта всяка фигура от ФПД, представляваща инженерен ефект (правоъгълник или триъгълник) и всяка линия от ФПД, представляваща вход или изход, се приема, че се реализира чрез отделна СЧ<sub>1</sub>. Основната функция подсказва предназначението на СЧ<sub>1</sub>, а по него се съставя наименованието. Стремехът е използва-

ването на възприетите технически наименования на обектите, въпреки че това не е задължително.

I.4. Преценка на възможността някои от СЧ<sub>i</sub> да се обединят. На този етап от процеса на проектиране това е сравнително трудна задача, но намирането на решение не е невъзможно.

Съставя се списък от СЧ<sub>i</sub>, като в началото на списъка са тези СЧ<sub>i</sub>, които съответствуват на ИЕ на ТО.

I.5. За всяка СЧ<sub>i</sub> от списъка от т.I.4:

I.5.1. Определяне на изискванията към нея от гл.т. на ОФ<sub>i</sub>, към която (които) принадлежи.

A1. За всяко СЧ<sub>i</sub>:

A1.1. Проучване дали СЧ<sub>i</sub> съществува като покупно изделие.

При отрицателен отговор се преминава към т.A1.2.

При положителен отговор се взема решение дали разглежданото СЧ<sub>i</sub> ще бъде покупно изделие или ще се проектира като оригинално такова. Характеристиките на покупното изделие обикновено са водещи при вземане на решението.

Ако изделието е покупно се преминава към следващата СЧ<sub>i</sub> от списъка от т.I.4. В противен случай се продължава с т.A1.2.

A1.2. Проучване на съществуващата и достъпна литература за съответното СЧ<sub>i</sub> с цел изясняване на наличните изследвания за особеностите на СЧ<sub>i</sub> - реализация, условия, съпътстващи явления, недостатъци, съществуващи конструкции и др. В резултат се формулират функционалните изисквания към СЧ<sub>i</sub>.

A.1.3. По функционалните изисквания търсене на възможни материализации.

За материализация на СЧ<sub>i</sub> вж.т.I.5.2, а за съединяването на елементите на материализация, т.е. съединенията в СЧ<sub>i</sub> вж. т.I.5.4.

I.5.2. Търсене и избор на материализация.

Материализация може да се намери по два начина:

- от база данни (списък) от известни решения;
- чрез търсене на творческо решение с мощта на евристични методи, напр. тези, изложени в [7]; задачата, която се поставя за решаване може да се формулира като *“Да се намери нова материализация на... (конкретизация на обекта на материализация, в случая- СЧ<sub>i</sub>)”*.

По принцип материализацията е творческа задача, тъй като се търси ново неизвестно решение или се използва съществуващо решение, но то също може да бъде в множество неизвестни варианти, като и в двата случая липсва строг метод за търсене на решение. Освен това задачата отговаря на останалите условия за евристична задача [7].

Трябва да се отбележи, че в реалния процес на проектиране част от процеса се извършва на интуитивно ниво, благодарение на инженерния и житейски опит на проектанта. Това важи и за настоящата точка. От една страна по този начин се спестява време, но от друга страна липсата на системно търсене ограничава намирането на варианти, някои от които вероятно ще са по-добри от намереното интуитивно решение.

I.5.3. Определяне на изискванията към всички СЧ<sub>i</sub> от избраната материализация. Изискванията зависят от функциите, които изпълняват елементите на СЧ<sub>i</sub>, реализиращо конкретната материализация.

По точките, изложени по-горе, се определят формите на СЧ<sub>i</sub> от гл.т. на съществени и придружаващи функции.

I.5.4. Съединения:

A1. За оригиналната СЧ<sub>i</sub> определяне на съставните части, с които тя контактува. (Пкупните СЧ<sub>i</sub> не се разглеждат). Съставяне на списък.

A2. За всеки елемент от списъка:

Уточняване на вида на съединението- разглобяемо или неразглобяемо. За тази цел се изхожда от изискванията към него, получени по-горе или по-долу и/или логичен анализ.

A3. Преглед на видовете съединения (табл.1) и уточняване на съответните комбинации на избрания в т.A2 вид съединение. Съставяне на списък.

A4. Последователно се избира всяка комбинация от т.A3, уточняват се изискванията от нея и се търси материализация (вж.т.I.5.2).

Заб. При комбинация, включваща 4.2 от табл.1, се анализира възможността да бъдат закрепени едновременно няколко СЧ<sub>i</sub>. Обикновено това са съседни помежду си СЧ<sub>i</sub>.

A5. Избор по предварително уточнени критерии (най-често “разходи”) на един или няколко варианта за по-нататъшна работа.

табл.1 Класификация на съединенията

Класификационен признак	Съединение
1. Възможност за многократно сглобяване	1.1. Разглобяемо 1.1.1. Непълно 1.1.2. Резбово 1.1.3. Чрез сглобка 1.1.4. Чрез еластичен елемент 1.1.5. Байонетно 1.1.6. Чрез гъвкав елемент 1.1.7. Щифтово 1.1.8. Шпонково 1.1.9. Шлицово 1.1.10. Др. 1.2. Неразглобяемо 1.2.1. Нитово 1.2.2. Заварено 1.2.3. Споено 1.2.4. Валцовано 1.2.5. Чрез детайл- вложка 1.2.6. Др.
2. Използуване на допълнителна СЧ <sub>i</sub>	2.1. Без използване на допълнителни СЧ <sub>i</sub> (бинарно съединение) 2.2. С използване на допълнителни СЧ <sub>i</sub>
3. Реализация на функциите на съединението	3.1. Нормално 3.2. Разменени функции в сдружаваните СЧ <sub>i</sub> , <i>напр. размяна на детайлите тип "отвор" и "вал" при сглобка</i>
4. Брой съединения за осигуряване на закрепването на СЧ <sub>i</sub>	4.1. Самостоятелно (едно съединение) 4.2. Комбинирано (няколко съединения)
5. Регулиране на силата на притискане при разглобяемите съединения	5.1. Без регулиране 5.2. С регулиране

Заб. Не всички комбинации от видовете съединения (II стълб) са реализуеми

I.6. Останали ОФ<sub>i</sub>:

I.6.1. ОФ<sub>i</sub> "защита":

A1. Уточняване дали ТО се нуждае от ОФ<sub>i</sub> "защита". Това зависи от наличието на вредни въздействия на околната среда върху ТО или на вредни въздействия на ТО върху околната среда.

При отрицателен отговор се преминава към т. I.6.3, а при положителен - към т. A2, дадена по-долу.

A2. Проверка дали при полученото до този момент състояние на ТО не е реализирана ОФ<sub>i</sub> "защита". При отрицателен отговор се търси материализация (вж. т. I.5.2).

A3= т. I.5, но за функция "защита".

I.6.2. Други ОФ<sub>i</sub> (ако има такива).

При наличие на незадължителни други ОФ<sub>i</sub>, т.е. други функции без да се отчита ОФ<sub>i</sub> "зак-

репване" се процедира по аналогичен на функцията "защита" начин.

Заб. Естетическата функция е разгледана в т. I.11.

I.6.3. ОФ<sub>i</sub> "закрепване".

Значителна част от тази функция беше разгледана в т. I.5.4, където се анализират съединенията. По-надолу се обсъжда реализацията на тази функция от гл. т. на съществуването на ТО като СЕ.

Счита се, че за да съществува ТО като сглобена единица, контактните съединения в него не трябва да се променят по нефункционални причини, напр. от работни или случайно появили се сили, от случайна или не промяна на пространственото разположение на ТО (транслация и/или ротация) и др.

Горното условие може да се представи като изискването:

*Твърдение 1: Всички детайли на ТО трябва да бъдат геометрично или силово затворени.*

В първия случай, който е масово срещания, непрекъснатият контакт между елементите на сдружаваните детайли (неотделянето един от друг на елементите им) се осигурява благодарение на геометрията на двойката (напр. винт и гайка) или на съседните на двойката съединения. Във втория случай непрекъснатият контакт се осъществява от някаква сила- тежестна, пружинна или друга.

Ако проектираният ТО се представи във вид на граф, върховете на който са детайлите (СЧ<sub>i</sub>), а ребрата- контактните съединения между детайлите (СЧ<sub>i</sub>), то геометричното затваряне се свежда до [3]:

*Твърдение 2: Всеки връх на графа на СЕ е свързан чрез неподвижна връзка с друг връх или участва в цикъл (затворена съвкупност от върхове и ориентирани ребра между тях), който се състои от еднопосочно ориентирани ребра и едно противоположно насочено на тях затварящо ребро, което осигурява неподвижната връзка.*

Алгоритъм и примери за съставяне на граф-модела на СЕ е даден в [9].

По- долу е предложен един общ алгоритъм за реализирането на т. I.6.3.

#### Алгоритъм 2

А. За всеки детайл (СЧ<sub>i</sub>) от получената в т.1.6.2 конструкция:

А.1. Проверява се дали отговаря на Твърдение 1, а ако е направен граф- модел- на Твърдение 2.

При положителен отговор се преминава към следващия детайл (СЧ<sub>i</sub>).

При отрицателен отговор се преминава към т. А.2.

А.2. (твърдение 1) Избира се съединение за закрепване на детайла към съседните детайли (самостоятелно или групово заедно с други детайли или СЧ<sub>i</sub>). За избора на съединение вж. т. I.5.4.

(твърдение 2) Променя се графа чрез добавяне или отнемане, или добавяне и отнемане на ребра и/или върхове и се декодира чрез подходяща материализация направената промяна [9].

I.7. Присъединяване към околната техническа среда (ОТС):

Към ОТС обикновено се свързва корпусът или някоя от масивните СЧ<sub>i</sub> на ТО, но това не е задължително. По- долу е даден един общ алгоритъм за реализирането на тази дейност.

#### Алгоритъм 3

I.7.1. Уточняване на ОТС.

I.7.2. Уточняване наличието на приет начин за присъединяване на проектирания ТО към ОТС, който начин е отразен в ОТС.

А. Положителният отговор в значителна степен предопределя вида на съединението между ТО и ОТС. По- нататък се продължава с т.I.7.3.

Б. Отрицателният отговор изисква проектиране на присъединяването на ТО към ОТС. По-нататък се продължава с т. I.7.5.

I.7.3. Уточняват се СЧ<sub>i</sub> на ТО. Всяка съставна част се приема за детайл за връзка с околната техническа среда (Дотс).

I.7.4. За всеки СЧ<sub>i</sub>- Дотс:

А. Анализира се възможността за изпълнение на функцията „присъединяване на ТО към ОТС“, вкл. и чрез промяна на формите на разглежданата СЧ<sub>i</sub>.

Б. Уточняват се възможните положения на присъединителната повърхнина на ОТС, напр. хоризонтално, вертикално, наклонено, др.

В. Уточнява се формата на присъединителната част на Дотс в зависимост от възможните положения от т.Б. При това се разглеждат два случая:

- ТО не променя като цяло пространствено си разположение и

- ТО променя това положение.

I.7.5. Всяка съставна част се приема последователно за детайл за връзка с околната техническа среда (Дотс).

I.7.6 = I.5.4, като се търсят съединения на Дотс с ОТС.

I.7.7= I.7.4.

I.8. Оптимизация:

Тук се има предвид оптимизация на формата на детайлите от гл.т. на въздействие на преминаващите потоци.

1.8.1. Уточняване на потоците.

1.8.2. За всеки поток:

Определяне на СЧ<sub>i</sub>, през които той преминава и въздействието му върху тях.

1.8.3. За всяка съставна част:

Съставяне на оптимизационна зависимост (целева функция).

1.8.4. Уточняване чрез оптимизацията на съответната форма на СЧ<sub>i</sub> и отразяването ѝ в конструкцията в съответствие с установените изисквания.

1.9. Сглобяване и разглобяване:

В някаква степен сглобяването, респ. разглобяването се осъществява в по-горните точки, но там не се прави проверка за тази възможност. Един възможен начин за проверка е следния

Алгоритъм 4

1.9.1. Определя се реда на сглобяване, т.е. последователността от придвижвания по съответни оси на всеки детайл или СЕ от по-ниско йерархично ниво до съставяне на СЕ.

1.9.2. За всяко придвижване на детайл се оценява наличие на пречки за неговото реализиране.

Ако са налице пречки-проверява се дали промяна на траекторията на движение на елемента (детайл, СЕ) ще реши проблема. При отрицателен отговор се преминава към т. 1.9.3, а при положителен-към следващия елемент.

1.9.3. Уточняват се изискванията от гл.т. на сглобяване. Корижира се СЕ, така че да може да се сглобява и да са изпълнени предишните точки от метода.

1.10. Безопасност:

Алгоритъм 5

1.10.1. Изследва се получената до този момент конструкция на безопасност. Един метод за реализиране на тази дейност е даден в [7].

1.10.2. Формиране на изискванията към ТО от гл.т. на безопасност (ако има такива).

1.10.3. При необходимост внасяне на промени в ТО в съответствие с изискванията от т. 1.10.2.

1.11. Естетическа основна функция:

1.11.1. Уточняване на външните СЧ<sub>i</sub>, т.е. СЧ<sub>i</sub>, с външните повърхнини, които потребителят или множество хора влизат в чест визуален контакт. Тези СЧ<sub>i</sub> участвуват в естетическата функция.

1.11.2. Избор на реализация на функцията.

Някои методи за решаването на проблема с тази функция са дадени в [15], а в някаква степен и в [4,5].

1.12. Пресмятания:

Резултатите от пресмятанията (извън оптимизационните- т.1.8) може да изискват промени в съществуващите или поява на нови СЧ<sub>i</sub>. Някои

основни положения за видовете пресмятания са дадени в [8].

1.13. Разположение:

Форми могат да се променят и от изисквания, произтичащи от разположението на СЧ<sub>i</sub> на ТО. Някои методи за намиране на възможно разположение са представени в [10,11].

Трябва да се подчертае, че същественото определяне на формите на СЧ<sub>i</sub> се извършва т.т.1.1 –1.5.4. Дейностите от останалите точки могат да променят или да не дадат отражение върху форми на конкретна СЧ<sub>i</sub>.

**II. Технологична гл.т.**

Общ алгоритъм 6

II.1. Проверка на възможността за сглобяване и контрол на ТО и на СЕ от по-ниско йерархично ниво едновременно и независимо, вкл. и чрез пресмятане на конструктивните размерни вериги за функциониране и сглобяване на изделието (ако има такива) в съответствие с приетите условия на взаимозаменяемост. При необходимост се въвеждат промени в конструкцията на ТО в съответствие с установените изисквания.

II.2. Проверка за наличие на удобство и достъп до мястото на сглобяване. При необходимост се променя конструкцията на ТО в съответствие с установените изисквания.

II.3. Проверка за възможност за изработване на всеки оригинален детайл, вкл. вероятна технология за изработване, минимални дебелини на стени, радиуси на закръгления, наклони и др.

Добавяне при необходимост на технологични елементи- канали, фаски, центрови отвори, технологични отвори и стъпала и др. в съответствие с установените изисквания.

II.4. Проверка за останалите изисквания на БДС 2.121:1977 [2]. При необходимост въвеждане на необходимите промени в ТО, които отговарят на изискванията на тази точка.

**III. Експлоатационна гл.т.**

При тази гл.т. се отчитат характеристиките на оператора: а) антропометрия и биомеханика (размери на тялото, поза, движения на тялото, физическо натоварване); б) умствени възможности с оглед манипулиране на получавана от ТО информация и в) взаимодействие на оператора с изходящите потоци от ТО (шум, вибрации, топлина, светлина и др.), което изисква подходяща промяна в ТО.

#### Общ алгоритъм 7

III.1. Уточняване на взаимодействието на човек с ТО. Описание на същността на всяко самостоятелно взаимодействие.

Съставяне на списък от взаимодействия.

III.2. За всяко взаимодействие от списъка:

III.2.1. Определяне на съставните части, с които то се реализира.

III.2.2. Изясняване на наличието на ергономични норми (препоръки) за него.

III.2.3. Отразяване на нормата, като при необходимост се променя форма, разположение или др. признак на ТО в съответствие с установените изисквания.

III.3. Уточняване на потоци от ТО (работни и неработни), които достигат до оператора.

III.4. Изясняване на наличието на ергономични норми (препоръки) за всеки от тях.

III.5. Отразяване на изискванията на нормата, като при необходимост се променя форма, разположение или др. признак на ТО в съответствие с установените изисквания.

III.6. Проверка за достъп и удобство на техническото поддържане (ако има такова). При необходимост се променя конструкцията на ТО в съответствие с установените изисквания.

#### IV. Ремонтна гл.т.

По-долу е даден един общ алгоритъм. Той не е предвиден за проектиране на ремонтната дейност, а за проверка по време на проектиране на възможните проблеми, които биха се появили при ремонт на изделието и решаване на проблемите в етапа на проектиране на изделието.

#### Общ алгоритъм 8

IV.1. Преценка дали ще се предвижда ремонт въобще. Ако отговорът е положителен, следва нов въпрос - на всички СЧ<sub>i</sub> или само на някои.

Като критерий за отговор на тези въпроси може да служи предвидената продължителност на работа на ТО и ресурса на отделните му СЧ<sub>i</sub>.

Ако се извършва ремонт, се преминава към т.IV.2. В противен случай се приключва с т.IV.

IV.2. Разделяне на ремонтните дейности на а) такива, извършвани от потребителя и б) такива, извършвани в сервиз.

IV.3. За всяка ремонтирана СЧ<sub>i</sub>:

IV.3.1. Проверка за удобство на ремонта. При необходимост се правят съответни промени в

конструкцията на ТО в съответствие с установените изисквания.

IV.3.2. Проверка на възможността за извършване на ремонта с универсални средства (за IV.2а-задължително, за IV.2б-незадължително).

IV.3.3. Проверка за възможността за извършване на ремонта от т.IV.2а от неквалифициран персонал. При необходимост се променя конструкцията на ТО в съответствие с установените изисквания или се прехвърля дейността за извършване в специализиран сервиз.

#### V. Утилизационна гл.т.

##### Алгоритъм 9

V.1. Съставяне на списък 1 със СЧ<sub>i</sub>.

V.2. Определяне на покупните СЧ<sub>i</sub>. Изключване на покупните СЧ<sub>i</sub> от списък 1 и добавяне на материалите, които се използват или получават при работа на проектирания ТО, напр. масло, канап, живачни пари и др. Полученото е Списък 2.

V.3. За всеки елемент на Списък 2:

V.3.1. Оценяване на екологичния риск при липса на утилизация. За тази цел се изследват екологичните норми.

Ако рискът е налице се приема, че елементът трябва да се утилизира и се преминава към т. V.3.2. В противен случай се продължава с т. V.3.3.

V.3.2. Избор на възможна технология за утилизиране и изясняване на възможни проблеми, които проектираната конструкция би могла да предизвика при избраната технология.

При необходимост се променя конструкцията в съответствие с установените изисквания или се търси др. възможна технология за утилизиране.

V.3.3. Оценяване на необходимостта от утилизиране от гл. т. на запазване на земните суровини или намаляване на разходите при производство на суровината.

Ако оценката е положителна се преминава към т. V.3.2, а в противен случай се продължава със следващия елемент от списък 2 и т.V.3.

За разглеждане на разнообразни аспекти на утилизационната гл.т. вж. [17].

#### VI. Друга гл.т.

Тази гл.т. включва напр. транспорт (възможност за транспорт- устойчиво стоене на ТО в транспортно средство, вкл. опаковане, закрепване, отстраняване на вредното влияние на климатичните и силови въздействия и др.), съхра-



нение на ТО (продължително пребиване на ТО в склад) и др.

Заб. При внасяне на промяна в ТО в която и да е точка от алгоритъма на представения метод, промените трябва да са такива, че новата конструкция на проектирания ТО трябва да изпълнява безусловно изискванията на всички предходни точки от метода.

*Пример*

*Задача: Да се проектират детайлите на ТО „Лампа сигнална”*

*1.1. ФПД е изобразен на фиг.1.*

*1.2. Съществените ОФ<sub>в</sub>, получени по алгоритъма, даден в [7] са: ОФ<sub>1</sub>- провеждане на ел. енергия, ОФ<sub>2</sub>- провеждане на светлинна енергия, ОФ<sub>3</sub>- преобразуване на ел.енергия в светлинна енергия, а придружаващите: ОФ<sub>4</sub>- ел. изолация.*

*1.3. Съставните части, които следват за дължителните функции са:*

- Проводник ( провеждане на ел. енергия);*
- Лампа (преобразуване на ел. енергия в топлинна и светлинна енергия).*

*Тъй като лампата има два ел. входа, то са необходими два проводника- Проводник 1 и Проводник 2.*

*Провеждането на светлината се извършва през лампата и през съществуващата въздушна среда, поради което липсва нова СЧ<sub>1</sub>.*

*СЧ<sub>в</sub>, която следва придружаващата функция, е*

- Изолатор.*

*1.4. Обединяване на някои от СЧ<sub>в</sub> е функционално невъзможно. Списъкът от СЧ<sub>в</sub> включва: Лампа, Проводник 1, Проводник 2 и Изолатор.*

*1.5.1. Лампа:*

*A1. Да, налице е покупно изделие за преобразуване на ел.енергия в светлинна енергия.*

*Проводник 1, Проводник 2: Изисквания (И)- малко съпротивление при провеждане на ел енергия (материал); възможно е покупно изделие- кръгъл изолиран проводник; използването на този вид СЧ<sub>в</sub> е един възможен път за развитие на ТО.*

*Изолатор: И- непровеждане на ел. енергия (материал; отделя двата проводника един от друг, както и от околната електропроводима среда.*

*1.5.2. Материализации.*

*Лампа: нека лампата е диодна, поради относително високия к.п.д. и цена.*

*Проводник 1, Проводник 2: Проводниците могат да бъдат кръгли или правоъгълни (пластини) или СЧ<sub>в</sub> с друга форма. От функционална гл.т. формата няма значение. Като се отчитат разсъжденията от т.1.5.1 се преминава към правоъгълна форма.*

*Изолатор: ако се включи корпус, в който ще се закрепят всички СЧ<sub>в</sub>, то той може да изпълнява и тази функция. Неговата форма трябва да е такава, че да осигури закрепването и носенето на повечето или всички СЧ<sub>в</sub>. Основната форма нека е призматична.*

*1.5.3. Лампата включва резба 1 (фиг.2а) за присъединяване към нея на Проводник 1 и кръгова равнинна повърхнина 2 (фиг.2а) за присъединяване на Проводник 2. Тези условия (изисквания) трябва да се отчетат в Проводник 1 и Проводник 2.*

*Проводник 1: И- той трябва да съдържа резба за присъединяване към лампата. По тази причина приетият кръгъл проводник се променя в контактна пластина (пластина контактна горна). Вариант е контактната пластина да се притиска към резбовата повърхнина, което изисква наличие на полуцилиндрична повърхнина (фиг.2б).*

*Проводник 2: И- той трябва да съдържа равнинна повърхнина за присъединяване към лампата (по принцип проводникът може да се спои за дъното на лампата, но смяната на лампата се затруднява). По тази причина Проводник 2 също може да приеме правоъгълна форма на сечението си и да се превърне в пластина контактна долна.*

*На фиг.2 е показано едно възможно взаимно разположение на лампата и проводниците (вж.т.1.13).*

*1.5.4. A1. Пластина контактна горна (СЧ<sub>2</sub>) контактува с лампата (СЧ<sub>1</sub>) и с корпуса (СЧ<sub>4</sub>).*

*Пластина контактна долна (СЧ<sub>3</sub>)- с лампата и корпуса.*

*A2. Съединения (С): С1: пластина 1/лампа-разглобяемо (смяна на лампа); С2: пластина 1/корпус- разглобяемо или неразглобяемо (липсват еднозначни критерии); С3: пластина 2/лампа-разглобяемо; С4: пластина 2/ корпус- разглобяемо или неразглобяемо.*

А3. Броят на комбинациите за разглобяеми съединения са:  $9.2.2.2.2 = 144$  (по т.1- 9 бр. (1.1.1-1.1.9), по т.т.2-5- по 2 бр. за всяка точка). Всички те представляват пътища за търсене на решение на евристична задача **“Да се намери материализация на...съединение между...(конкретни СЧ<sub>1</sub>)”**.

А4. Двете контактни пластини (СЧ<sub>2</sub> и СЧ<sub>3</sub>) са с еднакво функционално предназначение, поради което всяко решение с едната пластина може да се приспособи и за другата. По тази причина по-надолу ще се разглеждат различните видове съединения само с горната пластина.

По-долу са дадени ограничен брой от възможните решения, при които са търсени варианти за С1 и С2, като се приема, че С3 е тип 1.1.1, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1, а С4- тип 1.2.5, 2.1, 3.1 4.1 (изключение прави само вариантът от фиг.3х).

Тези решения са изобразени на фиг.3, като видовете съединения в съответствие с табл.1 са както следва: а) С1- 1.1.1, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; С2-1.1.2, 2.2, 3.1, 4.1, 5.2; на фиг.3б е представена конструкцията в съответствие със стандартите за документиране, а на фиг.3в- необходимите проекции за СЧ<sub>2</sub> (в лявата част е налице полуокръжност, тъй като пластината контактува с резбата, а до нея овален отвор, чрез който се регулира притискането на пластината в лампата); по-късно (т.1.7) се осигурява присъединяването на пластината към външния проводник; това присъединяване е отразено в долната пластина, която е детайл- вложка в корпуса, т.е. СЕ (фиг.3г); в долната пластина е предвиден и отвор за преминаване на пластмасовия материал на корпуса (т.П); основната форма на корпуса е призматична, като в нея са налице кухини с форми, съответстващи на реализираните съединения; д) С1- 1.1.1, 2.1, 3.1, 4.1, 5.2; С2-1.1.1, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; е,ж) С1- 1.1.1, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; С2-1.1.3, 2.2, 3.1, 4.1, 5.1; з,и) С1- 1.1.1, 2.2, 3.1, 4.1, 5.2; С2-1.1.3, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; к,л) С1- 1.1.1, 2.1, 3.1, 4.1, 5.2; С2-1.1.4, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; м,н) С1- 1.1.1, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; С2-1.1.5, 2.2, 3.1, 4.1, 5.1; о,п) С1- 1.1.1, 2.1, 3.1, 4.1, 5.2; С2-1.1.5, 2.2, 3.1, 4.1, 5.1; р) С1- 1.1.2, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; С2-1.1.1, 2.2, 3.1, 4.1, 5.1; с) С1- 1.1.3, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; С2-1.1.1, 2.2, 3.1, 4.1, 5.1; т-ф) С1- 1.1.4, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; С2-1.2.5, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1- 2 варианта; х) С1- 1.1.4, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; С2-1.1.3, 2.2,

3.1, 4.1, 5.1; С3- 1.1.1, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1; С4-1.1.3, 2.2, 3.1, 4.1, 5.1.

За отбелязване е, че приетите форми отговарят на изискванията за материализация на съответните съединения.

1.6.1. А1. Необходимостта от защита тук е свързана с потребителя на ТО и зависи от стойностите на параметрите на потока „ел. енергия“, както и от разположението на ТО сред останалите ТО.

А2. Може да се приеме, че за някои от вариантите на фиг.3 (е,з,т,ф) тя е изпълнена в някаква степен, като при този от фиг.3ф допълнително е добавен капак 2, закрепен чрез винтове 1 (фиг.3ц).

1.6.2. Няма такива.

1.6.3. А. За примера от фиг.3д всички детайли са геометрично затворени.

1.7.1. ОТС включва:

а) ел. проводници от външната среда за доставяне на ел. енергия;

б) „Стойка“, към която се присъединява като цяло „Лампа сигнална“.

1.7.2. а) чрез спояване на външните проводници към контактните пластини на проектираната ТО;

б) неуточнен начин на присъединяване.

1.7.3. (отнася се за т.1.7.1а) Нека разглежданият вариант е този от фиг.3б. Съставните части са уточнени по-горе.

1.7.4. А. В случая само през контактните пластини се извършва провеждане на ел.енергия, поради което само те могат да служат като Дотс.

Б. Тук са възможни различни разположения на присъединяваната повърхнина- вертикално (изобразеното вече на фиг.3б), хоризонтално, наклонено и др. Последните изискват промяна в дясната част на формата на пластината.

В. Приетата форма на отвора за спояване е показана на фиг.3б.

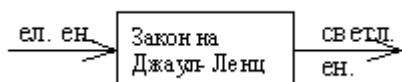
1.7.5- 1.7.7. (отнася се за т.1.7.1б) Няколко варианта на закрепване към стойката са дадени на фиг.4: а,б) към лампата чрез еластично елемент се поставя допълнителен детайл, който чрез винтове се свързва със стойката; б) към корпуса се добавя цилиндър с резба (на фигурата са дадени различни негови възможни разположения), който чрез гайка осигурява закрепване-

то към стойката; в) свързването се извършва чрез байонетно съединение между корпуса и стойката.

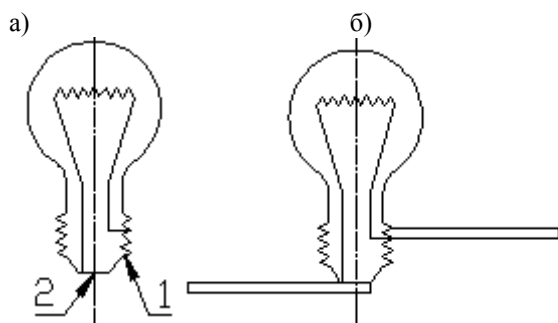
Някои други варианти са реализувани чрез горната или долната контактна пластина; възможно съединение напр. чрез пластмасова щипка, която се явява част от ОТС.

1.8-1.12. Поради слабо влияние или очевидно реализиране на изискванията за разглеждания ТО тези точки не се разглеждат.

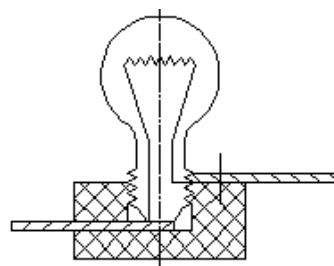
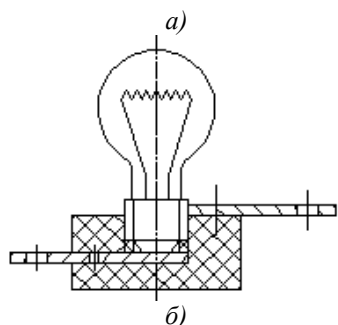
1.13. Някои възможни разположения на всяка от контактните пластини (фиг.3б) са: надясно, наляво, напред, назад, надолу; пластините може да бъдат праволинейни или огънати в указаната по-горе посока. Тези ограничен брой решения определят множество комбинации, отчитащи разположението на двете пластини. За още разположения вж. [10,11].



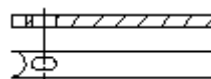
фиг.1 ФПД на ТО „Лампа сигнална”



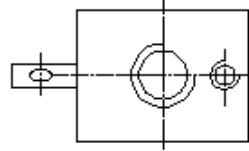
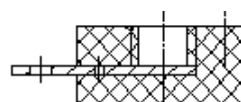
фиг.2. Основни съставни части



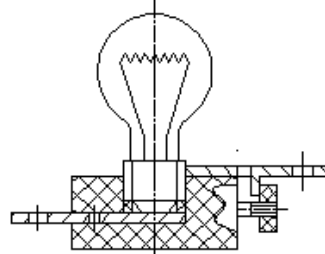
в)



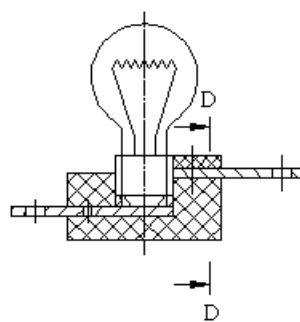
г)



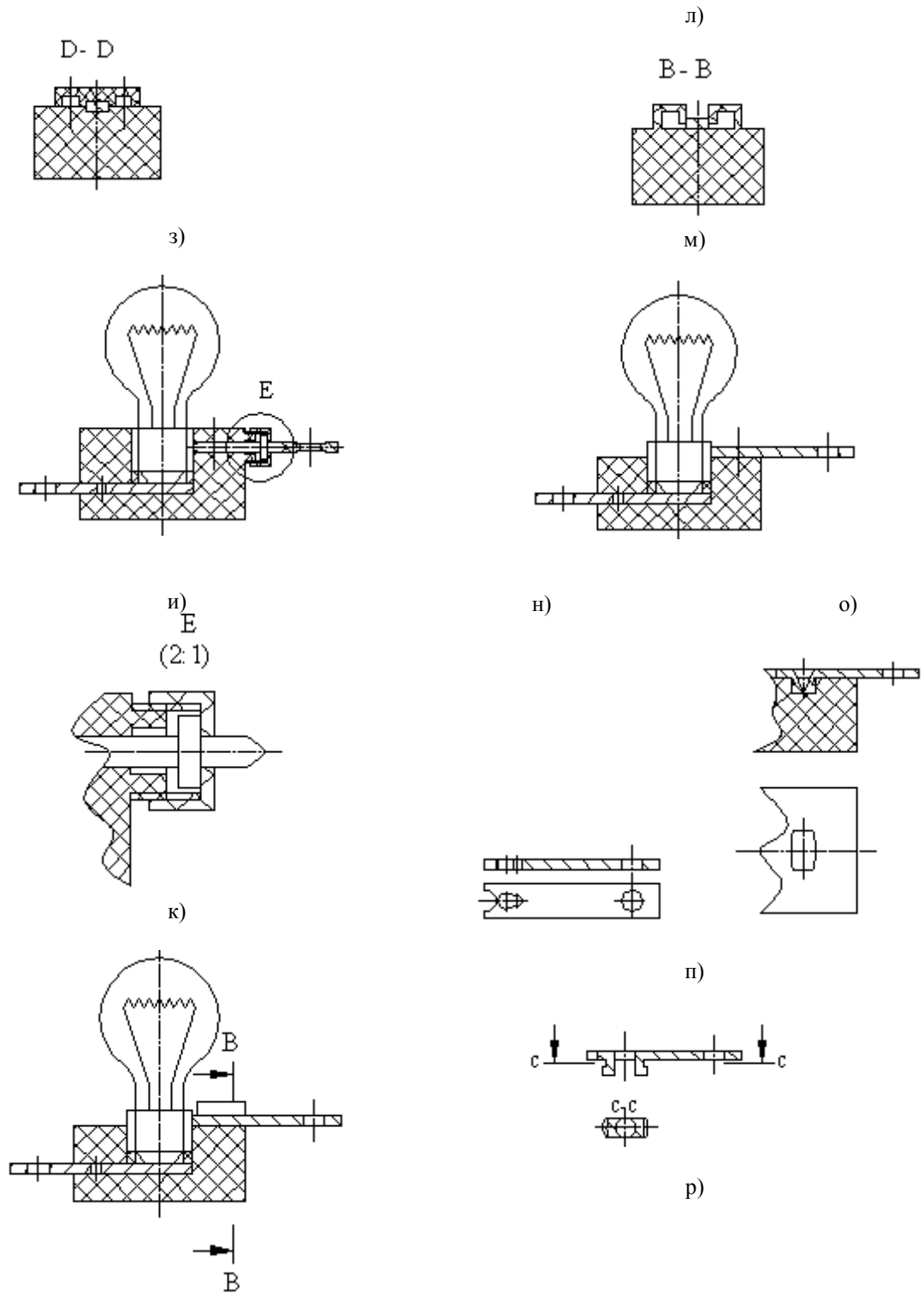
д)

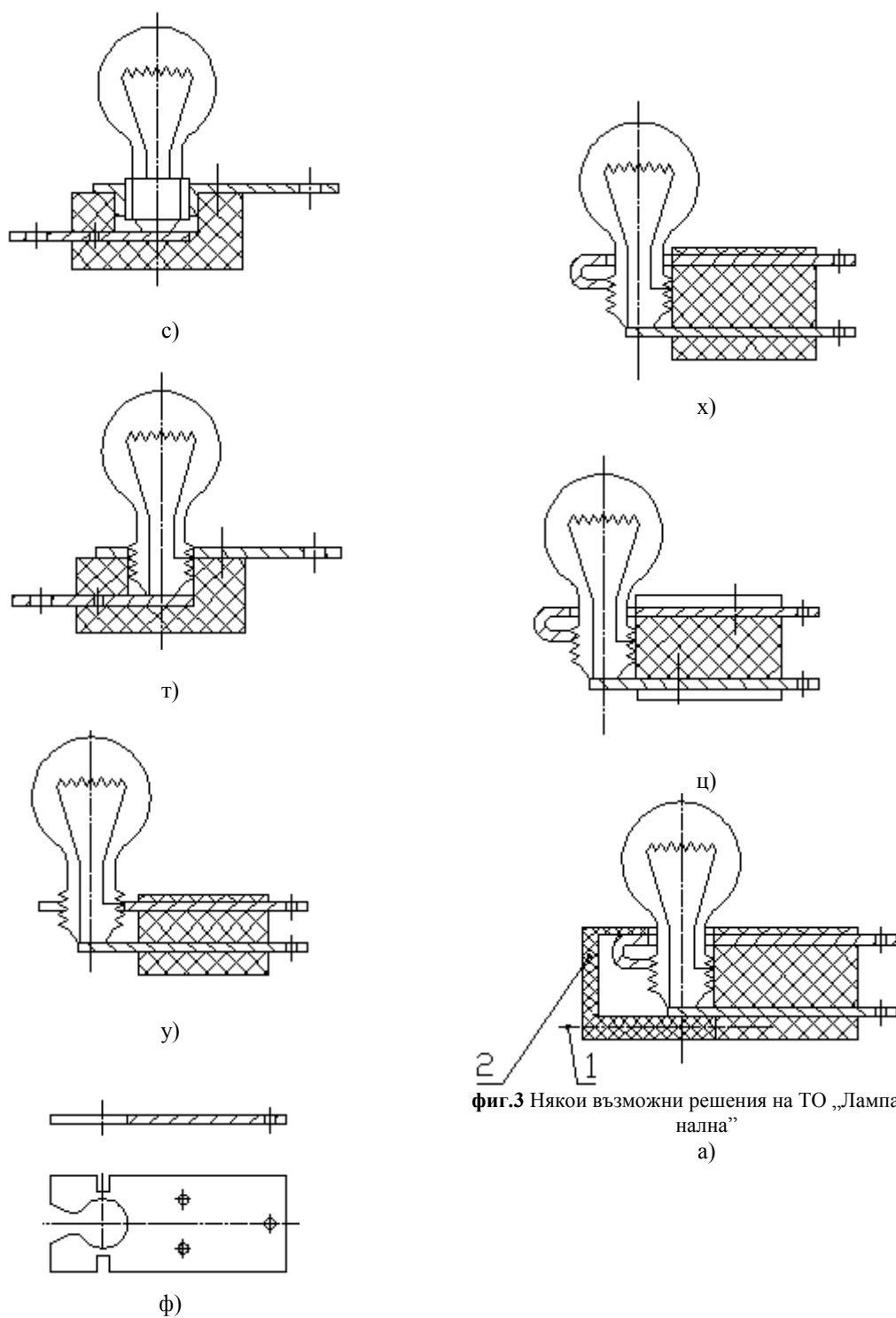


е)

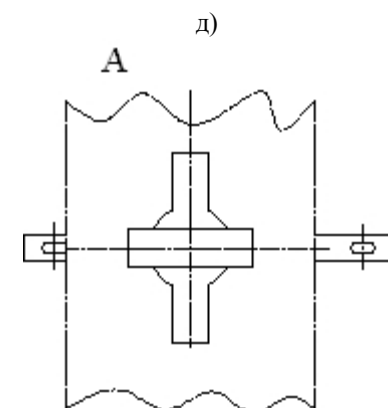
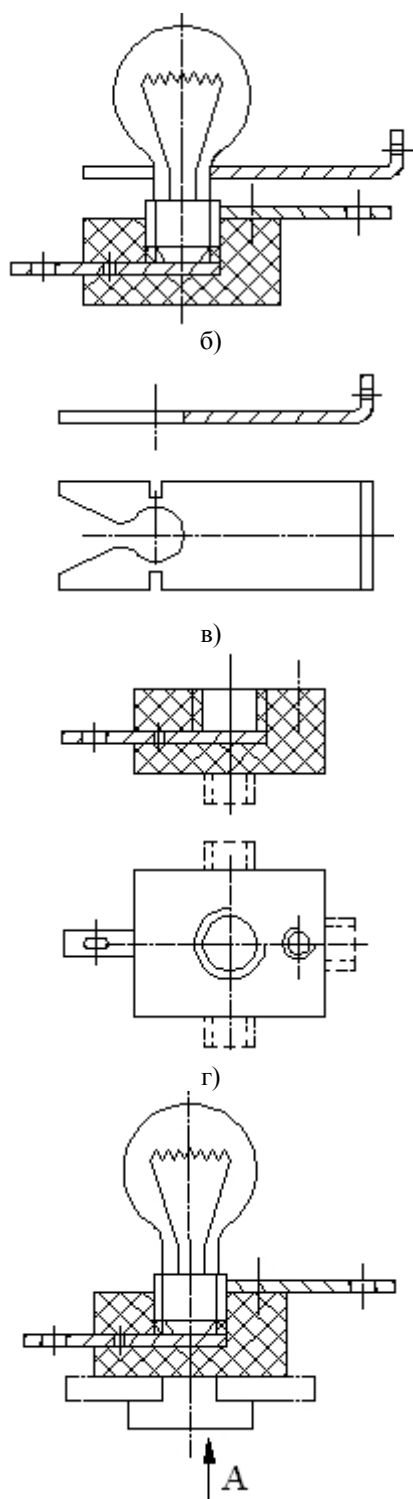


ж)





фиг.3 Някои възможни решения на ТО „Лампа сигнална”  
а)



фиг.4 Присъединяване на ТО към ОТС

## II. Технологична гл.т.

II.1, II.2. Безпроблемно; няма необходимост от пресмятане на размерни вериги.

II.3. Изработване на:

- пластини (2 бр.): операции изрязване и пробиване на листов материал;

- корпус: операция пресоване при наличие на детайл-вложка; необходимо е да се предвиди отвор в долната пластина (фиг.3б), преминаването на пластмасов материал в който ще препятствува изпадането на пластината;

- сглобяване: поставяне и завиване; необходимо е в началото на резбата в корпуса да се предвиди фаска.

Операциите за изработване и сглобяването на ТО са лесно реализуеми с традиционните и широкоразпространени за тях съответни инструменти и екипировка. Промяна на структурата на ТО не се налага.

## III. Експлоатационна гл.т.

Взаимодействието на човек с ТО се състои в наблюдението на сигнализиращата светлина, от което следва изискване: открояване на светлинния сигнал сред светлинния фон около него. Промяна на структурата на ТО не се налага.

## IV. Ремонтна гл.т.

IV.1. Ремонт ще се извършва чрез подмяна на лампата, която има по-малък ресурс в сравнение с другите СЧ. Останалите СЧ не се подменят или възстановяват.

IV.2. Подмяната на лампата ще се извършва от потребителя.

IV.3. Инструменти: отверка. Ремонтът е лесен, без необходима квалификация и с разп-

ространени инструменти, т.е. основните ремонтни изисквания са спазени. Промяна на структурата на ТО не се налага.

#### V. Утилизационна гл.т.

Лампата като покупно изделие не влиза в обхвата на разглежданията, горната контактна пластина лесно се разглобява, а долната може да се отдели от корпуса чрез счупване (смачкване), т.е. утилизацията е лесно осъществима. Промяна на структурата на ТО не се налага.

#### VI. Др.гл.т.

Транспортът ще се реализира след опаковка в кутия и подреждане на кутиите. Освен климатични изисквания някакви специални изисквания за съхранение липсват. Промяна на структурата на ТО не се налага.

По-горе беше разгледан метод за проектиране на формите на детайлите, който е елемент на геометричното проектиране на СЕ. При проектирането на детайлите се реализира и част от изследователско проектиране, което включва пресмятанията на СЕ като цяло и на СЧ<sub>i</sub> (детайлите) в частност, чрез които се определят:

- а) всички размери, вкл. тяхната точност;
- б) грапавостта на повърхнините;
- в) необходимите допуски на формата;
- г) необходимите допуски на разположението, ориентацията и биенето на повърхнините;
- д) др.изисквания към детайла.

#### A. Размери:

A1. Номинални стойности на размерите. Те се определят по следния начин:

- чрез пресмятания на ТО като цяло и на детайла в частност (пресмятанията, включващи „Осигуряване на мощността на работните потоци чрез съставните части на СЕ”, „Други характеристики на съставните части” и „Въздействие върху околната материална среда” [8]);

- чрез размери, които са общи за два детайла (сглобка, резбово съединение и др.); избран размер за единия детайл предопределя размера при другия детайл от съединението;

- всички номинални стойности на останалите размери се намират при спазване на критерия за „минимално количество материал при спазване на всички изисквания към детайла”.

A2. Точност на размерите. Тя се осигурява по три начина:

- чрез пресмятане на размерни вериги [14, 7];
- чрез пресмятане (определяне) на сглобките;
- чрез предписване на допуски с общо предназначение (БДС EN 22768-1).

Б. Грапавост на всяка повърхнина. Тя се определя:

- чрез пресмятане (избор по аналогия) [14] и често
- чрез предписване на еднаква „точност” на грапавостта за останалите повърхнини;

В,Г. Допуски на формата, разположението, ориентацията и биенето. Те се предписват обикновено:

- чрез пресмятания (аналогия) на тези от тях, които влияят върху функционирането и/или сглобяването на ТО [14,7] и
- чрез допуски с общо предназначение (БДС EN 22768-2).

Д. Др. изисквания включват покрития, термообработка и др.

За отбелязване е основното правило при определяне на всяка от характеристиките А-Г: *важните характеристики се пресмятат (за един детайл те обикновено са малко на брой), всички останали се приемат по общ за характеристиката критерий.*

## 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работата се предлага метод за проектиране на формите на детайли. Методът представлява съвкупност от итерации. При първата от тях (функционална гл.т.) се създава основния вариант на проектирания ТО, а при всяка от останалите се анализира този вариант от друга гл.т., при която се проверява спазването на изискванията на новата гл.т. При необходимост се правят подходящи промени в СЧ<sub>i</sub> на варианта на ТО, като специално се отделя внимание на проверката тези промени да не нарушат изискванията от предходните итерации (гледни точки). Методът е представен чрез евристичен алгоритъм и е онагледен с пример. Той може да се използва в инженерната практика.

#### Литература

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х томах, М., Машиностроение, 2006.

2. БДС 2.121:1977 „ЕСКД. Технологичен контрол на конструкторската документация“.
3. Лепаров М. Методология за геометрично структуриране на механично изделие, хабил. труд, С., Технически университет, 1997.
4. Лепаров М. Метод “Метаморфози” за решаване на евристични задачи, межд. научна конф. УНИТЕКС’2009, Габрово, 2009.
5. Лепаров М., Н.Ганева Метод “Силуети” за решаване на евристични задачи, научна конф. 2010 на РУ”Ангел Кънчев” и Съюза на учените- Русе, Русе, 2010.
6. Лепаров М. Твърдения в теорията на евристичното проектиране, Българско списание за инженерно проектиране, 2010, №5.
7. Лепаров М., М. Вичева, М. Георгиев Основи на инженерното проектиране, С., Софттрейд, 2011.
8. Лепаров М. Относно пресмятанята в процеса на проектиране на технически обекти, Българско списание за инженерно проектиране, 2011, № 9.
9. Лепаров М. Метод “Графово моделиране” за концептуално проектиране на технически обекти, Българско списание за инженерно проектиране, 2012, №16.
10. Лепаров М. Относно геометричното проектиране на технически обекти, Българско списание за инженерно проектиране, 2013, №19.
11. Лепаров М. По въпроса за геометричното проектиране на технически обекти, Българско списание за инженерно проектиране, 2013, №20.
12. Орлов Н.А. Методологически основи на конструирането. Правила и принципи, Русе, ВТУ „Ангел Кънчев”, 1985.
13. Половинкин А.И. Законы строения и развития техники, Волгоград, ВолгПИ, 1985.
14. Сандалски Б., М. Лепаров Размерен анализ и оразмеряване, С., Техника, 1982.
15. Узунов К.А. Естетически и креативно-иновационни принципи, критерии и средства за пропорциониране в дизайна, докт. дис., Рус.унив. „А.Кънчев”, Русе, 2012.
16. Христов Д., и др. Пресмятане и конструиране на машинни елементи, Техника, София, 1984.
17. International Institute for Sustainable Development, Design for Environment, [http://www.iisd.org/business/tools/bt\\_dfe.aspx](http://www.iisd.org/business/tools/bt_dfe.aspx) [Accessed: 10-Jul-2013].
18. Otto K., K. Wood Product Design. Techniques in Engineering and New Product Development, NJ, Prentice Hall, 2001.
19. Pahl G., W. Beitz. Engineering Design. A Systematic Approach, Springer- Verlag Berlin, 2001.

## ABOUT DESIGN OF PARTS

Michail LEPAROV

Department of Fundamentals and Techniques of Design, Technical University-Sofia, Bulgaria  
e-mail: [mleparov@tu-sofia.bg](mailto:mleparov@tu-sofia.bg)

**Summary:** The design of technical objects includes conceptual design, which specifies the principle of operation of the device, geometrical design, which includes specification of: a) components, b) their shapes, c) joining (contact) to each other, d) placement and research design, which determines the size and values of the other parameters through calculations and appropriate analyzes and studies. The design of parts includes geometrical and research design. The paper proposes in a method some different points of view that must be considered when designing the parts: functional, technological, operational, repair, utilization and other. Algorithms that take into account the views in order to determine forms of the parts of any technical object are proposed. Basic statements (a summary of laws, regularities and rules) relating to the design of the components of technical object are represented.

**Keywords:** design, geometrical design, design of parts , technical object



## АЛТЕРНАТИВНИ НЕЗАВИСИМИ ЕНЕРГИЙНИ ИЗТОЧНИЦИ, БАЗИРАНИ НА ПИЕЗОЕЛЕКТРИЧЕН ЕФЕКТ

**Иван ИВАНОВ**

катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България

e-mail: [ieu@tu-sofia.bg](mailto:ieu@tu-sofia.bg)

**Резюме:** В статията са разгледани нови оригинални конструкции на микрогенератори на електрическа енергия, намиращи приложение в индустрията и сградните автоматизирани системи. Показани са три основни типа микрогенератори, които преобразуват енергията на флуидни течения в електрическа енергия чрез вибрации на пиезоелектрични еластични елементи. При първия тип микрогенератор е заимстван принципът на вибриране на гласните струни на човека и за целта са използвани пиезоелектрични пластини от PVDF. Във вторият принцип е възпроизведен механизмът на трептене на тънки пластини при музикални духови инструменти като саксофона. Третият принцип се основава на създаване на турбулентност на течението чрез специална форма на пиезоелектрични пластини, от чиято вибрация се получава електрическа енергия. Създадени са триизмерни модели и за третия вид е направена флуидна симулация, чрез която е установена пригодността му за определени условия.

**Ключови думи:** енергиен генератор, пиезоелектричен харвестер, гласни струни, платък

### 1. УВОД

Често в индустрията и сградните инсталации има нужда от сензори, разположени в отдалечени или трудно обслужващи се места. В такива случаи източник на електрическа енергия с минимални изисквания за поддръжка и без необходима периодична подмяна е от особена полза. Голяма част от сензорите (дебитомери, сензори за налягане и др.) имат консумация по-малка от няколко стотин микровата, което прави възможно включването им към уреди за събиране на отпадъчна енергия от околната среда (харвестери - от англ. *energy harvester*).

Тук са разгледани няколко алтернативни идеи за събиране на енергия от вибрации, предизвикани от обтичането на пиезоелектрично тяло с флуид (газ/течност). Идеята за събиране на енергия на принципа на гласните струни в тази статия възникна независимо. Известни са трудове [1], в които се описва принципа на действие на гласните струни. Показани са механични системи за тяхното възпроизвеждане, но не е застъпена идеята за използването им като генератори на енергия. При направеното проучване за съществуващи подобни решения се установи, че има създадена конструкция, наречена турбулентен харвестер, но в големи габарити за събиране на енергия от вятър [5]. Генераторът е разработен от изследователски екип *Vibro-Wind Research Group*

под ръководството на проф. *Frank Moon* от *Cornell University* [7].

На базата на обратния пиезоелектричен ефект японски учени от *Nagoya University* [3] успяват да създадат изкуствен ларинкс. В случая става въпрос за генератор на човешка реч чрез пиезоелектричен генератор.

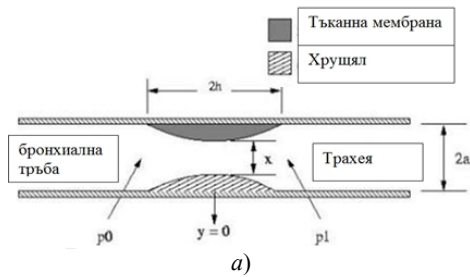
В настоящата статия са разработени оригинални конструкции за генериране на миро енергия от водопроводни парни или други подобни инсталации. Те може да се разглеждат като са нововъведение в захранването на труднодостъпни уреди с рядка или никаква поддръжка, като дебитомери, топломери, сензори за налягане и термометри. При многовъзлови сензорно-актуаторни мрежи, намиращи приложение в модерните сгради, отпадането на необходимостта от смяна на голям брой батерии е предимство. Разработването на подобни устойчиви и надеждни харвестери създава възможности за производство на напълно нов вид битови топломери без батерии.

### 2. КОНСТРУКЦИИ НА РАЗРАБОТЕНИТЕ ХАРВЕСТЕРИ

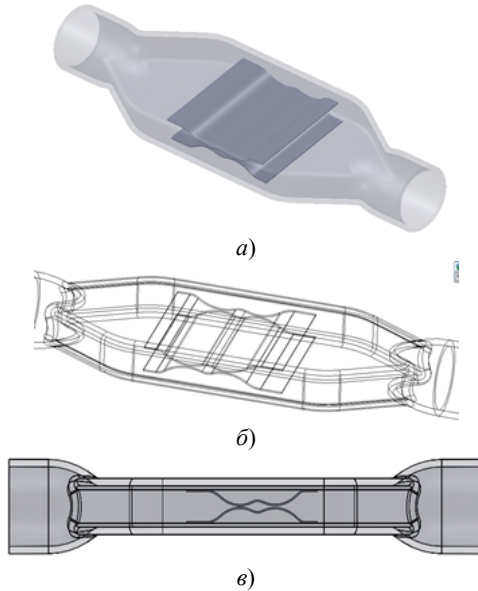
#### 2.1 Еластичен мембранен харвестер

Устройството демонстрирано по-долу изпълзва механизма на създаване на вибрации от гласните струни на човека. Гласните струни като

генератор в техниката могат да имат за аналог - клапаните управлявани с налягане (фиг.1). При преминаване на газ през процепа между мембраните, се получават трептения, които ги деформират и така се произвежда електричество.



фиг. 1 Гласни струни на човек: а) схема [6]; фотография [2]



фиг. 2 Модели на мембранен харвестер: а-б) 3D изображения; в) напречен изглед

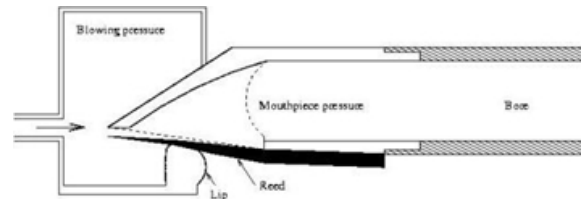
Механичната част на този вид харвестер има проста конструкция (фиг2). В корпуса са разпо-

ложени две мембрани от пиезоелектричния полимер *PVDF*, които са оформени по специален релеф, възпроизвеждащ еластичните параметри на гласните струни.

## 2.2 Харвестер с трептящи едностранно закрепени пиезоелектрични пластини (платъци)

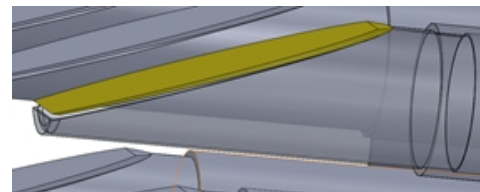
Тази идея за харвестер е основана на принципа на звукоизвличането при някои духови инструменти, като кларинет, саксофон, хармоника и др. (фиг. 3). Тънка пластина от еластичен материал е закрепена конзолно в единия си край и при преминаване на въздуха под нея се разтрептява. Принципът е приложим и в обратна посока на движение на въздуха по подобие на устната хармоника.

Този алтернативен „ветрогенератор“ няма витла и други подвижни части, което го прави надежден. Капацитетът на една подобна модулна система може да бъде използван за захранване на метеорологични станции с отдалечено отчитане, сигнализатори и сензори в мостови конструкции.



фиг. 3 Принцип на звукообразуване при свирене на кларинет, саксофон или други подобни инструменти [6]

На фиг. 4 е показана конструктивната реализация на идеята. Еластичната пластина, играеща роля на платък е тънък пиезоелектричен

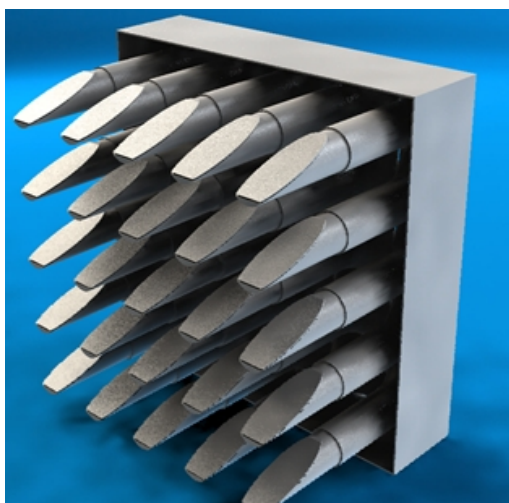


фиг. 4 Конструкция на харвестер с пиезоелектричен платък

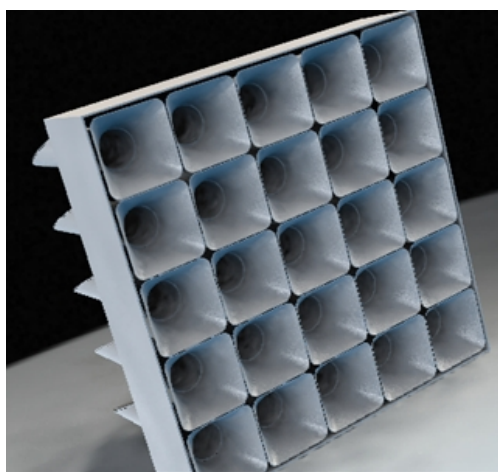
материал. При подаване на флуид в тръбата се създават условия за възникване на автовибрации на платъка. За да се избегне евентуален дискорд от шум за битовите приложения, честотата

на вибрациите трябва да бъде в ултразвуковия диапазон.

За да се увеличи мощността на добивания електрически ток е възможно прилагането на масиви от този тип, както е показано на фиг. 5.



а)



б)

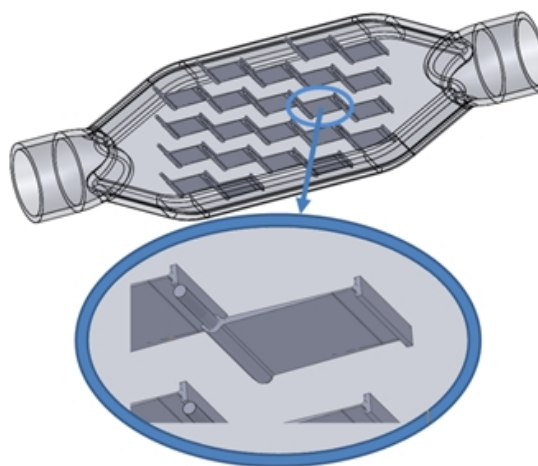
фиг. 5 Прилагане на масиви от харвестери с еластична пластина: а) изглед отпред; б) изглед отзад

### 2.3 Турбулентен харвестер за флуидни среди

Флуидите по време на движението си създават турбулентни зони, когато обтичат предмети с рязка смяна на профила. Тези турбуленции пораждат колебания в съпротивителните сили и оттам се получават променливи деформации на

обтичания твърд обект. Предполага се, че спектъра на трептенията е променлив в зависимост от вискозитета, температурата и скоростта на флуида. Това е изключително благоприятно за събиране на енергия чрез използване на пиезоелектрични материали.

Конструкцията на турбулентния харвестер е показана на фиг. 6. В кух корпус са закрепени множество трудно обтекаеми пластинки. Върху плоската част на тези тела е нанесен пиезоелектричен слой (например PZT), чиито полюси са свързани към импулсен преобразувател на напрежение върху корпуса.

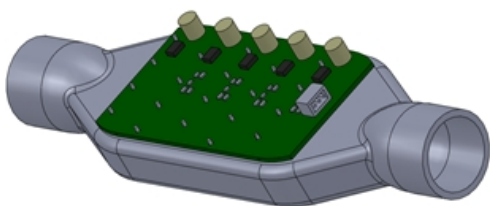


фиг. 6 Конструкция на турбулентен харвестер

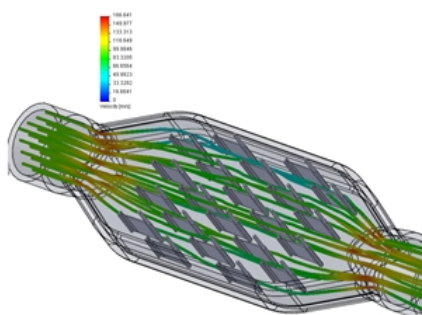
Индивидуалните изводи на пластинките служат и за анкерна точка в пластмасовия кожух. Закрепен отвън преобразувател може да преобразува и събере необходимата енергия за функционирането на множество сензори с безжично ултразвуково отчитане.

Външният дизайн на турбулентния харвестер за флуидни среди е показан на фиг. 7.

По време на възникването на идеята бе направена флуидна симулация с  $\frac{1}{2}$ " сечение и дебит около  $0.2 \text{ m}^3/\text{h}$ . Скоростта на течението около острите части е в диапазона  $40\text{-}110 \text{ m/s}$ , което дава възможност за възникването на вибрации с честоти над чуваемите и да направи устройството безшумно. Резултатите от симулацията са изобразени на фиг. 8.



фиг. 7 Външен вид на турбулентен харвестер



фиг. 8 Резултати от симулация с  $\frac{1}{2}$ " сечение и дебит  $0.2 \text{ m}^3/\text{h}$

### 3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Създадени са нови конструкции на три вида принципно различни харвестери за добиване на електрическа енергия от флуидни течения.

При разработването на идеите за два от харвестерите са използвани анатомични и музикални аналози, съответстващи на гласните струни и

духовите музикални инструменти с трептяща пластина (платък).

За третия тип харвестер са използвани асиметрично натоварени пиезоелектрични пластини с резки промени в сеченията. Това създава условия за турбулентност и възбуждане на вибрации в пиезоелектричните пластини, които генерират електрическо напрежение. Чрез симулации е доказано, че предложената система има приложимост за захранване на многовъзлови сензорни и актуаторни мрежи.

#### Литература

1. **Gabriel B., Mindlin M. R.** The Physics of Bird song, Springer, 1999, p. 162.
2. **Lee K., Jee H., Kim H., Park W., Park S., Youn Y.** Development of a canine model for recurrent laryngeal injury by harmonic scalpel, Lab Anim Res 28(4), 2012, p. 223-228.
3. **Ooe K., Fukuda T., Arai F.**, New type artificial larynx using PZT ceramics vibrator as sound source, Proceeding of: Advanced Intelligent Mechatronics 5(2), 1999, p. 114 - 119.
4. **Titze I. R.** Principles of Voice Production. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1994, p. 354.
5. **Zervos H., Harrop P., Raghu Das R.** Energy Harvesting and Storage for Electronic Devices 2014-2024: Forecasts, Technologies, Players, IDTechEx, 2014, p. 447
6. <http://www.acoustics.org/press/146th/Smyth.htm>, посетен на 15.12.2013 г.
7. <http://www.energyharvestingjournal.com/articles/vibrations-from-wind-make-electricity-00002936.asp?sessionid=1>, посетен на 15.12.2013 г.

## ALTERNATIVE INDEPENDENT ENERGY SOURCES BASED ON PIEZOELECTRIC EFFECT

Ivan IVANOV

<sup>1</sup>Mechanism and machine theory department, Technical University-Sofia, Bulgaria  
e-mail: [iei@tu-sofia.bg](mailto:iei@tu-sofia.bg)

**Abstract:** Novelty and original designs of energy harvesters for industry and building automation purposes are described in this paper. Three basic types of harvesters, which convert the energy of fluidic flows into electricity by vibrations of piezoelectric elastic elements are shown. The first type energy harvester draws its operational principle from the principle of voice cord vibrations and for this purpose piezoelectric PVDF plates are used. In the second design the vibration mechanism of thin plates known as reeds (thus, recreating the sound generating part in some brass/woodwind musical instruments as saxophone, clarinet etc.). The third design is based on turbulence creation of the fluidic flow by specific shape of the piezoelectric plates and following vibrations which produce electricity. Harvester 3D models are designed and for the third one a fluidic simulation is performed, in order to estimate the design feasibility for the considered initial conditions.

**Keywords:** energy harvester, piezoelectric harvester, voice cords, reed

## ВЛИЯНИЕ НА НАКЛОНА НА ИЗХОДЯЩИЯ ВАЛ ПРИ ШАРНИРА НА ХУК ВЪРХУ КОЕФИЦИЕНТА НА ПОЛЕЗНО ДЕЙСТВИЕ

Стефан ГАРАБИТОВ Валери ИВАНОВ

катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България

e-mail: [stefang@tu-sofia.bg](mailto:stefang@tu-sofia.bg), [valio23@yahoo.com](mailto:valio23@yahoo.com)

**Резюме:** Шарнира на Хук или известен също като Карданов съединител е компенсиращ съединител позволяващ свързването на два вала с наличие на ъглово изместване. Конструкцията е проста и надеждна, но има редица недостатъци, които са добре известни и анализирани. В статията се анализира още един аспект на качествените показатели на механизма. Важно значение за надеждността и дълготрайността на механизма се явява коефициента на полезно действие, който пък е в пряка зависимост от загубите при триене в лагерните опори. Рязката промяна на вътрешните реакции във връзките, както и големите стойности на самата реакция довеждат до бързо износване и повреда на механизма. Точното определяне на границата на спадането на к.п.д. е много важно за предотвратяване на заклиняването на механизма както и за увеличаване на неговата надеждност. С помощта на програма за анализ на механизми MSC ADAMS е направен модел и е анализиран такъв механизъм относно изменението на коефициента на полезно действие в зависимост от промяната на ъгъла склучен между двата вала.

**Ключови думи:** съединител, Кардан, Хук, к.п.д.

### 1. ПОСТАНОВКА НА ЗАДАЧАТА

Моментния коефициент на предавателен механизъм, какъвто се явява съединителя се определя по класическата формула:

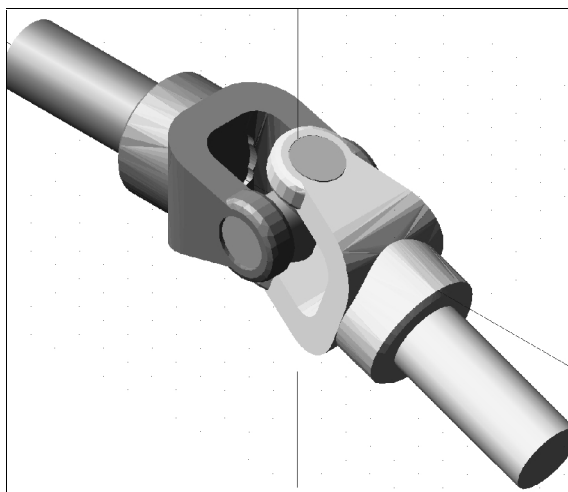
$$\eta = \frac{M_{out} \cdot \omega_{out}}{M_{in} \cdot \omega_{in}} \quad (1)$$

Трябва в процеса на изчисление да се отчете загубата при триене във връзките. Промяната на ъгъла между входния и изходния вал се отразява върху големината на опорните реакции и вътрешните реакции във връзките. Аналитичния израз за това не е необходим, а всичките изчисления се правят от готова програма за анализ на механизми. Съпротивителният момент на изхода е константа. Изчислява се консумираната мощност на входа при константна ъглова скорост на входа и променлива на изхода.

Определянето на коефициента на полезно действие е от значение за дълготрайността и надеждността на конструкцията. Особено важно е за конструирането на междинното звено, което е подложено на значителни натоварвания при големи стойности на ъгловото изместване. [1,2,3,4,5].

CAD модела, използван за изграждане на опростен модел за анализа е показан на фиг. 1.

Вече изградения модел е показан на фиг. 2.



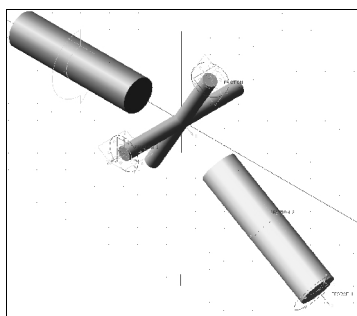
фиг.1 Общ вид на CAD модела на шарнира

### 2. ИЗГРАЖДАНЕ НА МОДЕЛ

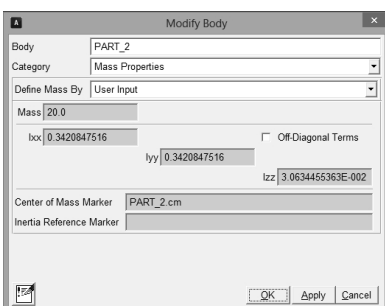
#### 1.1 Параметри на модела

Изчислителния модел е направен с конкретни стойности на параметрите, като входното и изходното звено са идентични и имат параметри показани на фиг. 2.



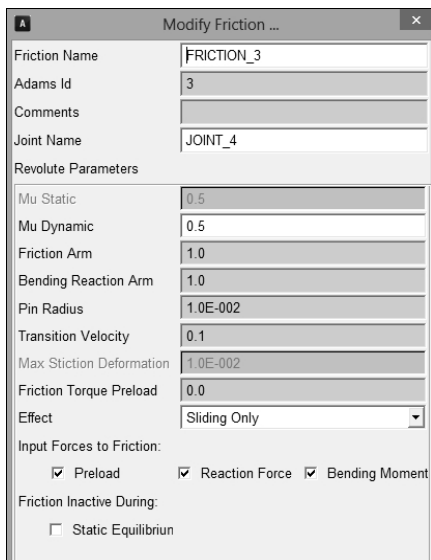


фиг.2 Изчислителен модел на механизма



фиг.2 :Масови параметри на входящото звената

Във всички изградени въртящи връзки е приложено триене, като параметрите му са показани на фиг. 3.



фиг.3 Общ вид на CAD модела на шарнира

Симулацията се извършва при ъглова скорост на входния вал 1 *r/sek* и съпротивителен момент на изходния вал 20 *Nm*.

### 3. РЕЗУЛТАТИ ОТ СИМУЛАЦИЯТА

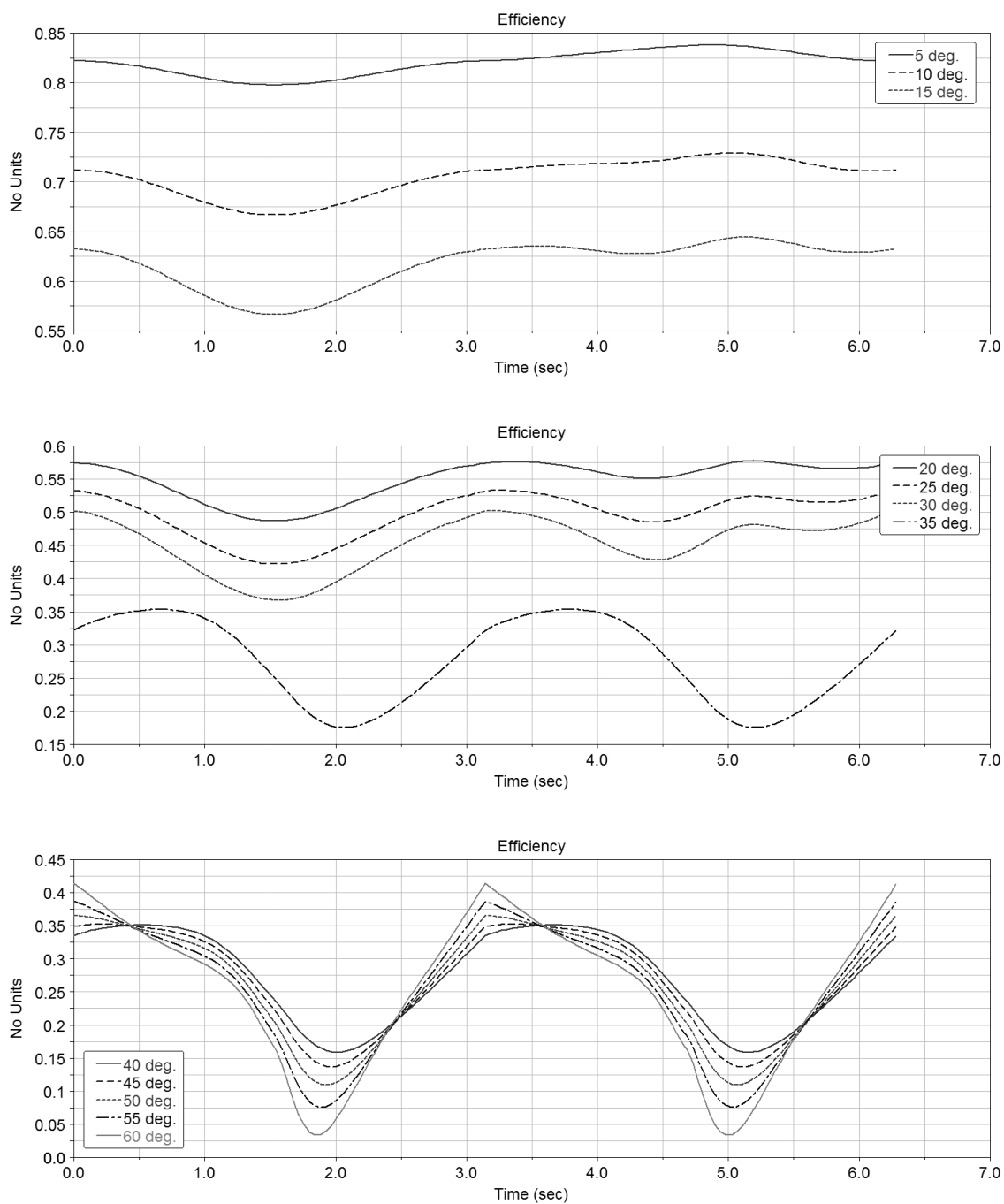
При симулацията, като силови параметри бяха отчетени вътрешните реакции във връзките, големината на триещите моменти, големината на изходящия съпротивителен момент, консумираната мощност на входа. Коефициента на полезно действие, след измерване на изходящата ъглова скорост, беше изчислен по формула (1).

Коефициента на полезно действие (Efficiency) е показан на фиг. 4. На фиг.5 е показана мощността на входящия вал на изследвания механизъм, а на фиг.6 - силите във вътрешната връзка на междинното звено. На фиг.6 и фиг. 7 съответно са показани силите във връзка на междинното звено към изходящия и входящия вал. Функцията на положението - ъгъл на завъртане на изходящия вал в функция на ъгъла на входящия вал е показана на фиг.9. И на фиг.10 е показано к.п.д. във функция от ъгловата скорост на изхода на изследвания механизъм.

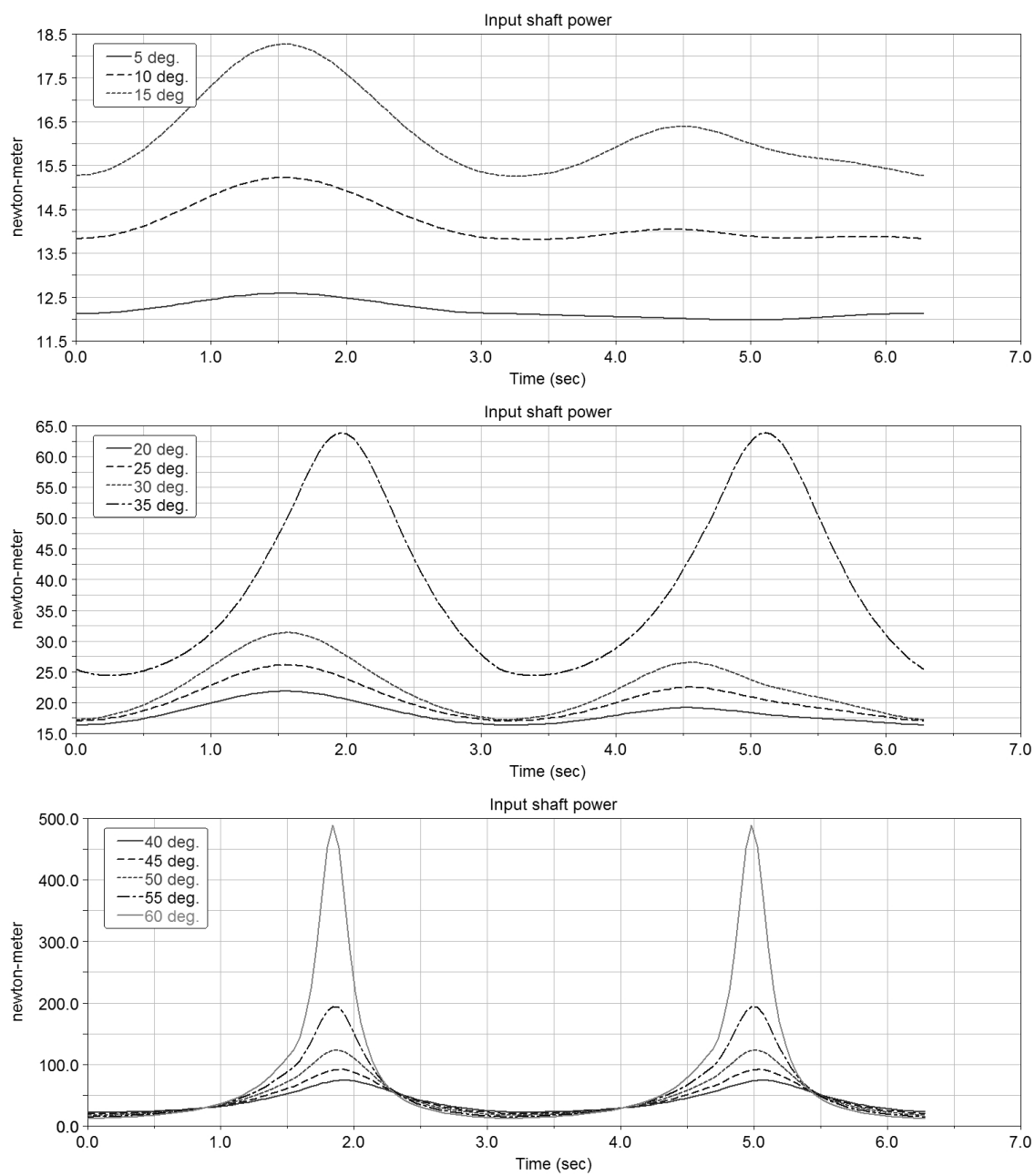
### 4. АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

При анализа на резултатите ясно се вижда тенденцията на намаляване на к.п.д. на механизма до стойности клонящи към нула и довеждащи до заклиняване при по големи ъгли на отклонение. Интересно е изменението на моментните стойности на к.п.д. в рамките на един период. Натоварването във връзките на междинното звено с входящия вал и изходящия вал скачат съответно до стойности около 1500N, като това е доста натоварващо за лагерите в съответните опори. По натоварена връзка е тази към входящия вал, но натоварването на връзката към изходящия вал е съизмеримо. Това може да обясни по честите повреди във тези лагери – фиг.11.

За увеличаване на надеждността и дълготрайността е препоръчително да не се използват такива съединители за сравнително големи отклонения при наклона. Този извод се е наложил и от практическите резултати при експлоатацията на подобни механизми.

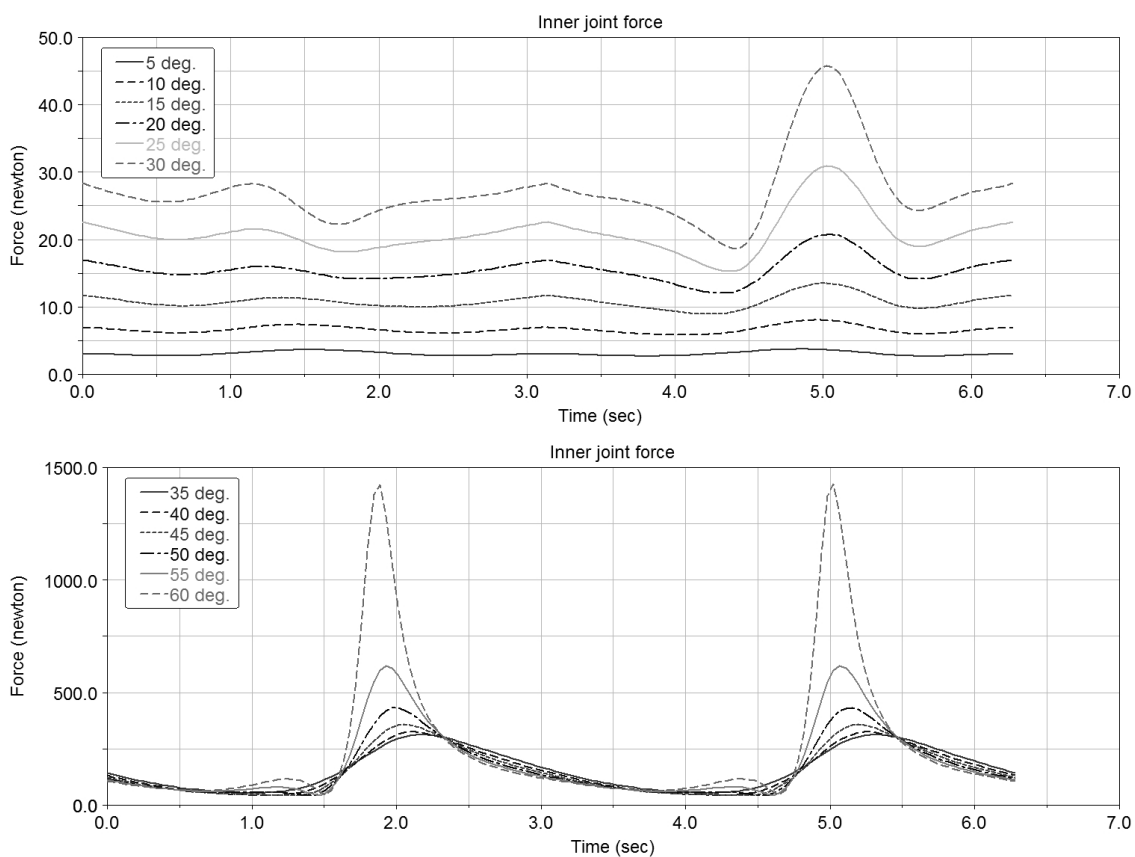


Фиг.4 К.П.Д. на изследвания механизъм

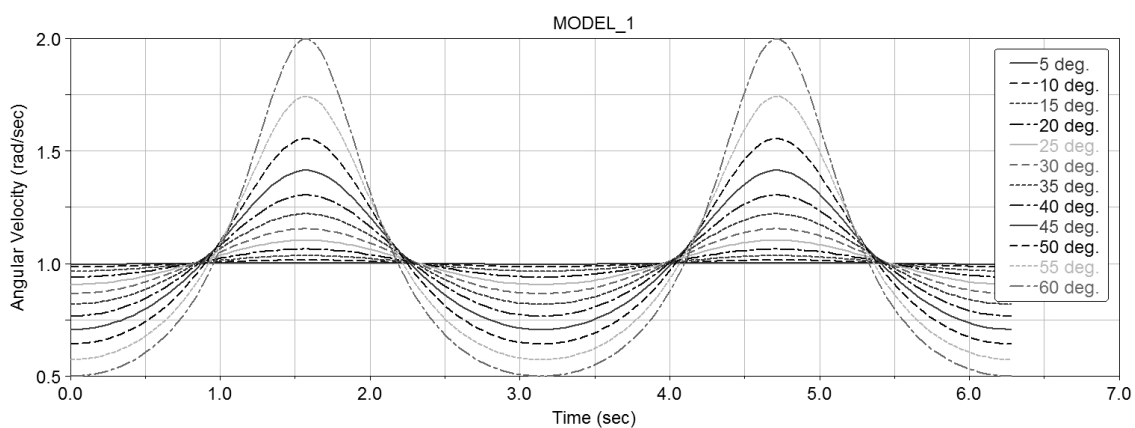


фиг.5 Мощност на входящия вал на изследвания механизъм

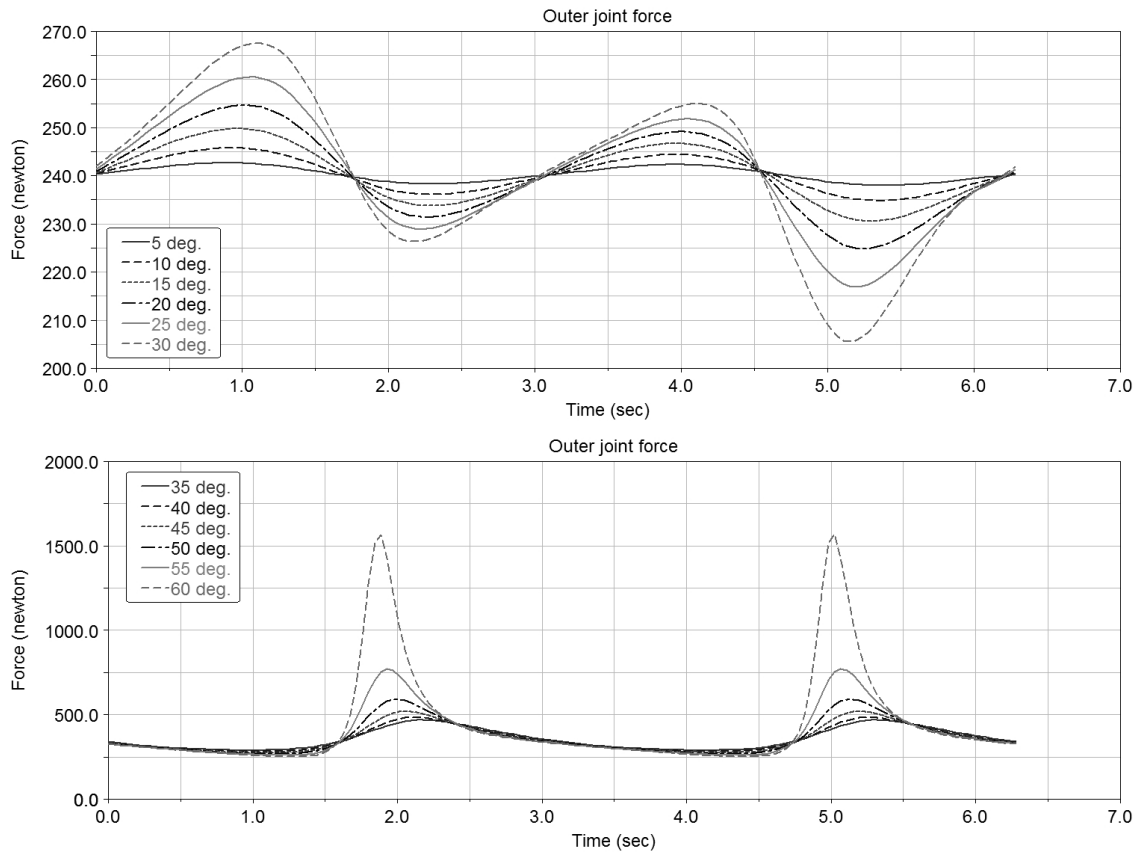




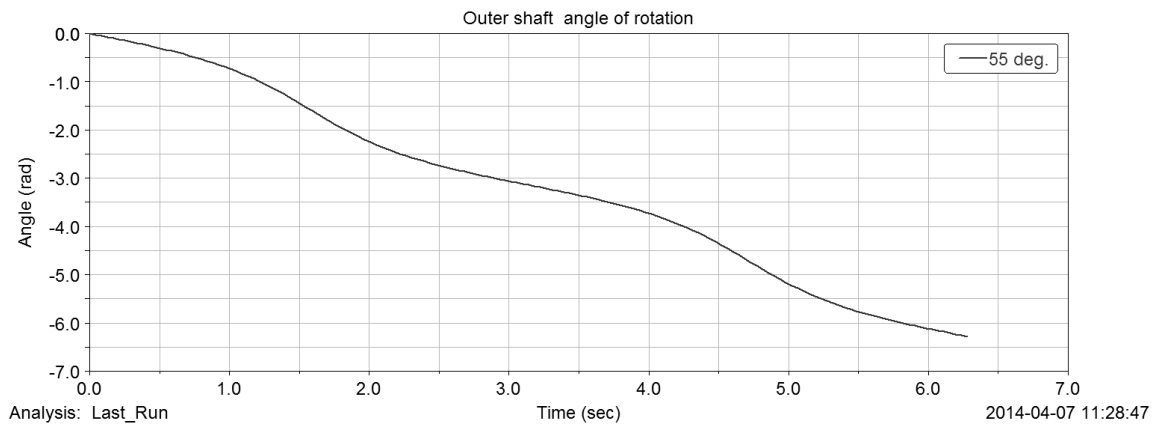
фиг.6 Сили във връзка на междинното звено към изходящия вал



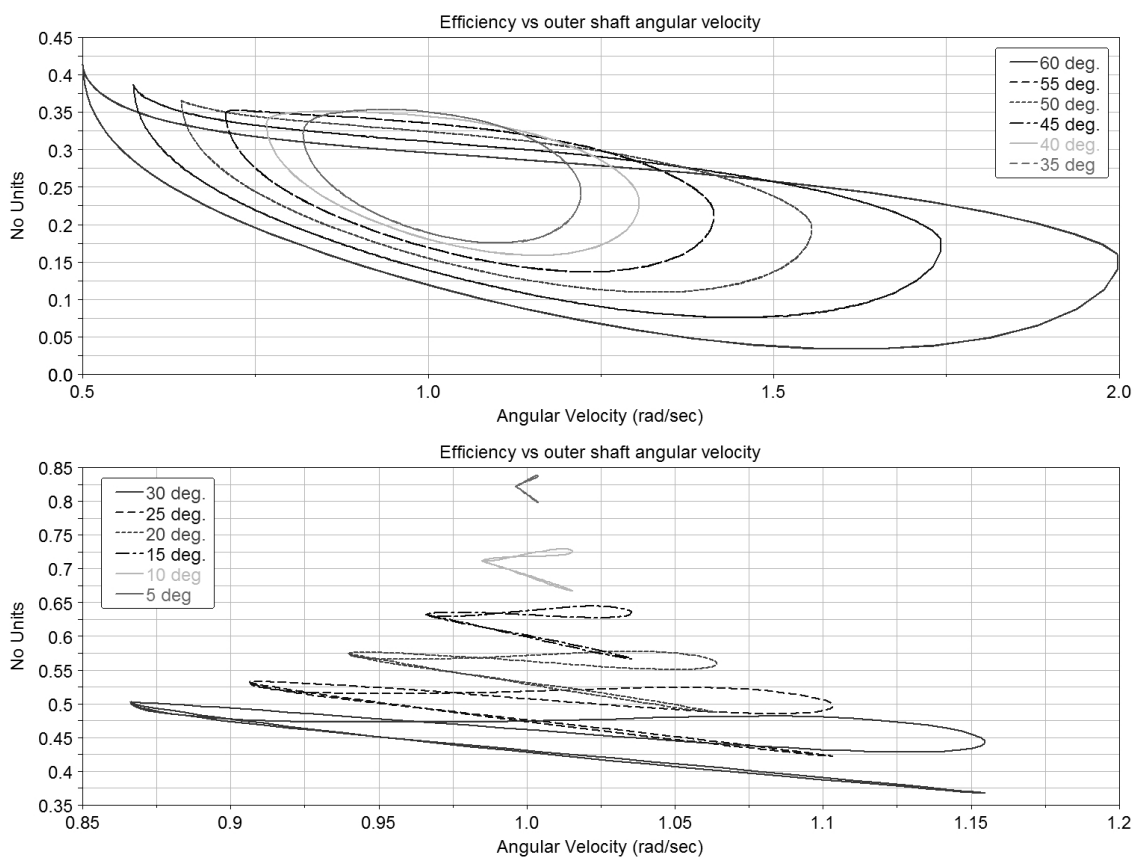
фиг.7 Ъглова скорост на изходящия вал на изследвания механизъм



фиг.8 Сили във връзка на междинното звено към входящия вал



фиг.9 Ъгъл на завъртане на изходящия вал в функция на ъгъла на входящия вал – функция на положението



фиг.10 К.П.Д. във функция от ъгловата скорост на изхода



фиг.11 Типична повреда на съединителя.

#### Благодарности

Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация са финансирани от Вътрешния конкурс на ТУ-София – №142ПД0003-05.

#### Литература

1. **I. I. Artobolevsky**, Mechanisms in modern engineering design, (N. Weinstein, Trans.) Moscow: Mir Publisher, (1900).
2. **H. I. F. Evernden**, The propeller shaft or hooke's coupling and the Cardan joint, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Automotive Division, 2 (1) (Jan. 1948)100-110.
3. **E. R. Wagner and C. E. Cooney**, Universal joint and driveshaft design manual, Advances in Engineering Series, No. 7, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (1979).
4. **I. S. Fischer**, Internal force and torque transmission in a Cardan joint with manufacturing tolerances, Eng. Sci. D.Dissertation, Columbia University, New York (1985).

5. J. E. Shigley and C. R. Mischke, Standard handbook of machine design, McGraw-Hill, New York (1986).

## **INFLUENCE OF THE DEGREE OF THE OUTPUT SHAFT IN HOOKE JOINT ON HIS EFFICIENCY**

**Stefan GARABITOV Valeri IVANOV**

dept. „ Theory of Mechanisms and Machines ”, Technical University - Sofia, Bulgaria

e-mail: [stefang@tu-sofia.bg](mailto:stefang@tu-sofia.bg), [valio23@yahoo.com](mailto:valio23@yahoo.com)

**Abstract:** The Hook's joint or also known as Cardan coupling are associated with power transmission systems. They are commonly used when there needs to be angular deviations in the rotating shafts. The construction is simple and reliable, but has a number disadvantages that are well known and analyzed. The article analyzes another aspect of the quality indicators of the mechanism. The efficiency is important for the reliability and durability of the mechanism. It is directly dependent on the friction losses in bushing. Abrupt change of internal reactions lead to rapid wear and failure of the device. The exact delimitation of the drop in efficiency is very important to prevent lock up of the mechanism and to increase its reliability. It is the purpose of this research to study the efficiency of the Hook's joints and to explain some practical sample of a failed Hook's joint. By means of the program MSC ADAMS efficiency is analyzed. It is explained how and the change of the angle between the two shafts depends on efficiency values.

**Keywords:** Hooke, Cardan, Efficiency

## ЛУКАС И ЗЛАТНОТО СЕЧЕНИЕ

Лъчезар ГРИГОРОВ

катедра „ОТСК”, Технически университет - София, България

[madra\\_horn@abv.bg](mailto:madra_horn@abv.bg)

**Резюме:** Терминът „Златно сечение” е въведен от Леонардо да Винчи във „Витрувианския човек”, с цел да дефинира пропорциите в човешкото тяло, които природата е създала с цел оптимално и хармонично функциониране на тялото. Според Леонардо колкото повече пропорциите са по-близки до златното сечение, толкова по-красиво е то. В нашето съвремие дизайнерите използват числата от редицата на Фибоначи за приложение на златното сечение в дизайна, а също и за илюстрация на феномена на пропорциите в живта природа. Хората на древния свят обаче са използвали за същата цел други числа – числа като 4, 7, 11, ..., което е видно от редица открити артефакти. Например: седемте дни на седмицата, седемвърхия шумерски светилник, седемте ноти на класическия музикален строй, четирите архангела, тетраграматрона, четирибуквието на Бога, единадесетте години на слънчевия цикъл и други. Числата: 4, 7, 11, са от числовата поредица на Лукас и в настоящото кратко изложение ще покажем, че тази редица има не по-малко право на приложение в редиците на дизайнери и природоизследователи във връзка с приложението на златното сечение. Например съотношенията между между 20 и деветнадесети член на двете редици се покрива със златното сечение до седми знак след запетаята, а при четиридесети – до 15-и знак и колкото повече нараства номерът, толкова повече се подобрява показателят за точност на съвпадение.

**Ключови думи:** числов ред на Лукас, Фибоначи; златно сечение; числото Phi

### 1. УВОД

Практиката и теорията на дизайна използва златното сечение като средство за хармонизиране на елементите и цялото:  $\Phi = (\sqrt{5} + 1) / 2 \sim 1.618033988749894848204586834...$  [1],  $\phi = (\sqrt{5} - 1) / 2$  [2].

В математиката са известни числовите редици на:

- Фибоначи: 1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, 89, 144, 233, 377, 610, 987, 1597, 2584, 4181, 6765, изчислявани по формулата:  $F_n = F_{n-1} + F_{n-2}$  (1), като редицата започва с числата: 1, 1, 2, ...

- Лукас: 2, 1, 3, 4, 7, 11, 18, 29, 47, 76, 123, 199, 322, 521, 843, 1364, 2207, 3571, ..... изчислявани по формулата:  $L_n = L_{n-1} + L_{n-2}$  (2), като първите два члена са: 2, 1.

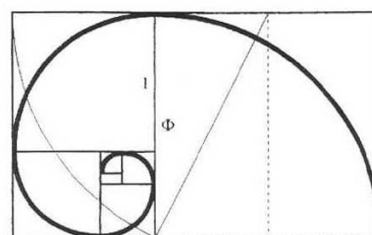
Това, което е съществено за тези две редици и което е необходимо да отбележим, макар да е известно на познавачите е, че поради естеството си, както и поради това, че в крайна сметка с числата отразяваме явления и същности от физическия свят, тези две редици калкулират хармоничните взаимодействия между нещата в природата. Има стотици примери в това отношение и по-долу показваме някои от най-известните.

В литературата като цяло се разглеждат примери и анализи, базирани върху числата от редицата на Фибоначи, като числа за практическо използване за създаването на хармонични размери в дизайна. Редицата от числа на името на френския математик Едуард Лукас се разглеждат обикновено само като математически куриоз и във връзка с числата на Фибоначи. Настоящият кратък труд идва да покаже друга версия, а именно, че редицата на Лукас има не по-малко право на приложение в дизайна, но даже в някои аспекти е по-подходяща.

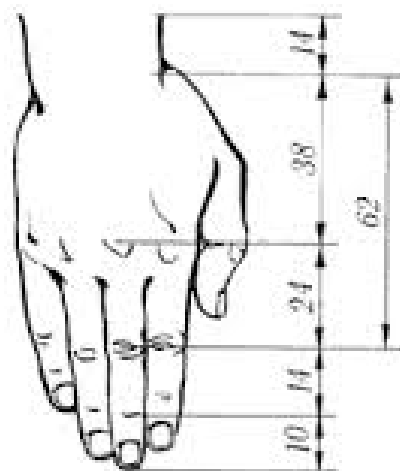
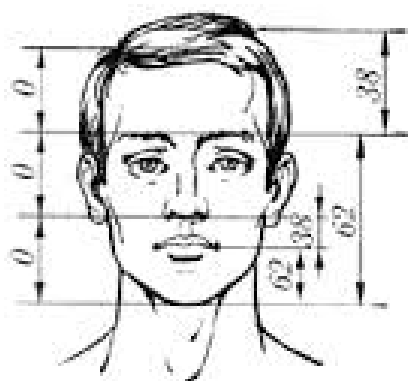
### 2. ЗЛАТНОТО СЕЧЕНИЕ – КЛЮЧ КЪМ ХАРМОНИЧНОТО РАВНОВЕСИЕ В ПРИРОДАТА

Показаните картини, цитирани в много литературни източници илюстрират взаимовръзки в природата, организирани и действащи посредством златното сечение. Изследванията на дизайнери, художници, антрополози, биолози, инженери и философи показват, че нашето чувство за хармония и красота се базира на възприятието за съответствие на конструкциите, били те естествени или изкуствено създадени от човека със златното сечение. С други думи, ако човешкото лице или тяло в своите пропорции съответствува

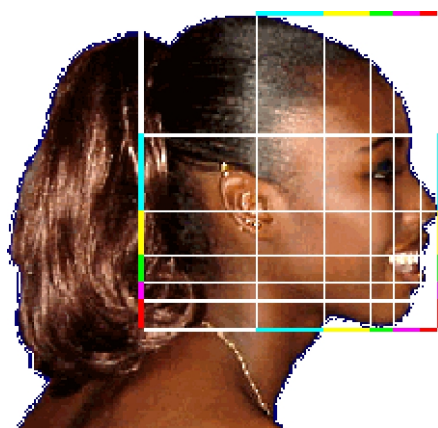
на златното сечение, то те се възприемат като красиви. Това е така, понеже механиката, основана върху законите на добрата пропорция осигурява добро и пълноценно функциониране, а пък това е така, понеже по този начин отделните части и цялото си взаимодействуват по-оптимален начин. Нашата задача тук не е да доказваме тази теза, а я приемаме за априори доказана другаде. Ние само се занимаваме с въпроса за адекватността между златното сечение и двете цитирани редици.



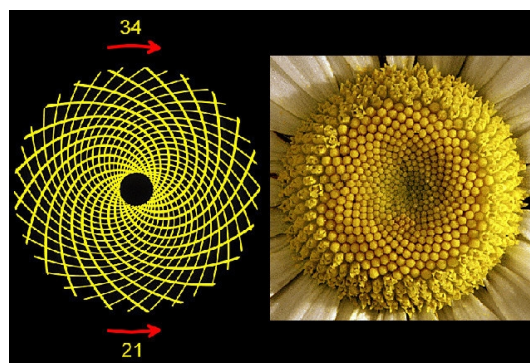
фиг.1 Спирала по златното сечение



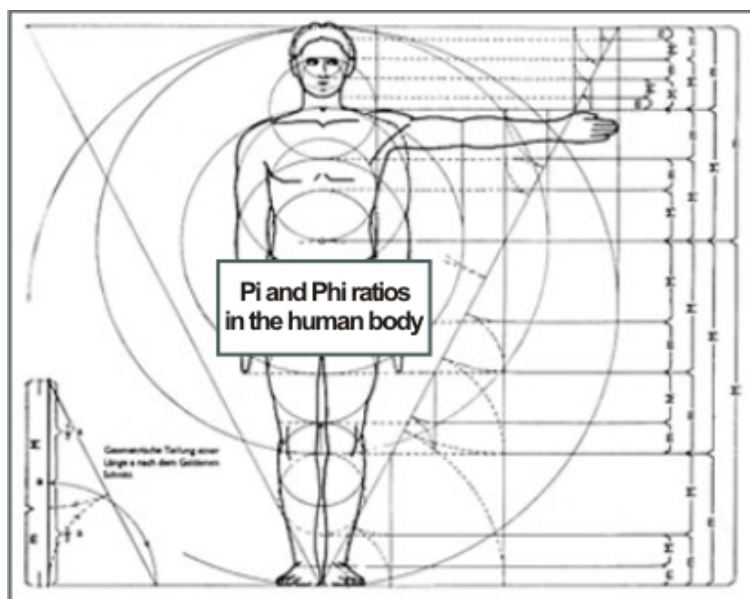
фиг.2-3– Златното сечение и човешкото тяло



фиг.4 Лицето и златното сечение



фиг.5 Слънчоглед и златното сечение



фиг.6 ФИ и пропорциите на човешкото тяло

### 3. СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ МЕЖДУ РЕДИЦИТЕ НА ФИБОНАЧИ И ЛУКАС

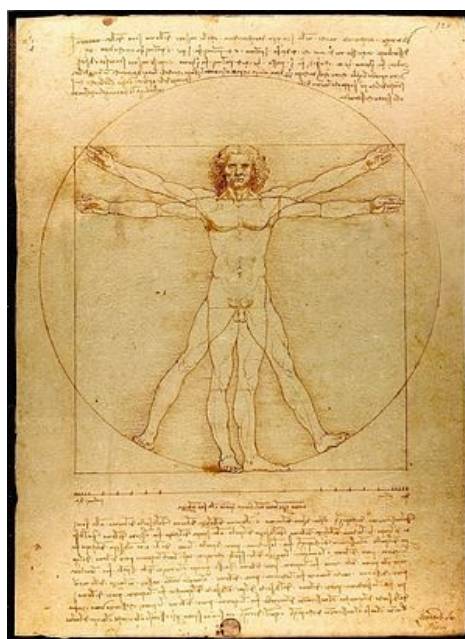
седни номера както при редицата на Фибоначи, така и при редицата на Лукас, сравнени на свой ред с числото „ФИ„

Да разгледаме в сравнителен аспект съотношенията между частното от делението на два съ-

ФИБОНАЧИ		ФИ = 1.618033988749894848204586834	ЛУКАС	
НОМЕР	ЧИСЛО	СЪОТНОШЕНИЕ	ЧИСЛО	СЪОТНОШЕНИЕ
1	1	1.0000000000000000	2	2.0000000000000000
2	1	1.0000000000000000	1	0.5000000000000000
3	2	2.0000000000000000	3	3.0000000000000000
4	3	1.5000000000000000	4	1.3333333333333333
5	5	1.6666666666666666	7	1.7500000000000000
6	8	1.6000000000000000	11	1.5714285000000000
7	13	1.6250000000000000	18	1.6363636363636363
8	21	1.615384615384615	29	1.6111111111111111
9	34	1.619047619047619	47	1.6206089600000000
10	55	1.617647058823529	76	1.61702.....
11	89	1.618181818181818	123	1.618421.....
12	144	1.617977528089888	199	1.617886.....
13	233	1.618055555555556	322	1.6180904.....
14	377	1.618025751072961	521	1.6180124.....
15	610	1.618037135278515	843	1.61800428.....
16	987	1.618032786885246	1,364	1.6180308.....
17	1,597	1.618034447821682	2,207	1.6180351.....
18	2,584	1.618033813400125	3,571	1.6180335.....
19	4,181	1.618034055727554	5,778	1.6180341.....
20	6,765	1.618033963166707	9,349	1.6180339.....

21	10,946	1,618033998521803	15,127	1,618034614333083
22	17,711	1.618033985017358	24,476	1,618033978977986
23	28,657	1.618033990175597	39,603	1.618033992482431
24	46,368	1.618033988205325	64,079	1,618033987324190
25	75,025	1.618033988957902	103,682	1.618033989294464
26	121,393	1.618033988670443	167,761	1.618033988541887
27	196,418	1.618033988780243	271,443	1.618033988829346
28	317,811	1.618033988738303	439,204	1.618033988719547
29	514,229	1.618033988754323	710,647	1.618033988719547
30	832,040	1,618033988748204	1,149,851	1.618033988745467
31	1,346,268	1.618033988750541	1,860,498	1.618033988751586
32	2,178,309	1.618033988749648	3,010,349	1.618033988749288
33	3,524,578	1.618033988749989	4,670,847	1.618033988750145
34	5,702,887	1.618033988749859	7,881,196	1.618033988749800
35	9,227,465	1.618033988749909	12,752,043	1.618033988749930
36	14,930,359	1,618033988749890	20,633,239	1.618033988749881
37	24,157,817	1,618033988749897	33,385,282	1.618033988749900
38	39,088,169	1,618033988749894	54,018,521	1.618033988749892
39	63,245,986	1.618033988749895	87,403,893	1.618033988749895
40	102,334,155	1,618033988749895	141,422,414	1.618033988749895

табл. 1: Фибоначи, Лукас и Фи – сравнителен анализ



фиг.7. Витрувианския човек на Леонардо да Винчи

Вижда се ясно, че докато в редицата при първите номера съотношението  $n/n-1$  при „Лукас„ е по-отдалечено от стойността на „ФИ„, то след това с нарастването на числата нещата се

поизравняват постепенно. При номер 10 двете редици са равни до третия знак, при номер 11 и двете редици се покриват с числото „ФИ„ до трети знак, като обаче проследено с по-голяма



точност, числата на Фибоначи са по близо до „ФИ„. При номер 20 се припокриват до 7-ия знак след запетайката: 1,6180339, като точността при „Лукас„ продължава да изостава, макар и след седмия знак. По-нататък към номер 40 съотношението при „Лукас„ започва да изпреварва точността на съответствие налична при „Фибоначи„.

Този факт ни навежда на идеята, че линията на „Фибоначи„ при по-малките числа е по-близо до хармонията в природата, която следва „ЗЛАТНОТО СЕЧЕНИЕ„.

Оттук и обяснението защо масово е възприета редицата на Фибоначи като еталон. На практика обаче точност до втория знак след запетаята е напълно достатъчна за нуждите на дизайна и окото едва ли би направило разлика. С други думи като извадим от употреба първите шест номера и от двете редици, където точността на съответствие към златното сечение напълно липсва излиза, че двете редици са равностойни в чисто практичен аспект, приложено като инструмент за дизайн. Следователно можем да кажем, че номерата и за двете редици от седми номер нагоре и примерно до 10 (за да не отиваме в излишно големи изчисления) са напълно удовлетворителни за нашите практични нужди. Това са съотношенията:

За Фибоначи:  $13/21$ ,  $21/34$ ,  $34/55$  и за Лукас:  $18/29$ ,  $29/47$ ,  $47/76$  при много голяма степен на точност в съответствие към златното сечение. В практиката даже се работи и с по-малка степен на съответствие, като например:

-за Фибоначи:  $3/5$ ,  $5/8$ ,  $8/13$ ;

-за Лукас:  $4/7$ ,  $7/11$ ,  $11/18$ .

Тези последните са масово ползувани, макар съответствието при тях да не е особено точно, а по-скоро подсказващо. Те се използват с предимство, понеже с малките числа по-лесно се пресмятат дължините. Вярната постановка обаче е не да се ползват толкова числата, колкото геометрични похвати за построение на златно сечение. Такива показваме на фигура 1 фигура 2.

Съществува и един по-специален аспект на проблема, който на първо гледане не касае дизайна или математиката, но е ориентиран по-скоро към историците, философите и езотериците. Това е факта, че древните хора са ни оставили артефакти и писмени източници, които

ползват числата: 4, 7, 11, 18, които не са от редицата на Фибоначи, а от тази на Лукас. Например:

- Седемвръхия светилник на народите от „Междуречието„ - числото 7;
- Всенародните легенди и сказания, в които числото 7 е повтарящо се при всеки важен случай;
- Седемте дни на седмицата;
- Седемте дни на сътворението;
- Седемте ноти на класическия музикален строй;
- Седемте цвята на спектъра, както е по теорията на сър Исак Нютон;
- Името на върховния ангел в Кабала – Тетраграматрон – числото 4;
- Четирите букви в името на Бога според Кабала – IHVH – числото 4;
- Четирите центъра на Вселената според една от последните теории на астрофизиците;
- Четирите върха на тетраедъра – основна фигура в сред „Платоновите тела„;
- 11-годишният слънчев цикъл – числото 11;
- Числото 11 като особено число в нумерологията;
- Числото 18 като особено число в системата „Тайчи„ и „Чи-гун„.

Без да можем да докажем, но и без да можем да отхвърлим, което е равностойно, допускаме възможността древните, които са ни оставили не малко данни за върховни познания в областта на математиката да са знаели за числовата поредица, известна днес като „Редица на Лукас„ и включително да са знаели, че точността на тази редица в големите номера е най-близка до „ФИ„. Допускаме, че знанията, свързани с древните религиозни доктрини са отчитали, че в един свят на по-голяма точност и по-дълбоко изследване на нещата именно числата, започващи с: 2,1,3,4,7,11,18,29,47,76,99,... са ай-близко до хармонични съотношения в Природата и затова макар и сега да използваме повече числата на Фибоначи, в древния свят са отчитали друго. При един свят на по-висока хармония и сложност съответствията са по-адекватни с прилагането на редицата на „Лукас„. Това би могло да е една подсказка защо в намерените древни артефакти са

предпочитани числата на „Лукас,, - например: 4, 7,11.

### 3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Съществен извод в областта на дизайна е факта, че двете числови редици – на Фибоначи и на Лукас са равностойни както по отношение на златното сечение, така и по отношение на една равностойна връзка помежду си.

#### References

1. **A.T.Benjamin,T.A. Carnes,B. Cloitre** (2009) Recounting the Sums of Cubes of Fibonacci Numbers . Congressus Numerantium, Proceedings of the Eleventh International Conference on Fibonacci Numbers and their Applications, William Webb (ed.), Vol 194, pp. 45-51, 2009.
2. **Ball Keit M.**(2003),,8:Fibonacci Rabbit Fevisited. Strange Curves Country Rabbits and Other Mathematical Explorations, Princeton University Press.
3. **C Long** The Decimal Expansion Of  $1/89$  And Related Results Fibonacci Quarterly 19 (1985)pages 53-55
- 4 **D E Knuth** The Art of Computer Programming: Vol 1 Fundamental Algorithms hardback, Addison- Wesley third edition (1997)
5. **F T Howard** (2003) "The Sum of the Squares of Two Generalized Fibonacci Numbers" FQ vol 41 pages 80-84.
6. **G.E.Bergum and V.E.Hoggatt** (1975) Jr. Sums and Products for Recurring Sequences, Fib Q 13 (1975), pages 115-120
7. **Glaister P.** (1995) „Fibonacci power series, The mathematical Gazette 79 (486, 521).
8. **Hazawinkel, Michel** (2001), „Fibonacci numbers. Encyclopedia of Mathematics, Springer.
9. **Fairgrieve and Gould** (2005) Product Difference Fibonacci Identities of Simson, Gelin-Cesáro, Tagiuri and Generalizations. S Fairgrieve and H W Gould, The Fibonacci Quarterly 43 (2005), 137-141.
10. **H.W.Gould** (1977) A Fibonacci Formula of Lucas and its Subsequent Manifestations and Rediscoveries , Fibonacci Quarterly vol 15 (1977) pages 25-29
11. **L E Dickson** History of the Theory of Numbers: Vol 1 Divisibility and Primality
12. **Lukas Edward** (1891), Theorie des nombres 1, Gautier-Villars
13. **Lucas E**, "Théorie des Fonctions Numériques Simplement Périodiques" in American Journal of Mathematics vol 1 (1878) pages 184-240 and 289-321.Reprinted as The Theory of Simply Periodic Functions, the Fibonacci Association, 1969.
14. **R A Dunlap**, The Golden Ratio and Fibonacci Numbers World Scientific Press, 1997, 162 pages.
15. **R L Graham, D E Knuth**, O Patashnik Concrete Mathematics Second Edition (1994), hardback, Addison-Wesley.
16. **R.H.Hudson, C.F. Winans** (1981) A Complete Characterization of the Decimal Fractions That Can Be Represented as  $\sum 10^k(a + 1)F_{ai}$  , where  $F_{ai}$  is the  $i$ th Fibonacci Number The Fibonacci Quarterly 19, no. 5 (1981) pages 414-421.
17. **R.H.Hudson and C.F. Winans** (1981) A Complete Characterization Of B-Power Fractions That Can Be Represented As Series Of General N-Bonacci Numbers J-Z Lee, J-S Lee Fibonacci Quarterly 25 (1987) pages 72-75.I J Good Complex Fibonacci And Lucas Numbers, Continued Fractions, And The Square Root Of The Golden Ratio, Fib Q 31 (1993) p. 7-19
18. R Johnson (Durham university) has an excellent web page on the power of matrix methods to establish many Fibonacci formula with ease (but it does rely on at least undergraduate level matrix mathematics). See the Matrix methods for Fibonacci and Related Sequences link to a Postscript and PDF version on his Fibonacci Resources web page. The latest version (Nov 12, 2004) contains an appendix showing how formulae developed in Johnson's paper can prove almost all the identities here in my table above.
19. **R S Melham** (1999) "Families of Identities Involving Sums of Powers of the Fibonacci and Lucas Numbers" FQ vol 37, pages 315-319.
20. **R S Melham** (2011), On Product Difference Fibonacci Identities Article A10, Integers, vol 11 Ohtsuka and Nakamura (2010) A New Formula For The Sum Of The Sixth Powers Of Fibonacci Numbers Congressus Numerantium Vol. 201 (2010), Proceedings of the Thirteenth Conference on Fibonacci Numbers and their Applications , pp.297-300.
21. **S Rabinowitz** "Algorithmic Manipulation of Fibonacci Identities" in Applications of Fibonacci Numbers: Proceedings of the Sixth International Research Conference on Fibonacci Numbers and their Applications, editors G E Bergum, A N Philippou, A F Horodam; Kluwer Academic (1996), pages 389 - 408. 22.
22. **Ron Knutt**, The Fibonacci numbers, UK Survey ( 300 formules)
23. **S Vajda**, Fibonacci and Lucas numbers, and the Golden Section: Theory and Applications, Dover Press (2008).
24. **T Koshy** Fibonacci and Lucas Numbers with Applications, Wiley-Interscience, 2001, 648 pages. Long (1981)
25. **V E Hoggatt Jr** "Fibonacci and Lucas Numbers" published by The Fibonacci Association, 1969 (Houghton Mifflin).
26. **V.E.Hoggatt** and D.A.Lind (1969) Compositions and Fibonacci Numbers, The Fibonacci Quarterly, Vol. 7, No. 3 (Oct., 1969), pp. 253-266.

27. Images for golden section, 12.2013 www. google.bg

## LUKAS SEQUENCE AND GOLDEN RATIO

**Lachezar GRIGOROW**

Fundamentals of design department, Technical University - Sofia, Bulgaria

e-mail: [madra\\_horn@abv.bg](mailto:madra_horn@abv.bg).

**Abstract:** In our time, the designers used the numbers from the Fibonacci sequence for the application of the golden ratio in the design, and also for the illustration of the phenomenon of the proportions in the živta countryside. The people of the ancient world, however, are used for the same purpose, the other numbers – numbers like 4, 7, 11, ..., which is evidenced by the number of uncovered artifacts. For example: the seven days of the week, 7-pics of Sumerian oil lamp, the seven notes of the classic music formation, the four archangels salvation, tetragramatron, 4-letter-name of God, the eleven years of the solar cycle, and others. The numbers: 4, 7, 11, are from the number sequence on the Lucas and in this summary we will show that this number has no less right to annex in the ranks of the designers and nature-explorers in connection with the application of the golden ratio. For example, the ratios between 20 and 19 article covered with the golden ratio to the seventh sign after comma for both number sequence, when 40-tht – to -15 signafter „0,, and the more you grow, the more the number improves the precision of the matching indicator.

**Keywords:** Fibonacci sequence, Lukas sequence, golden ratio, Phi.



## ЛИНЕАРИЗИРАН МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА ПОМПЕН АГРЕГАТ СЪС СВОБОДНО-ЦИЛИНДРОВ СТИРЛИНГОВ ДВИГАТЕЛ

Вълъо НИКОЛОВ

катедра „Транспортна и авиационна техника и технологии”,  
Технически университет - София, филиал Пловдив, България,  
e-mail: [vnikolov@tu-plovdiv.bg](mailto:vnikolov@tu-plovdiv.bg)

**Резюме:** В тази статия е представен създаденият линеаризиран математичен модел на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател, представляващ сложна термо-газо-хидро-механична система, разглеждан като съвкупност от камери с постоянни или променливи обеми, и връзки между съседните камери, представляващи постоянни или променливи дросели или клапани. Той е изграден на базата на създадения механико-математичен модел на агрегата, съдържащ 14 променливи на състоянието, които са определени чрез диференциалните уравнения на движение на цилиндъра, преместващото бутало и работното бутало и производните на налягането и температурата в нагриваната разширителна камера, регенераторната камера, охлаждащата съгъстителна камера и вътрешната буферна камера на свободно-цилиндровия Стирлингов двигател. Представени са получените формули за изчисляване на елементите на матриците на състоянието и управлението на помпения агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател. Създаденият линеаризиран математичен модел на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател е приложен за параметричен анализ и синтез на изделия от този клас.

**Ключови думи:** Математичен модел, помпен агрегат, свободно-цилиндров Стирлингов двигател.

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Принципната схема на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател е представена в [1, 2, 4, 5, 6].

Приети са следните означения и размерности на основните величини на помпения агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател [2, 3]:

номер на елемент -  $i=1, \dots, VI$ ;

номер на камера -  $j=1, \dots, 6$ ;

коэффициент на дебита (разхода) на свързващия канал -  $\mu_{ij}$ ;

статична деформация на пружината -  $\rho_i$ , [m];

преместване и скорост на  $i$ -тия подвижен елемент -  $x_i$ , [m],  $v_i$ , [m/s];

площ на  $i$ -тия подвижен елемент в  $j$ -тата камера -  $F_{ij}$ , [m<sup>2</sup>];

площ на напречното сечение на свързващия канал -  $F_{ji}$ , [m<sup>2</sup>];

вътрешна топлообменна повърхност на  $j$ -тата камера -  $F_{Cj}$ , [m<sup>2</sup>];

обем на  $j$ -тата камера -  $V_j$ , [m<sup>3</sup>];

земно ускорение -  $g$ , [m/s<sup>2</sup>];

маса на  $i$ -тия подвижен елемент -  $m_i$ , [kg];

маса на газа в  $j$ -тата камера -  $m_j$ , [kg];

масов дебит и разход на газ на  $j$ -тата камера -  $G_{ji}$ ,  $G_j$ , [kg/s];

плътност на флуида в  $j$ -тата камера -  $\rho_j$ , [kg/m<sup>3</sup>];  
коэффициент на еластичност на пружината -  $c_i$ , [N/m];

коэффициент на триене между елементите -  $f_{ie}$ , [Ns/m];

налягане в  $j$ -тата камера -  $p_j$ , [N/m<sup>2</sup>];

атмосферно налягане -  $p_a$ , [N/m<sup>2</sup>];

температура на газа в  $j$ -тата камера -  $T_j$ , [K];

температура на вътрешната стена на  $j$ -тата камера -  $T_{Cj}$ , [K];

газова константа за  $j$ -тата камера -  $R_j$ , [J/kgK];

коэффициент на топлопредаване между газа и стената -  $\alpha_j$ , [J/m<sup>2</sup>sK].

За решаване на задачи, свързани с параметричния анализ и синтез на помпени агрегати със свободно-цилиндров Стирлингов двигател е необходимо изграждането на техен линеаризиран математичен модел.

### 2. ЛИНЕАРИЗИРАН МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ

Основа за създаване на линеаризиран математичен модел на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател е системата от нелинейни диференциални уравнения, представени в [2].

Динамиката на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател може да се представи във функция на времето като система диференциални уравнения от първи ред в нормална форма на Коши [3]:

$$\begin{aligned} \dot{X}(t) &= AX(t) + BU(t); \\ Y(t) &= CX(t), \end{aligned} \quad (1)$$

където  $A$  е матрица на състоянието,  $B$  – на управлението и  $C$  – на връзките между наблюдаваните величини и фазовите координати.

За вектора на състоянието, съдържащ фазовите координати, може да се запише

$$X^T(t) = [T_1 \ p_1 \ T_2 \ p_2 \ T_3 \ p_3 \ T_4 \ p_4 \ v_1 \ v_2 \ v_3 \ x_1 \ x_2 \ x_3] \quad (2)$$

а за вектора на управляващите величини -

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{19} & a_{110} & 0 & a_{112} & a_{113} & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{29} & a_{210} & 0 & a_{212} & a_{213} & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{53} & a_{54} & a_{55} & a_{56} & 0 & 0 & a_{59} & a_{510} & a_{511} & a_{512} & a_{513} & a_{514} \\ 0 & 0 & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} & 0 & 0 & a_{69} & a_{610} & a_{611} & a_{612} & a_{613} & a_{614} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{77} & a_{78} & 0 & a_{710} & a_{711} & 0 & a_{713} & a_{714} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{87} & a_{88} & 0 & a_{810} & a_{811} & 0 & a_{813} & a_{814} \\ 0 & a_{92} & 0 & 0 & 0 & a_{96} & 0 & 0 & a_{99} & a_{910} & a_{911} & a_{912} & 0 & a_{914} \\ 0 & a_{102} & 0 & 0 & 0 & a_{106} & 0 & a_{108} & a_{109} & a_{1010} & a_{1011} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{116} & 0 & a_{118} & a_{119} & a_{1110} & a_{1111} & a_{1112} & 0 & a_{1114} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Елементите от първите два реда на матрицата на състоянието  $A$  се изчисляват по формулите:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{\partial \dot{T}_1}{\partial T_1} = \frac{1}{p_{10} (V_{10} + F_{11}x_{10} + F_{11}x_{10})}; \\ &\cdot \left\{ k_0 \mu_{12} F_{12} \sqrt{R} \left[ \sqrt{T_{20}} \left( k - \frac{2T_{10}}{T_{20}} \right) p_{20} Y_{12} - \right. \right. \\ &- 1,5 \sqrt{T_{10}} (k-1) p_{10} Y_{21} \left. \right] + \\ &+ (k-1) \alpha_1 F_{C1} (T_{C10} - 2T_{10}) \left. \right\}; \end{aligned}$$

$$U^T(t) = [T_{C1} \ p_5 \ p_6]. \quad (3)$$

Елементите на матриците на състоянието и управлението се определят чрез развитие на десните части на нелинейните диференциални уравнения в ред на Тейлор, като членовете от втори и по-висок ред се пренебрегват, а тези от първи ред представляват частните производни спрямо променливите на състоянието и на управлението.

### 3. МАТРИЦА НА СЪСТОЯНИЕТО

Матрицата  $A$ , дефинираща състоянието на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател при работа на установени режими, има вида

$$\begin{aligned} a_{12} &= \frac{\partial \dot{T}_1}{\partial p_1} = \frac{k_0 \mu_{12} F_{12} T_{10} \sqrt{R}}{V_{10} + F_{11}x_{10} + F_{11}x_{10}}; \\ &\cdot \left[ \sqrt{T_{20}} \left( k - \frac{T_{10}}{T_{20}} \right) \frac{p_{20}}{p_{10}^2} \left( p_{10} \frac{\partial Y_{12}}{\partial p_1} - Y_{12} \right) - \right. \\ &\left. - \sqrt{T_{10}} (k-1) \frac{\partial Y_{21}}{\partial p_1} \right]; \end{aligned}$$

$$a_{13} = \frac{\partial \dot{T}_1}{\partial T_2} = \frac{k_0 \mu_{12} F_{12} T_{10} P_{20} Y_{12}}{2 p_{10} (V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0})} \cdot \frac{\sqrt{R}}{\sqrt{T_{20}}} \left( k + \frac{T_{10}}{T_{20}} \right);$$

$$a_{14} = \frac{\partial \dot{T}_1}{\partial p_2} = \frac{k_0 \mu_{12} F_{12} T_{10} \sqrt{R}}{p_{10} (V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0})} \cdot \left[ \sqrt{T_{20}} \left( k - \frac{T_{10}}{T_{20}} \right) \left( Y_{12} + p_{20} \frac{\partial Y_{12}}{\partial p_2} \right) - \sqrt{T_{10}} (k-1) p_{10} \frac{\partial Y_{21}}{\partial p_2} \right];$$

$$a_{19} = \frac{\partial \dot{T}_1}{\partial v_I} = \frac{(1-k) F_{I1} T_{10}}{V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0}};$$

$$a_{110} = \frac{\partial \dot{T}_1}{\partial v_{II}} = \frac{(1-k) F_{II1} T_{10}}{V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0}};$$

$$a_{112} = \frac{\partial \dot{T}_1}{\partial x_I} = \frac{-F_{I1} T_{10}}{p_{10} (V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0})^2} \cdot \left\{ k_0 \mu_{12} F_{12} \sqrt{R} \left[ \sqrt{T_{20}} \left( k - \frac{T_{10}}{T_{20}} \right) p_{20} Y_{12} - \sqrt{T_{10}} (k-1) p_{10} Y_{21} \right] + (k-1) \left[ \alpha_1 F_{C1} (T_{C10} - T_{10}) - p_{10} (F_{I1} v_{I0} + F_{II1} v_{II0}) \right] \right\};$$

$$a_{113} = \frac{\partial \dot{T}_1}{\partial x_{II}} = \frac{-F_{II1} T_{10}}{p_{10} (V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0})^2} \cdot \left\{ k_0 \mu_{12} F_{12} \sqrt{R} \left[ \sqrt{T_{20}} \left( k - \frac{T_{10}}{T_{20}} \right) p_{20} Y_{12} - \sqrt{T_{10}} (k-1) p_{10} Y_{21} \right] + (k-1) \left[ \alpha_1 F_{C1} (T_{C10} - T_{10}) - p_{10} (F_{I1} v_{I0} + F_{II1} v_{II0}) \right] \right\};$$

$$a_{21} = \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial T_1} = \frac{-k}{V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0}} \cdot \left( \frac{k_0 \mu_{12} F_{12} p_{10} Y_{21} \sqrt{R}}{2 \sqrt{T_{10}}} + n_7 \alpha_1 F_{C1} \right);$$

$$a_{23} = \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial T_2} = \frac{k k_0 \mu_{12} F_{12} p_{20} Y_{12} \sqrt{R}}{2 (V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0}) \sqrt{T_{20}}};$$

$$a_{24} = \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial p_2} = \frac{k k_0 \mu_{12} F_{12} \sqrt{R}}{V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0}} \cdot \left[ \sqrt{T_{20}} \left( Y_{12} + p_{20} \frac{\partial Y_{12}}{\partial p_2} \right) - \sqrt{T_{10}} p_{10} \frac{\partial Y_{21}}{\partial p_2} \right];$$

$$a_{22} = \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial p_1} = \frac{k}{V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0}} \cdot \left\{ k_0 \mu_{12} F_{12} \sqrt{R} \left[ \sqrt{T_{20}} p_{20} \frac{\partial Y_{12}}{\partial p_1} - \sqrt{T_{10}} \left( Y_{21} + p_{10} \frac{\partial Y_{21}}{\partial p_1} \right) \right] - (F_{I1} v_{I0} + F_{II1} v_{II0}) \right\};$$

$$a_{29} = \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial v_I} = \frac{-k F_{I1} p_{10}}{V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0}};$$

$$a_{210} = \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial v_{II}} = \frac{-k F_{II1} p_{10}}{V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0}};$$

$$a_{212} = \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial x_I} = \frac{-k F_{I1}}{(V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0})^2} \cdot \left[ k_0 \mu_{12} F_{12} \sqrt{R} \left( \sqrt{T_{20}} p_{20} Y_{12} - \sqrt{T_{10}} p_{10} Y_{21} \right) - p_{10} (F_{I1} v_{I0} + F_{II1} v_{II0}) + n_7 \alpha_1 F_{C1} (T_{C10} - T_{10}) \right];$$

$$a_{213} = \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial x_{II}} = \frac{-k F_{II1}}{(V_{10} + F_{I1} x_{I0} + F_{II1} x_{II0})^2} \cdot \left[ k_0 \mu_{12} F_{12} \sqrt{R} \left( \sqrt{T_{20}} p_{20} Y_{12} - \sqrt{T_{10}} p_{10} Y_{21} \right) - p_{10} (F_{I1} v_{I0} + F_{II1} v_{II0}) + n_7 \alpha_1 F_{C1} (T_{C10} - T_{10}) \right];$$

където

$$k_0 = \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$n_7 = \frac{k-1}{k}.$$

Получените формули за елементите на матрицата на състоянието, формиращи измененията на температурите и наляганията в останалите камери на свободно-цилиндровия Стирлингов двигател имат структурата на горепредставените, отнасящи се за първата камера, поради което не са представени.

Коефициентите, участващи в линеаризирани-те диференциални уравнения на движение на елементите и разположени в матрицата на състоянието на редове 9, 10 и 11, се изчисляват по формулите:

$$\begin{aligned}
 a_{92} &= \frac{\partial \dot{v}_I}{\partial p_1} = \frac{F_{I1}}{m_I}; \\
 a_{96} &= \frac{\partial \dot{v}_I}{\partial p_3} = \frac{F_{I3}}{m_I}; \\
 a_{99} &= \frac{\partial \dot{v}_I}{\partial v_I} = \frac{-(f_g + f_{I,III})}{m_I}; \\
 a_{910} &= \frac{\partial \dot{v}_I}{\partial v_{II}} = \frac{-f_g}{m_I}; \\
 a_{911} &= \frac{\partial \dot{v}_I}{\partial v_{III}} = \frac{-f_{I,III}}{m_I}; \\
 a_{912} &= \frac{\partial \dot{v}_I}{\partial x_I} = \frac{-(c_V + c_{VI})}{m_I}; \\
 a_{914} &= \frac{\partial \dot{v}_I}{\partial x_{III}} = \frac{-c_V}{m_I}; \\
 a_{102} &= \frac{\partial \dot{v}_{II}}{\partial p_1} = \frac{F_{II1}}{m_{II}}; \\
 a_{106} &= \frac{\partial \dot{v}_{II}}{\partial p_3} = \frac{-F_{II3}}{m_{II}}; \\
 a_{108} &= \frac{\partial \dot{v}_{II}}{\partial p_4} = \frac{-F_{II4}}{m_{II}}; \\
 a_{109} &= \frac{\partial \dot{v}_{II}}{\partial v_I} = \frac{-f_g}{m_{II}}; \\
 a_{1010} &= \frac{\partial \dot{v}_{II}}{\partial v_{II}} = \frac{-(f_g + f_{II,III})}{m_{II}}; \\
 a_{1011} &= \frac{\partial \dot{v}_{II}}{\partial v_{III}} = \frac{f_{II,III}}{m_{II}}; \\
 a_{116} &= \frac{\partial \dot{v}_{III}}{\partial p_3} = \frac{F_{III3}}{m_{III}}; \\
 a_{118} &= \frac{\partial \dot{v}_{III}}{\partial p_4} = \frac{F_{III4}}{m_{III}}; \\
 a_{119} &= \frac{\partial \dot{v}_{III}}{\partial v_I} = \frac{-f_{I,III}}{m_{III}};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a_{1110} &= \frac{\partial \dot{v}_{III}}{\partial v_{II}} = \frac{f_{II,III}}{m_{III}}; \\
 a_{1111} &= \frac{\partial \dot{v}_{III}}{\partial v_{III}} = \frac{-(f_{I,III} + f_{II,III})}{m_{III}}; \\
 a_{1112} &= \frac{\partial \dot{v}_{III}}{\partial x_I} = \frac{-c_V}{m_{III}}; \\
 a_{1114} &= \frac{\partial \dot{v}_{III}}{\partial x_{III}} = \frac{-c_V}{m_{III}};
 \end{aligned}$$

### 3. МАТРИЦА НА УПРАВЛЕНИЕТО

Матрицата на управлението на помпения агрегат със свободно-цилиндричов Стирлингов двигател има вида

$$\mathbf{B}^T = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{21} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{52} & b_{62} & b_{72} & b_{82} & b_{92} & 0 & b_{112} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{93} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

чийто коефициенти се изчисляват по изразите:

$$\begin{aligned}
 b_{11} &= \frac{\partial \dot{T}_1}{\partial T_{C1}} = \frac{(k-1)\alpha_1 F_{C1} T_{10}}{p_{10}(V_{10} + F_{I1}x_{I0} + F_{II1}x_{II0})}; \\
 b_{21} &= \frac{\partial \dot{p}_1}{\partial T_{C1}} = \frac{kn_7 \alpha_1 F_{C1}}{V_{10} + F_{I1}x_{I0} + F_{II1}x_{II0}}; \\
 b_{52} &= \frac{\partial \dot{T}_3}{\partial p_5} = \frac{k_0 \mu_{35} F_{35} T_{30} \sqrt{R}}{p_{30}(V_{30} + F_{I3}x_{I0} - F_{II3}x_{II0} + F_{III3}x_{III0})} \cdot \\
 &\quad \cdot \left[ \sqrt{T_{50}} \left( k - \frac{T_{30}}{T_{50}} \right) \left( Y_{35} + p_{50} \frac{\partial Y_{35}}{\partial p_5} \right) - \right. \\
 &\quad \left. - \sqrt{T_{30}} (k-1) p_{30} \frac{\partial Y_{53}}{\partial p_5} \right]; \\
 b_{62} &= \frac{\partial \dot{p}_3}{\partial p_5} = \frac{kk_0 \mu_{35} F_{35} \sqrt{R}}{V_{30} + F_{I3}x_{I0} - F_{II3}x_{II0} + F_{III3}x_{III0}} \cdot \\
 &\quad \cdot \left[ \sqrt{T_{50}} \left( Y_{35} + p_{50} \frac{\partial Y_{35}}{\partial p_5} \right) - \sqrt{T_{30}} p_{30} \frac{\partial Y_{53}}{\partial p_5} \right];
 \end{aligned}$$



$$b_{72} = \frac{\partial \dot{T}_4}{\partial p_5} = \frac{k_0 \mu_{45} F_{45} T_{40} \sqrt{R}}{V_{40} - F_{II4} (x_{II0} - x_{III0})} \cdot \left[ \sqrt{T_{50}} \left( k - \frac{T_{40}}{T_{50}} \right) \left( Y_{45} + p_{50} \frac{\partial Y_{45}}{\partial p_5} \right) - \sqrt{T_{40}} (k-1) p_{40} \frac{\partial Y_{54}}{\partial p_5} \right];$$

$$b_{82} = \frac{\partial \dot{p}_4}{\partial p_5} = \frac{kk_0 \mu_{45} F_{45} \sqrt{R}}{V_{40} - F_{II4} (x_{II0} - x_{III0})} \cdot \left[ \sqrt{T_{50}} \left( Y_{45} + p_{50} \frac{\partial Y_{45}}{\partial p_5} \right) - \sqrt{T_{40}} p_{40} \frac{\partial Y_{54}}{\partial p_5} \right];$$

$$b_{92} = \frac{\partial \dot{v}_I}{\partial p_5} = \frac{-F_{I5}}{m_I};$$

$$b_{112} = \frac{\partial \dot{v}_{III}}{\partial p_5} = \frac{-F_{III5}}{m_I};$$

$$b_{93} = \frac{\partial \dot{v}_I}{\partial p_6} = \frac{F_{I6}}{m_I}.$$

В приложените по-горе формули за изчисляване на някои от елементите на матриците на състоянието и на управлението на помпения агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател участват разходните функции и техните частни производни, които се определят по изразите:

$$Y_{mn} = Y \left( \frac{p_m}{p_n} \right) = \frac{1}{k_0} \sqrt{\frac{2\kappa}{k-1}} \sqrt{\left( \frac{p_m}{p_n} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{p_m}{p_n} \right)^{(k+1)/\kappa}};$$

$$\frac{\partial Y_{mn}}{\partial p_m} = \frac{k_1 \left( \frac{2p_{m0}^{(2-k)/k}}{kp_{n0}^{2/k}} - \frac{(k+1)p_{m0}^{1/k}}{kp_{n0}^{(k+1)/k}} \right)}{2 \sqrt{\left( \frac{p_{m0}}{p_{n0}} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{p_{m0}}{p_{n0}} \right)^{(k+1)/\kappa}}};$$

$$\frac{\partial Y_{nm}}{\partial p_n} = \frac{k_1 \left( \frac{2p_{n0}^{(2-k)/k}}{kp_{m0}^{2/k}} - \frac{(k+1)p_{n0}^{1/k}}{kp_{m0}^{(k+1)/k}} \right)}{2 \sqrt{\left( \frac{p_{n0}}{p_{m0}} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{p_{n0}}{p_{m0}} \right)^{(k+1)/\kappa}}};$$

$$\frac{\partial Y_{mn}}{\partial p_n} = \frac{k_1 \left( \frac{-2p_{m0}^{2/k}}{kp_{n0}^{(2+k)/k}} + \frac{(k+1)p_{m0}^{(k+1)/k}}{kp_{n0}^{(2k+1)/k}} \right)}{2 \sqrt{\left( \frac{p_{m0}}{p_{n0}} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{p_{m0}}{p_{n0}} \right)^{(k+1)/\kappa}}};$$

$$\frac{\partial Y_{nm}}{\partial p_m} = \frac{k_1 \left( \frac{-2p_{n0}^{2/k}}{kp_{m0}^{(2+k)/k}} + \frac{(k+1)p_{n0}^{(k+1)/k}}{kp_{m0}^{(2k+1)/k}} \right)}{2 \sqrt{\left( \frac{p_{n0}}{p_{m0}} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{p_{n0}}{p_{m0}} \right)^{(k+1)/\kappa}}};$$

където

$$k_1 = \frac{1}{k_0} \sqrt{\frac{2\kappa}{k-1}}.$$

#### 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Създаден е линеаризиран математичен модел на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател, представляващ сложна термо-газо-хидро-механична система, разглеждан като съвкупност от камери с постоянни или променливи обеми, и връзки между съседните камери, представляващи постоянни или променливи дросели или клапани. Той е изграден на базата на създадения механо-математичен модел на агрегата, съдържащ 14 променливи на състоянието, които са определени чрез диференциалните уравнения на движение на цилиндъра, преместващото бутало и работното бутало и производните на налягането и температурата в нагриваната разширителна камера, регенераторната камера, охлаждащата съгъстителна камера и вътрешната буферна камера на свободно-цилиндровия Стирлингов двигател. Представени са получените формули за изчисляване на елементите на матриците на състоянието и управлението на помпения агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател.

Създаденият линеаризиран математичен модел на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател е приложим за параметричен анализ и синтез на изделия от този клас.

#### Литература

1. **Николов В.** Динамика на свободно-цилиндрови Стирлингови двигатели. Научно списание "Механика на машините", 1998, год. VI, кн. 3, бр. 23, стр. 58-62.

2. **Николов В.** Механо-математичен модел на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател. Българско списание за инженерно проектиране, ТУ-София, брой 20, октомври 2013, стр. 59-63.
3. **Николов В., Илиев И.** Линеаризиран математичен модел на свободно-цилиндров Стирлингов двигател. Научно списание "Механика на машините", 1999, год. VII, кн. 3, бр. 28, стр. 113-117.
4. **Beale W.** Stirling Cycle Type Thermal Device. US Patent Re.30 176, 1979.
5. **Urieli I., Berchowitz D.** Stirling Cycle Engine Analysis. Adam Hilger Ltd, Bristol, 1984.
6. **Walker G.** Stirling Engines. Oxford University Press, Oxford, 1980.

## **LINEARIZED MATHEMATICAL MODEL OF PUMP UNIT WITH FREE-CYLINDER STIRLING ENGINE**

**Valyo NIKOLOV**

Department of Transport and Aviation Equipment and Technologies, Technical University-Sofia, branch Plovdiv, Bulgaria  
e-mail: [vnikolov@tu-plovdiv.bg](mailto:vnikolov@tu-plovdiv.bg)

**Abstract:** This article presents a created linearized mathematical model of pump unit with free-cylinder Stirling engine, this unit represents a complex thermo-gas-hydro mechanical system, viewed as a set of chambers with fixed or variable volumes and relations between the neighboring chambers, that represent permanent or variable chokes or valves. The linearized mathematical model is built according to the established mechanical-mathematical model of the unit, containing 14 state variables, that are defined by the differential equations of motion of the cylinder, displacement piston and power piston and the derivatives of the pressure and temperature in a heated expansion chamber, regenerator chamber, cooling thickening chamber and internal buffer chamber of the free-cylinder Stirling engine. Here are presented the resulting formulas for calculating the elements of the matrices of the state and the control of the pump unit with free-cylinder Stirling engine. The thus created linearized mathematical model of the pump unit with free-cylinder Stirling engine is applicable for parametric analysis and synthesis of devices of this class.

**Keywords:** Mathematical model, pump unit, free-cylinder Stirling engine.

## СИМУЛАЦИОНЕН МОДЕЛ НА ПОМПЕН АГРЕГАТ СЪС СВОБОДНО-ЦИЛИНДРОВ СТИРЛИНГОВ ДВИГАТЕЛ

**Вълъо НИКОЛОВ**

катедра „Транспортна и авиационна техника и технологии”,  
Технически университет - София, филиал Пловдив, България,  
e-mail: [vnikolov@tu-plovdiv.bg](mailto:vnikolov@tu-plovdiv.bg)

**Резюме:** В тази статия е представен създаденият компютърен симулационен модел със Simulink в средата на MATLAB за изследване на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател, представляващ сложна термо-газо-хидро-механична система, разглеждан като съвкупност от камери с постоянни или променливи обеми, и връзки между съседните камери, представляващи постоянни или променливи дросели или клапани. Той е изграден на базата на създадения математичен модел на агрегата, съдържащ 14 променливи на състоянието, които са определени чрез диференциалните уравнения на движение на цилиндъра, преместващото бутало и работното бутало и производните на налягането и температурата в нагриваната разширителна камера, регенераторната камера, охлаждащата съгъстителна камера и вътрешната буферна камера на свободно-цилиндровия Стирлингов двигател. Представени са подсистемите на симулационния модел и получените резултати от числените експерименти, с които са построени фазовите портрети на движението на цилиндъра, преместващото бутало и работното бутало на свободно-цилиндровия Стирлингов двигател.

**Ключови думи:** Симулационен модел, помпен агрегат, свободно-цилиндров Стирлингов двигател.

### 1. УВОД

Помпените агрегати със свободно-цилиндров Стирлингов двигател (СЦСД) се отличават с редица ценни качества, по-важните от които са: автономност по отношение на вида на топлинния източник на енергия; херметично изпълнение на конструкцията; сравнително проста конструкция; директно предаване на енергията към флуида чрез работния цилиндър на двигателя; продължителен ресурс [4, 5, 6].

Те могат да намерят приложение, както в бордови и наземни циркулационни системи, така и в иригационни такива.

Създаването на агрегат може да бъде извършено или с голям брой натурни експерименти, или с компютърно симулиране на процесите, протичащи в системите. Първият вариант е свързан с големи материални и финансови разходи, и не може да обхване цялото многообразие от технически решения, поради което се налага изграждането на компютърен модел на агрегата.

Компютърната симулация е най-ефективното средство за изучаване на явленията в динамичните системи, особено когато работата на системата е свързана с реализацията на нелинейни самовъзбуждащи се трептения (автоколебания),

които са в основата на функциониране на свободно-цилиндровите Стирлингови двигатели [1, 3].

Помпените агрегати със СЦСД представляват сложна термо-газо-механична система, каквато е двигателят, с хидромеханична - помпата.

Помпният агрегат, при неговото моделиране, може да бъде разглеждан като съвкупност от камери с постоянни или променливи обеми, и връзки между съседните камери, представляващи постоянни или променливи дросели или клапани.

От физична гледна точка, математичното описание на СЦСД, може да бъде разделено на следните подсистеми [1, 2]:

1) Механична система с три степени на свобода, като движенията на елементите и се описват чрез система от три нелинейни диференциални уравнения от втори ред, получени чрез прилагане на основното уравнение на динамиката.

2) Термодинамична система, описваща процесите, които протичат в свързаните камери. Прилагайки уравненията на енергийния баланс и на състоянието на газа в диференциална форма, за всяка от камерите са получени диференциалните уравнения на наляганята и температурите. В тях са заместени функциите на газообмена, на обемите и на техните производни.

3) Термична система, описваща топлообменните процеси, от една страна между газа и стените на камерите, и от друга - между стените и външната среда.

4) Хидромеханична система, описваща процесите в буталната помпа, както и в нейните смукателна и нагнетателна части.

Принципната конструктивна схема на помпен агрегат със СЦСД и създаденият негов механико-математичен модел са представени в [2].

## 2. ТЕХНОЛОГИЯ НА ИЗГРАЖДАНЕ НА СИМУЛАЦИОННИЯ МОДЕЛ

Интегрирането на системата от получените диференциални уравнения се извършва с продукта Simulink в средата на MATLAB, като се използват напълно възможностите за формализация.

Тъй като системата е с множество кръстосани връзки между отделните камери, приема се за целесъобразно описанията на всички подсистеми да бъдат групирани за всяка камера поотделно, като връзките между камерите да бъдат оформени във вид на входни и изходни портове [3].

За по-голяма ефективност на работата по изследване на процесите в двигателя се работи с три прозореца:

1) Matlab Editor/Debugger, където се присвояват стойности на параметрите и се извършват някои предварителни изчисления;

2) Simulink, където в параметрична форма е построен симулационния модел;

3) Matlab Workspace, където се стартира текстовият файл от Matlab Editor / Debugger и се визуализират резултатите от симулациите, използвайки опциите на plot.

Със средствата на Simulink са изградени симулационни модели в следната последователност:

а) фиксират се  $n$  на брой блока Integrator ( $n$  ред на системата диференциални уравнения);

б) десните части на функциите на производните се явяват вход за интеграторите и се задават със блока Fcn;

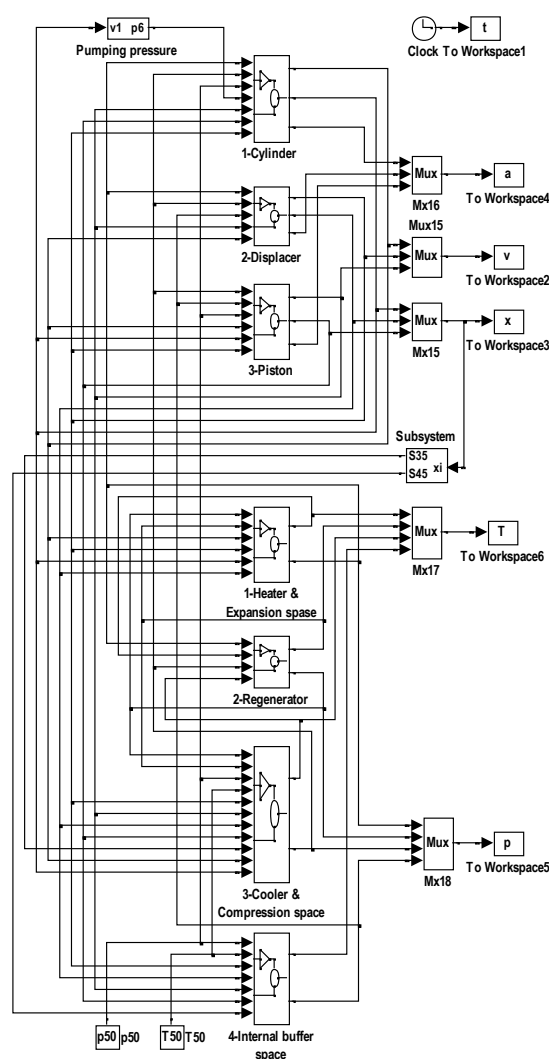
в) със блока Mux се създава векторът на променливите, които влизат в десните части на функциите на производните - това са фазовите

координати на системата и газодинамичните функции;

г) газодинамичната функция се изчислява по формулата на Сен Венан - Венцел;

д) разполагат се блоковете, симулиращи функционалните ограничения - максимално преместване, нулиране на скоростта при достигане на крайно положение и др.;

е) визуализацията на резултатите се извършва в работното пространство на MATLAB с помощта на блока To Workspace.

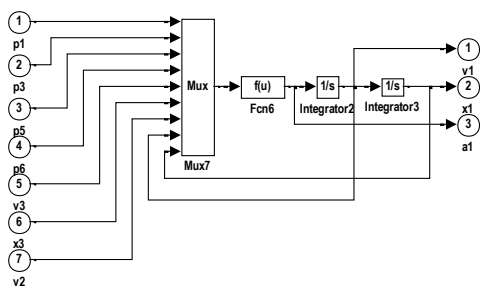


фиг.1 Симулационен модел на помпения агрегат

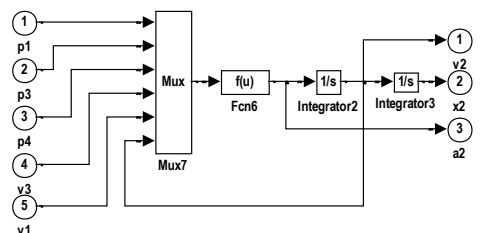
## 3. СИМУЛАЦИОНЕН МОДЕЛ

Структурната схема на създадения симулационен модел на помпения агрегат е показана на фиг. 1.

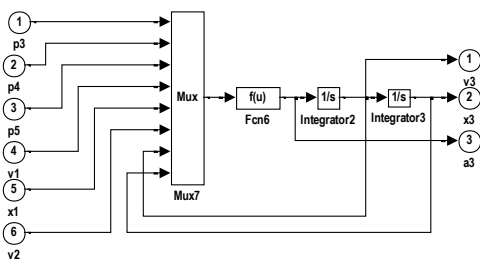
От диференциалните уравнения на движение на цилиндъра, преместващото бутало и работното бутало са определени функциите на техните ускорения, които се изчисляват и двукратно интегрират в подсистемите на симулационния модел, представени на фиг. 2, 3 и 4.



фиг.2 Подсистема за изчисляване на кинематичните параметри на цилиндъра



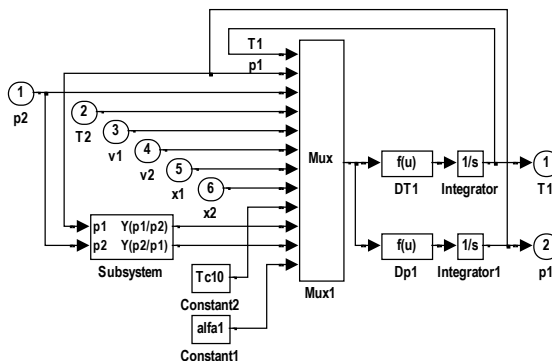
фиг.3 Подсистема за изчисляване на кинематичните параметри на преместващото бутало



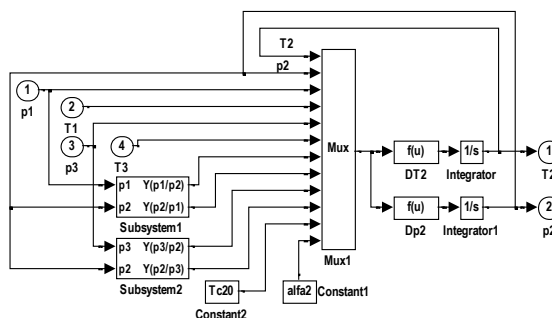
фиг.4 Подсистема за изчисляване на кинематичните параметри на работното бутало

От диференциалните уравнения на наляганята и температурите в нагриваната разширителна камера, регенераторната камера, охлаждащата съгъстителна камера и вътрешната буферна камера

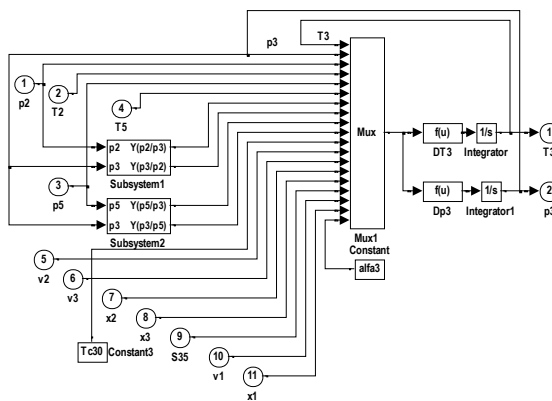
на СГСД са определени функциите на техните производни, които се изчисляват и интегрират в подсистемите на симулационния модел, представени на фиг. 5, 6, 7 и 8.



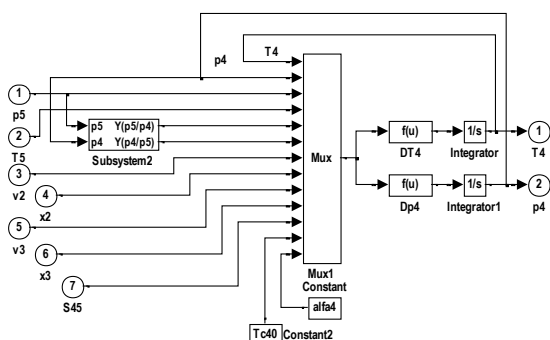
фиг.5 Подсистема за изчисляване на налягането и температурата в нагриваната разширителна камера



фиг.6 Подсистема за изчисляване на налягането и температурата в регенераторната камера



фиг.7 Подсистема за изчисляване на налягането и температурата в охлаждащата съгъстителна камера

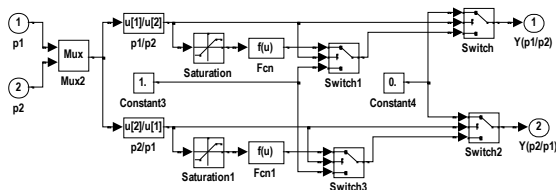


фиг.8 Подсистема за изчисляване на налягането и температурата във вътрешната буферна камера

В горепосочените подсистеми за изчисляване на производните на наляганията и температурите в камерите на СЦСД са заместени функциите на обемите и техните производни спрямо обобщените координати.

Изчисляването на разходните функции по формулата на Сен Венан - Венцел се извършва в подсистеми при непрекъснато сравнение на стойностите на наляганията в свързаните камери. Подсистема за изчисляване на разходните функции между нагриваната разширителна камера и регенераторната камера е представена на фиг. 9.

Подсистемите за изчисляване на разходните функции между останалите камери на СЦСД са аналогични на представената на фиг. 9.



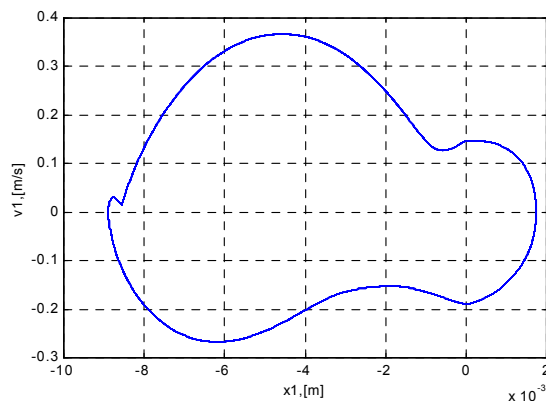
фиг.9 Подсистема за изчисляване на разходните функции между нагриваната разширителна камера и регенераторната камера

Подсистемите за изчисляване на разходните функции между останалите камери на СЦСД са аналогични на представената на фиг. 9.

#### 4. СИМУЛАЦИОННИ РЕЗУЛТАТИ

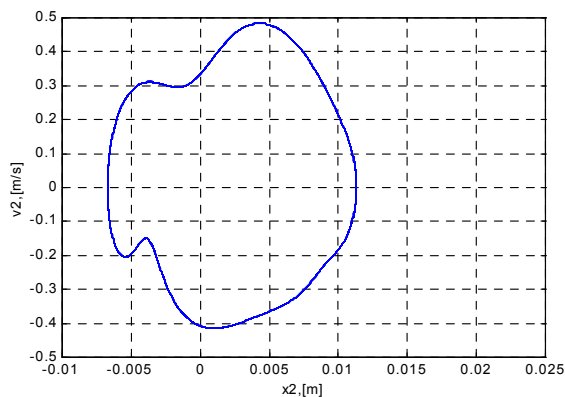
Със създадения компютърен симулационен модел на помпен агрегат със СЦСД са реализирани числени експерименти. С получените ре-

зултати са построени фазовите портрети на движение на трите основни елемента на помпения агрегат – цилиндъра, преместващото бутало и работното бутало, които са представени на фиг. 10, 11 и 12. На тях се виждат стойностите и начина на изменение на кинематичните им характеристики на установен автоколебателен режим.



фиг.10 Фазов портрет на движението на цилиндъра

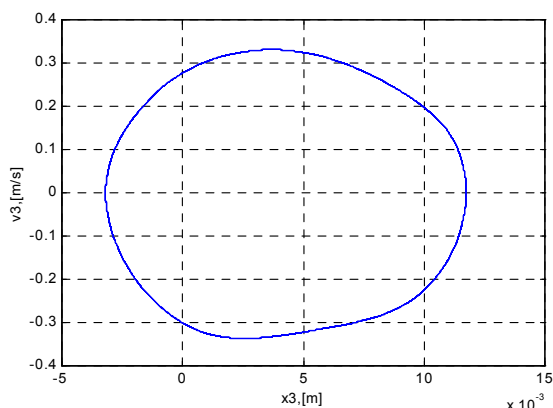
На фиг. 10 е представена графика на фазовия портрет на движението на цилиндъра, който изпълнява функцията на подвижен помпен елемент. От неговия ход се определя цикловият обмен дебит на помпата.



фиг.11 Фазов портрет на движението на преместващото бутало

На фиг. 11 е представена графика на фазовия портрет на движението на преместващото бутало,

което променя обемите на нагръваната и охлаждащата камери на СЦСД.



фиг.12 Фазов портрет на движението на работното бутало

На фиг. 12 е представена графика на фазов портрет на движението на работното бутало, което променя общия обем на камерите на СЦСД.

## 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Създаденият симулационен модел на помпен агрегат със СЦСД може да бъде използван за из-

следване на процесите, протичащи в него, а също така и при проектиране на нови агрегати.

За успешното прилагане на симулационния модел е необходимо да се разполага с експериментално определени стойности на основните параметри на помпения агрегат със СЦСД и да бъде изградена стратегия за анализ на резултатите, определяща необходимите корекции на параметрите му, в зависимост от желаните характеристики на агрегата.

## Литература

1. **Николов В.** Динамика на свободно-цилиндрови Стирлингови двигатели. Научно списание "Механика на машините", 1998, год. VI, кн. 3, бр. 23, стр. 58-62.
2. **Николов В.** Механо-математичен модел на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател. Българско списание за инженерно проектиране, ТУ-София, брой 20, октомври 2013, стр. 59-63.
3. **Николов В., Илиев И.** Компютърно моделиране на помпен агрегат със свободно-цилиндров Стирлингов двигател. Пета научна конференция "Екология, транспорт, устойчиво развитие", Варна, 13-15.05.1999 г., Сборник доклади, стр. 205-209.
4. **Beale W.** Stirling Cycle Type Thermal Device. US Patent Re.30 176, 1979.
5. **Urieli I., Berchowitz D.** Stirling Cycle Engine Analysis. Adam Hilger Ltd, Bristol, 1984.
6. **Walker G.** Stirling Engines. Oxford University Press, Oxford, 1980.

## SIMULATION MODEL OF PUMP UNIT WITH FREE-CYLINDER STIRLING ENGINE

Valyo NIKOLOV

Department of Transport and Aviation Equipment and Technologies, Technical University-Sofia, branch Plovdiv, Bulgaria  
e-mail: [vnikolov@tu-plovdiv.bg](mailto:vnikolov@tu-plovdiv.bg)

**Abstract:** This article presents a simulation model created with Simulink in MATLAB environment for pump unit with free-cylinder Stirling engine study, this unit represents a complex thermo-gas-hydro mechanical system, viewed as a set of chambers with fixed or variable volumes and relations between neighboring chambers, forming permanent or variable chokes or valves. The simulation model is built on the established mathematical model of the unit, containing 14 state variables, that are defined by the differential equations of motion of the cylinder, displacement piston and power piston and the derivatives of the pressure and temperature in a heated expansion chamber, regenerator chamber, cooling thickening chamber and internal buffer chamber of the free-cylinder Stirling engine. Here are presented the subsystems of the simulation model and the results of numerical experiments, with which phase portraits of the movement of the cylinder, the displacement piston and the power piston of free-cylinder Stirling engine are built.

**Keywords:** Simulation model, pump unit, free-cylinder Stirling engine.





## USING GENETIC ALGORITHMS FOR COMPUTER NETWORK OPTIMIZATIONS

Valentin HRISTOV<sup>1</sup> Bzar HUSSAN<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Computer Systems and Technology at South West University

E-mail: v\_hristov@swu.bg

<sup>2</sup>Department of Information Technology at Hawler Technical Institute

E-mail: dr\_bzar@yahoo.com

**Abstract** :The purpose of present paper is to propose an approach to solve network optimization problems, e. g. optimization of packet forwarding process, improving the quality of services for real-time and data traffic, and optimization of performance of packet aggregation mechanism through using web based calculator of Genetic Algorithms (GA).

In this paper is represented using GAs in order to determine optimal parameters of packet forwarding mechanism so that the waiting time of packets in network to be minimal. The next solved optimization problem is the efficient sharing of channel capacity in multiservice networks taking in account Quality of Services (QoS). For this purpose it is developed mathematical model - expressions (6), (7) and (8). Also it is presented an example for determining the optimal number of packets which have to be aggregated so their delays to be minimal. Working screens of the developed models are shown. The corresponding numerical results are obtained and verified.

**Keywords:** Data Computer Network, Genetic Algorithms, Optimizations.

### 1. INTRODUCTION

There are many network optimization problems that have been widely researched, especially in the fields of packet forwarding process in heterogeneous networks, improving the quality of services in multiservice network, optimization of performance of packet aggregation mechanism, as well as routing (looking for routes with minimum cost between source and destination).

In [2] a mechanism for packet forwarding in networks with heterogeneous communication channels has been proposed. The mechanism allows to minimize the waiting time of packets in network facilities interconnected with heterogeneous communication channels through determine such probabilities packet to be forwarded to given channel so that waiting time of packets in network facilities to be minimal. This optimization problem had been solved by using [2] the method of Lagrange with undetermined coefficients. The corresponding numerical results are represented.

Improving the Quality of Services (QoS) in multi service network[3] with reserving the bandwidth aims to propose a method to efficiently share the capacity of the communication channel between different types of traffic in multiservice networks so that allows to achieve optimal QoS for these types

of traffic. The corresponding numerical results are obtained with assumption of computer network as M/M/1/n queuing system.

The aggregation is a process, during which many packets are encapsulated together in a frame for transmission. With it the performance is improved, because the overhead of transmission of the many packets is reduced by transmission of a single frame. The mechanism AFR- Aggregation with Fragment Retransmission [5],[6],[1] is used to improve additionally the performance of wireless networks when data retransmission occurs due to time-varying radio channel characteristics and their strong relation with errors. A-AFR mechanism does in fragments multiple packets and then aggregates them into a larger frame which sends. If errors occur during the transmission, only the corrupted fragment/s of the frame will be retransmitted.

Optimization of performance of packet aggregation mechanism is connected with determining the optimal number of packets which will be aggregated so that their delays to be minimal. Numerical results were obtained [1] of this aggregation mechanism only for SMTP traffic (i.e. M/M/1/n). Nowadays computer networks are assumed as G/G/1/n because transmitting of both types traffic- data and realtime are too burst.

The above solutions of optimization problems are based on accurate methods with M/M/1/n assumptions but when the network is very big, then they become inefficient since a lot of computations need to be repeated, also it cannot be implemented due to calculation time restrictions.

Genetic Algorithms are used [10], [2], [7], [8] when pursuing a specific result (objective), when the solution requires a relatively large time resource or in cases where the solution is not known or has no solution. Therefore, using genetic algorithms the above optimization problems will be easily solved as well as can overcome the mentioned above constraints.

The purpose of present paper is to propose an approach to solve network optimization problems as optimization of packet forwarding process in heterogeneous networks, improving the quality of services in multiservice network, optimization of performance of packet aggregation mechanism, through using Genetic Algorithms.

## 2. GENETIC ALGORITHMS

The biological foundations of the genetic algorithms are explained [10], [8] very briefly below. The complete set of genetic material (all chromosomes) is called genome. Chromosomes consist of genes, blocks of DNA, each gene encodes a specific protein.

During the reproduction, the genes of the parents form an entirely new chromosome by recombination (or crossover). New produced offspring then undergo mutation, i.e. elements of DNA change. Adaptability of the organism is measured by the success in his life.

Algorithm starts with a set of solutions (represented by chromosomes with specific information about genes) called initial population. According to their viability are chosen solutions to form the next population (offspring).

To more appropriate decisions (decisions are compared in terms of pursued result/goal) are given better chances for reproduction. New population is expected to be better than the old. This is repeated until some condition (for example: a number of generations or a sufficiently good solution) is satisfied.

The sequence in the genetic algorithm can be represented as follows:

- 1) generate initial random population of  $n$  chromosomes (solutions);
- 2) calculating the viability  $f(x)$  of each chromosome in the population  $n$  (in the target function - called "fitness function") and identification of chromosomes with priority for the next population ( $m$  in number,  $m < n$ );
- 3) establishing a new population by repeating following steps until the new population is completed:
  - preserving the predetermined number  $m$  of the best solutions (according to their fitness - the fitness function values);
  - election of two parental chromosomes of  $m$  chromosomes;
  - using of crossover to cross the parents to form the next generation (children);
  - using of mutation to mutate the newly created chromosomes;
  - pasting the new generation in the new population (adding  $n-m$  new chromosomes and filling the population);
  - replacement- using newly generated population for the further implementation of the algorithm;
- 4) stop and return the report if the final check-condition is satisfied;
- 5) loop, go to step 2).

In [10] and [7] are represented web based calculator of GA and the demonstration of its performance. Below are briefly described three examples for using of this calculator [11] for solving of different optimization problems in computer networks.

## 3. OPTIMIZATION OF PACKET FORWARDING PROCESS IN NETWORKS WITH HETEROGENEOUS COMMUNICATION CHANNELS

On fig. 1 is depicted the forwarding process of Protocol Data Units (PDUs) packaged as packets  $D = \{d_k\}$ ,  $k \in (1, 2, \dots, \infty)$  which entering at input port of the network facility. The proposed mechanism manages  $N$  channels  $C = (c_1, c_2, \dots, c_N)$  forming virtual channel among source and destination.

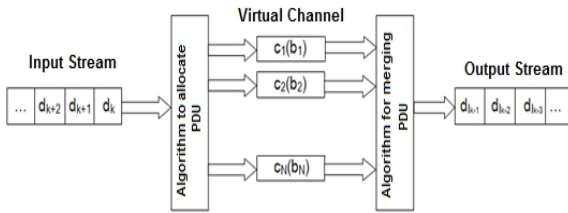


fig.1 Transfer of packets (PDUs)

For each channel  $c_i \in C, i \in \{1, 2, \dots, N\}$  is known its speed (in bps) and is denoted by  $b_i$ . The overall speed of the virtual channel is denoted by  $b$ . The input packet stream is forwarded to each channel with intensity  $\lambda_i$ , respectively, with probability  $p_i = \lambda_i / \lambda, i \in \{1, 2, \dots, N\}$ . Moreover  $\sum \lambda_i = \lambda, i \in \{1, 2, \dots, N\}$ , and  $\sum p_i = 1$ .

The aim is to determine probabilities  $p_i$  so that waiting time of packets in network facilities to be minimal. As mentioned above this optimization problem has been solved by the method of Lagrange [2]. Below it is demonstrated how this problem would be solved if solution was not known, i. e. using the GA calculator [11].

In order to determine the mean waiting time of forwarded packets in network facilities with heterogeneous communication channels is used the well-known formula [3] in queuing system theory:

$$T = \sum p_i t_i \quad (1)$$

where  $p_i$  is the probabilities packet to be forwarded to channel  $c_i \in C, i \in \{1, 2, \dots, N\}$ , and  $t_i$  is waiting time in the M/M/1 queuing system [3], respectively:

$$t_i = \frac{1}{b_i - \lambda_i} \quad (2)$$

where  $b_i$  - the transmission speed of the packets and  $\lambda_i$  - the intensity of arrival of packets in channel  $c_i, i \in \{1, 2, \dots, N\}$  and  $b_i > \lambda_i$

The mechanism for traffic forwarding allocates PDUs,  $Vd_k, k \in (1, 2, \dots, \infty)$  for each channel that is available,  $c_i \in C$ , with probability  $p_i$ , so as to minimize the waiting time of packets:

$$T = \sum p_i t_i \rightarrow \min \quad (3)$$

Below is given a numerical example for the following input data:

- Number of channels is  $N=2$ ;
- Speed of the first channel is four times slower than the speed of the second channel ( $b_1=100\text{Mbps}$  and  $b_2=400\text{Mbps}$ );
- Intensity of arrival of packets  $\lambda$  is chosen 50, 150, 250, 350, and 450 Mbps.

Note, intensity of arrival of packets varies between 0.1 and 0.9 of the overall speed of the channels ( $b=500\text{Mbps}$ ), i.e. utilization is 0.1, 0.3, 0.5, 0.7, and 0.9.

User interface for creating and editing the GA model is shown on Fig. 2. The utilization of virtual channel-  $ro$ , as well as  $b_1$  and  $b_2$  are constants, thus they are defined in fitness declaration field (Fig. 2).

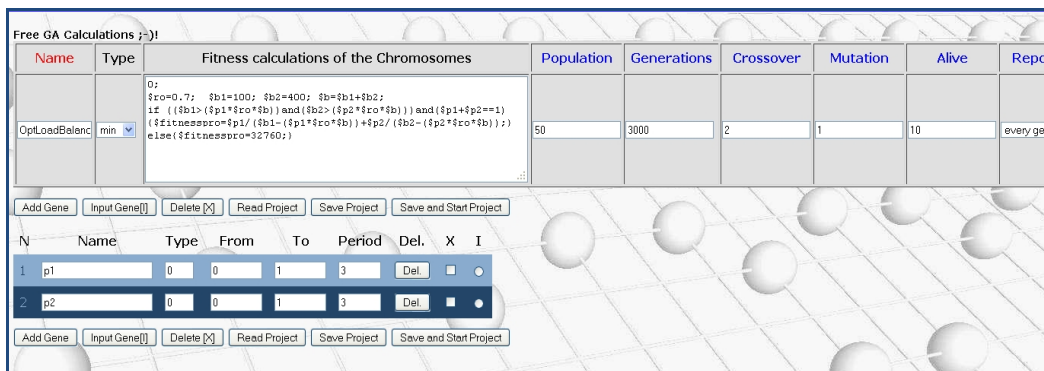


fig.2 Creating and editing the model

The probabilities of forwarding the packets through the corresponding channels are given by  $p1$  and  $p2$  are defined as chromosomes, because they vary between 0 and 1 and the optimal result is ob-

tained under certain combination (values) of them. One can see [2] that intensities are  $\lambda_1 = p1.ro.b$  and  $\lambda_2 = p2.ro.b$  respectively.

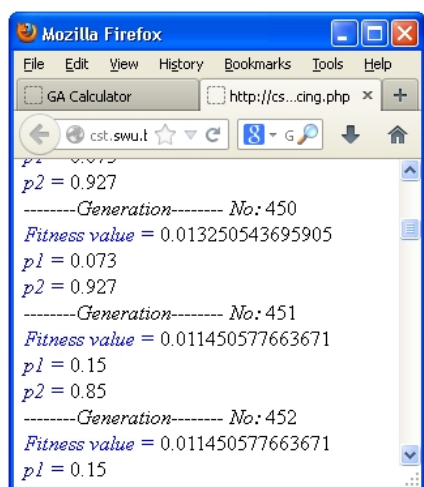


fig.3 A part of calculation report

The genetic algorithm is working by comparing of the best Fitness values of neighboring generations. Fitness function is represented by variable  $fitnesspro$  (in PHP syntax) and gives the waiting time (see formula 1):

$$fitnesspro = \frac{p1}{b1 - (p1 * ro * b)} + \frac{p2}{b2 - (p2 * ro * b)} \quad (4)$$

Note fitness function returns estimated waiting time just when the conditions are met: 1) each of the addends in (4) must be nonnegative and 2) the overall probability must be 1 ( $\sum p_i = 1$ ), or otherwise returns certain very big value (See fitness declaration field on fig. 2). The obtained results for waiting times are shown below.

On fig. 3 one can see how the genetic algorithm is working by comparing of the best Fitness values of neighboring generations. Under every Fitness value there is shown the information about the contents of genes, which values correspond to the Fitness value.

Obtained with the GA calculator results for the mean waiting time- delay are shown in Table 1. They are compared with the numerical results, earlier obtained (by using the method of Lagrange with undetermined coefficients) for same network and input data [2].

tab.1 Comparison of values for waiting time, derived with method of Lagrange [2] and with genetic algorithms calculator

Utilization	Delay	Error
0,1	0,002857143	4,29E-17

0,3	0,004	0
0,5	0,006462302	6,23E-05
0,7	0,01142858	8,57E-09
0,9	0,035556054	4,99E-07

Table 1 shows that results obtained by using the calculator of genetic algorithms and the method of Lagrange are almost identical. The maximal error (greatest difference) is observed when the utilization is 0,5 and it is within the range  $10^{-5}$ . This analysis verifies the correctness of the proposed method for modeling of packet forwarding mechanisms by using the calculator of genetic algorithms.

#### 4. EFFICIENT SHARING OF NETWORK CAPACITY

An important challenge in multisevice networks is satisfying the requirements of different types of traffic within one (single) network, e.g. voice and video or real-time traffic and data transmissions (e-mail, file transfers, etc.) or data traffic. Real-time traffic is sensitive to end-to-end delay, jitter, and losses. On the other hand, elastic (data) traffic is not as sensitive to timing constraints, but is usually very sensitive to data lost.

The present section aims at efficient sharing of the capacity for different types traffic in multisevice networks taking in account losses and delays as parameters of QoS for data and realtime traffic in the network.

One can see that in the interval between  $a$  and  $b$  (fig. 4) there is an optimal value for ratio of capacity- $s$  which minimize losses for data and realtime traffic in the network. For the comparison of the variants of sharing capacity, it is expedience to use the ratio of channel capacity used for transfer of data traffic, i.e.:

$$s = \mu_1 / \mu \quad (5)$$

where  $\mu_1$ - the capacity, used for the transfer of data traffic;  $\mu$  - full capacity of link ( $\mu = \mu_1 + \mu_2$ ). There are two border terms:  $s = 1$  - when network will be transfer only data traffic;  $s = 0$  - only realtime traffic.

Using a M/M/1 model, the analysis [3] of network node brings to determination of the packet losses: Probability of buffer overflow if the node had certain buffers  $P\{\text{more than } n \text{ packets in node}\} = \rho^n$ ,

where utilization of system-  $\rho=\lambda/\mu$ , and  $\lambda$  and  $\mu$  are the intensity and speed of transmission/service of packets.

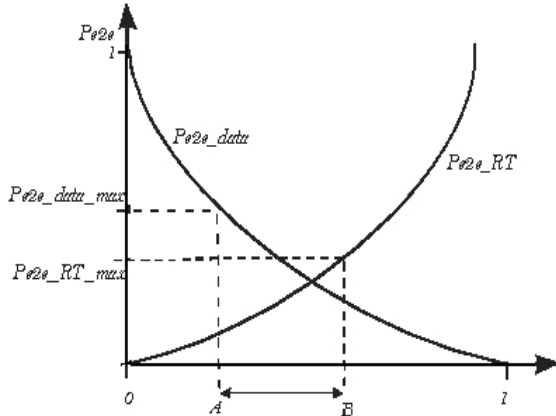


fig.4 Losses vs ratio of channel capacity used for data

Efficient sharing of the capacity for different types traffic in multiservice networks. In multiservice networks the traffic is heterogeneous, with different QoS requirements. Today, the multiservice networks transfer in first place realtime traffic (represented by the IPTV and VoIP traffic), and data traffic. Thereby, problem of determination of efficient sharing capacity is to find correlation between shared capacity in

multiservice network and achieved QoS, and more precisely to determine optimal value of the sharing factor-  $s_{opt}$ , so that the packet losses to be minimal:

$$\left(\frac{\lambda_1}{s \cdot \mu}\right)^{n_1} + \left(\frac{\lambda_2}{(1-s) \cdot \mu}\right)^{n_2} \rightarrow \min \quad (6)$$

Following expression defines the condition for satisfying quality of service requirements:

$$\begin{cases} P_{e2e\_data}(s) < P_{e2e\_data\_max} \\ P_{e2e\_RT}(s) < P_{e2e\_RT\_max} \end{cases} \quad (7)$$

These constraints take probabilities of losses from end-to-end for real-time and data traffic (corresponding  $Pe2e\_rt$  and  $Pe2e\_data$ ), because the losses should be under certain values in order to satisfy QoS.

Note, in order to take into account the delay as QoS characteristic (delay should be under  $W_{max}$ ) we use Little's formula:

$$n_{lmax} = \lambda_l \cdot W_{max} \quad (8)$$

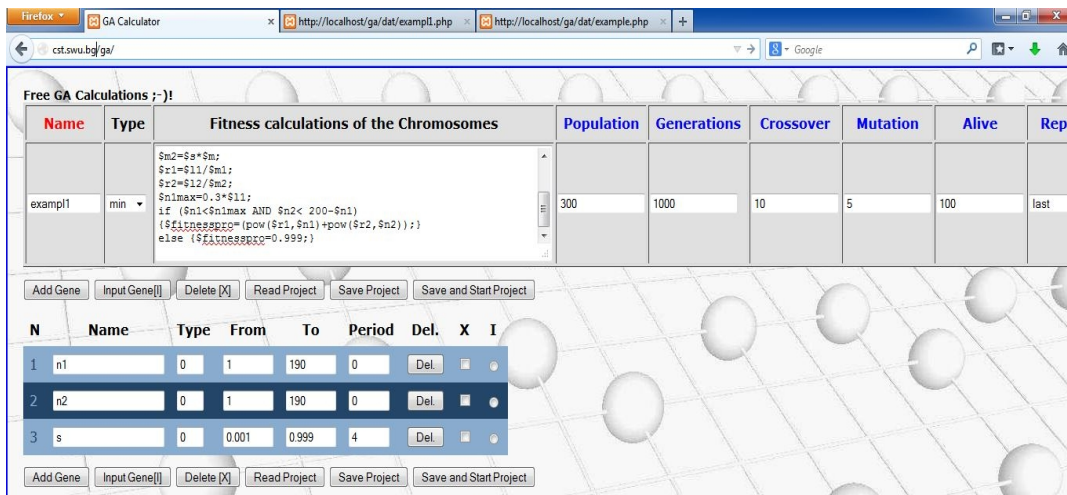


fig.5 Creating and editing the model

Considering the given above criteria and constraints sufficient for the calculation the optimal value of the sharing factor-  $s_{opt}$ , the GA model includes correlations (6), (7) and (8). On fig. 5 is

shown created model for the calculator of genetic algorithms [11].

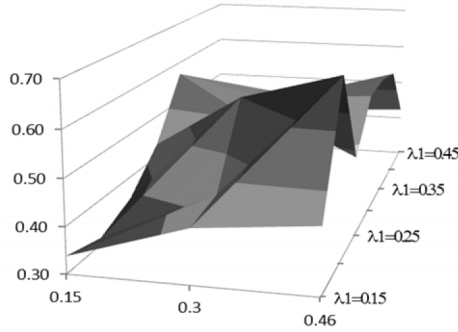


fig.6 Optimal values of  $s$  vs.  $\lambda_1$  and  $\lambda_2$

Obtained results for the optimal values for the reserved ratio of channel  $s_{opt}$ , which minimize packet loss (for corresponding parameters of real-time traffic and data traffic  $\lambda_1 = \{0.15\mu, 0.30\mu, 0.45\mu\}$  -  $\lambda_2 = \{0.15\mu, 0.30\mu, 0.45\mu\}$ ,  $\mu = 1000$  Mbps the corresponding buffer length  $K=200$  and maximum permissible delay  $W_{max}=0.3$  s) are given on fig. 6.

In future work, these results (Fig. 6) for optimal values of the ratio  $s$  vs. intensities  $\lambda_1$  and  $\lambda_2$  will be used for hardware implementation of mechanism for efficient sharing of network capacity.

## 5. OPTIMIZATION OF PERFORMANCE OF PACKET AGGREGATION MECHANISM

Aggregation mechanisms, including A-AFR [1] achieve better performance by increasing the size of the aggregated frame (the number of packets are aggregated). In another words the maximum performance is achieved at the maximum frame size. The price for this of course is the increase of the packets delay.

The purpose of this section is to investigate the delays with aggregation, as well as to determine the optimal number of aggregated packets -  $n$ , so that the delays to be minimal.

It is known that the maximum frame size in each network is limited, i.e. the use of frames with arbitrary large size is not possible. The upper limit of the frame size depends on the capabilities of the PHY layer and is limited by the internal memory and the

transmit buffer size for the transmitting stations. In order to achieve 90% efficiency at MAC level [4], the maximum frame size should be 32,768 bytes at 216 Mbps transmission speed and 65,536 bytes at a rate of 648 Mbps. Therefore, the number of the aggregated packets per frame is limited too.

Let denote, the ratio of header in the frame with  $h$  as well as the intensity of the arrival of packets with  $\lambda$  and  $\mu$  - the speed of packet transmission (service) and the load coefficient or utilization will be  $\rho = \lambda / \mu$ .

For determination of the optimal number of aggregated packets for AFR A-adaptive mechanism is used the well-known formula for the waiting time in the M/M/1 system:

$$T = \frac{1}{\mu - \lambda} \quad (9)$$

where  $\mu$  - the speed of packet transmission and  $\lambda$  - the intensity of the packets arrival.

Note below is used M/M/1 model (not G/G/1/n) only with purpose to can verify obtained numerical results. We assume that the transmission time of a frame is the sum of the time for transfer of the header of this frame plus the time for transmission of all  $n$ -number of individual packets in it.

For aggregation, in addition it has to be added the average time that elapses from the arrival of each of the preceding  $n-1$  packets to the moment of arrival of the last packet and assembly of the aggregated frame:

$$T' = \frac{1}{\mu' - \lambda'} + \frac{n-1}{2\lambda} \quad (10)$$

where  $n$  - the number of aggregated packets,  $\mu'$  - speed of aggregated frames transmission, and  $\lambda'$  - intensity of aggregated frames.

The intensity of the aggregated frame is  $n$  times less than the intensity of the arrival of packets, because this frame is formed after the arrival of  $n$  separate packets ( $\lambda' = \lambda/n$ ).

Transmission time without aggregation ( $1/\mu$ ) is the sum of the times necessary to transfer the header and data field in the frame. The transmission time of one aggregated frame ( $1/\mu'$ ) is the sum of the times for transmission of the header of this frame and the

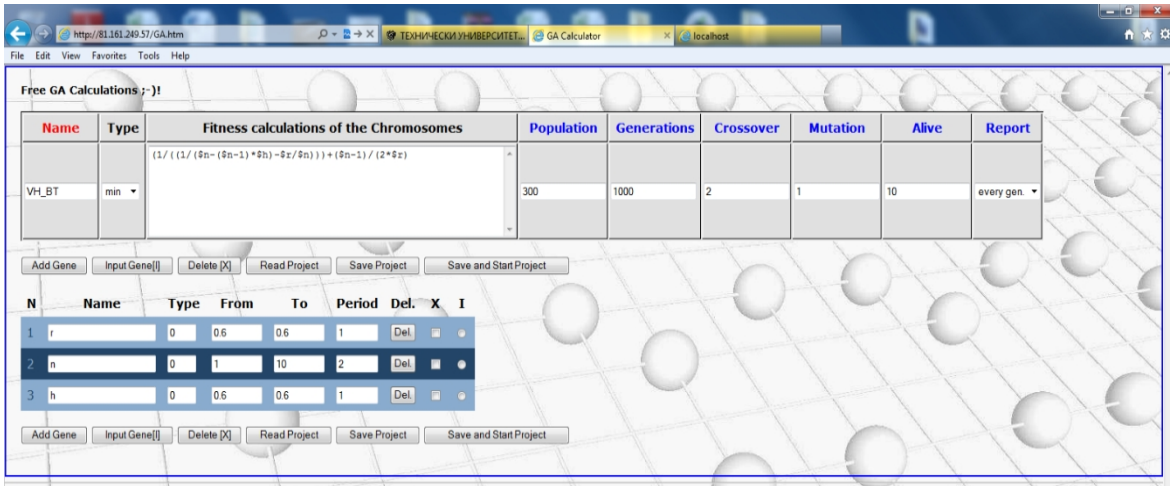


fig.7 Creating and editing the model

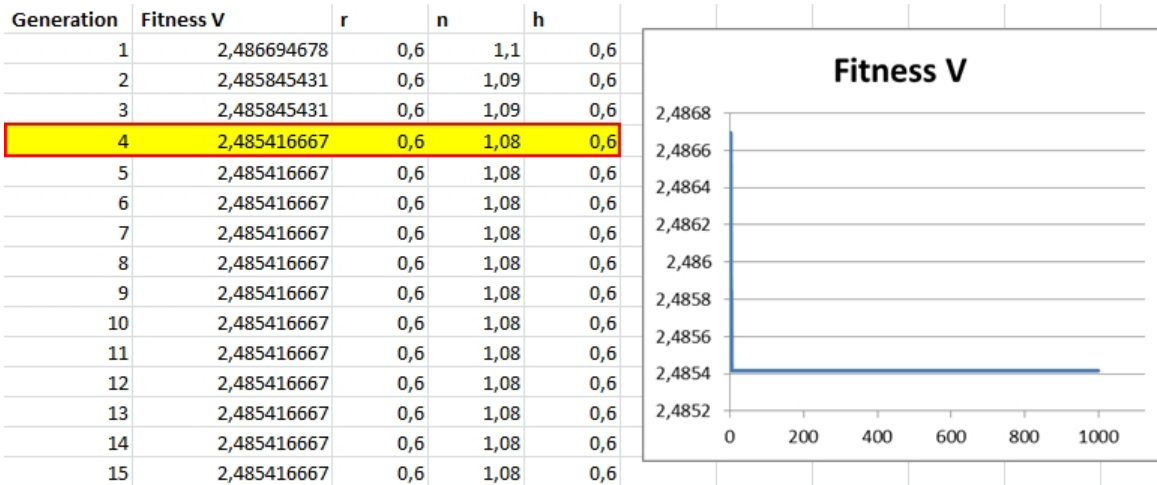


fig.8. A part of calculation report

data of the  $n$  packets, i.e.  $n$ -times the transmission time without aggregation, but without the  $n-1$  times the transmission time for the headers of the others  $n-1$  packets in the frame:

$$\mu' = \frac{\mu}{n - (n-1)h} \quad (11)$$

Substituting in (10) for the waiting time at aggregation is achieved:

$$T' = \frac{1}{\frac{\mu}{n - (n-1)h} - \frac{\lambda}{n}} + \frac{n-1}{2\lambda} \quad (12)$$

The above formula gives the waiting time for aggregation expressed by the ratio of headers in the frame -  $h$ , the number of aggregated packets -  $n$ , the intensity of the arrival of packets  $\lambda$  and the speed of service -  $\mu$ .

The analysis of (12) shows that the waiting time can be minimized in terms of the number of aggregated packets -  $n$ , (the first term decreases with increasing  $n$ , while the second term increases). This optimal number of aggregated packets can be found in trivial way (differentiating (11) and set it to 0).

On fig. 7 and fig. 8 are shown the created model for calculator of genetic algorithms and screenshot of



the experiment. The numerical results can be found in [1].

Obtained with the genetic algorithm numerical results for the optimal number of aggregated packets (minimizing delays) for corresponding values of utilization -  $\rho$  and portion of headers in the frame- $h$  are same as ones obtained trivially.

### Conclusion

In present paper, we demonstrate using Web based Calculator of Genetic Algorithms for solving of different problems in data computer networks and more precisely optimization of packet forwarding process in networks with heterogeneous communication channels, improving the quality of services in multiservice network, and optimization of performance of packet aggregation mechanism.

The future work is going to propose a Routing protocol based on genetic algorithms solving routing problem in ubiquitous sensor networks (Internet of Things, or self -organizing networks) and more precisely the ubiquitous sensor networks cluster [9]. Routing consists in finding a route from a source to a destination hosts which are in different networks. Because there are a lot of similarities with plain routing protocols [8], the task for routing in parents nodes in ubiquitous networks can be solved using Genetic Algorithms.

### References

1. **Христов, В., Б. Туджаров.** Адаптивен агрегиращ механизъм с препредаване на фрагменти за високоскоростни безжични мрежи. Българско списание за инженерно проектиране, брой 7, 2011, стр. 15-22.

2. **Hristov V., B. Hussan,** Simulation of forwarding process with multiple network links, Proceedings of the Conference FMNS'2013, Blagoevgrad, Bulgaria, 12 - 16 June 2013, Volume 2, pp. 55- 60.
3. **Hristov, V., P. Dzhunev,** Improving the quality of services in multi service network with reserving the bandwidth, Journal of CAx technologies, issue 1, December 2013, pp. 55-58
4. **Jain, R., C. So-In, A. Tamimi.** Level modeling of IEEE 802.16e mobile wimax networks: key issues. IEEE Wireless Communications, October, 2008, pp. 73-79.
5. **Tianji, L.** Aggregation with fragment retransmission for very high-speed WLANs. IEEE/ACM Transactions on Networking, Volume 17, 2009 , pp. 591 – 604.
6. **Maaroufi, S., W. Ajib, H. Elbiaze.** Performance evaluation of new MAC mechanisms for IEEE 802.11n. Global Information Infrastructure Symposium, 2007, pp. 39 – 45.
7. **Mitrev R, B. Tudjarov, N. Kubota,** Web Based Solutions for Mechanical Engineering, Proc. of the conference IWACIII '2013, 18 - 21 October 2013, Shanghai, China, pp. GS2-9.1- GS2-9.6.
8. **Hristov, V., B. Tudjarov,** Using Genetic Algorithm for Routing, Proceedings of CEMA'2011, Sofia, Bulgaria, 06th – 08th October , 2011, pp. 70- 73.
9. **Koucheryavy A., Salim A.** Prediction-based Clustering Algorithm for Mobile Wireless Sensor Networks / Proceedings, International Conference on Advanced Communication Technology, 2010. – ICACT 2010. Phoenix Park, Korea.
10. **Tudjarov, B.** Contemporary Web technologies, freedom and open innovation, Bulgarian Journal for Engineering Design, No. 17, 2013, pp.101-108, ISSN 1313-7530.
11. <http://cst.swu.bg//GA/index.html> Accessed 20.03.2014г



## ПРОЕКТИРАНЕ НА ЛАБОРАТОРЕН БИОРЕАКТОР С МЕХАНИЧНО РАЗБЪРКВАНЕ

Иванка ЖЕЛЕВА<sup>1</sup> Анна ЛЕЧЕВА<sup>2</sup> Вярка РОНКОВА<sup>3</sup>

<sup>1</sup>катедра „Топлотехника, Хидравлика и Екология”, Русенски университет „Ангел Кънчев”- Русе, България  
e-mail: [izheleva@uni-ruse.bg](mailto:izheleva@uni-ruse.bg)

<sup>2</sup>катедра „Математика”, Русенски университет „Ангел Кънчев”- Русе, България  
e-mail: [alecheva@uni-ruse.bg](mailto:alecheva@uni-ruse.bg)

<sup>3</sup>катедра „Машинознание, Машинни Елементи и Инженерна графика”, Русенски университет „Ангел Кънчев”- Русе, България  
e-mail: [vronkova@uni-ruse.bg](mailto:vronkova@uni-ruse.bg)

**Резюме:** Механичното разбъркване е основна операция в химическата промишленост и биотехнологиите. В различните производства са разработени стотици конструкции на ферментационни апарати с различен мащаб и предназначение. За почти всички процеси твърде важен и актуален е мащабният ефект, т.е. възпроизвеждането на резултатите от даден процес в апарати от различен мащаб. Главната трудност на този вид задачи е липсата на общоприети параметри, характеризиращи достатъчно пълно оптималните технологични условия. В настоящата статия са разгледани флуидни теченията в реактори с механично разбъркване без свободна повърхност, които са ограничени от фиксирани твърди граници. Представено е устройството на проектирания лабораторен биореактор.

**Ключови думи:** биореактор, проектиране, механично разбъркване, флуидни течения

### 1. УВОД

Според световната научна общност по разбъркване, 25% от всички химични процеси се извършват между газ и течност, а 15% от процесите в химичните технологии се реализират в реактори с механично разбъркване и аерация [1]. Механичното разбъркване е основна операция в химическата промишленост и биотехнологиите.

Известни са огромен брой научни публикации по усъвършенстването на апаратурата за химичен или микробиологичен синтез. В биотехнологиите, например, са разработени стотици конструкции на ферментационни апарати с различен мащаб и предназначение. За почти всички процеси твърде важен и актуален е мащабният ефект, т.е. възпроизвеждането на резултатите от даден процес в апарати от различен мащаб. Главната трудност на този вид задачи е липсата на общоприети параметри, характеризиращи достатъчно пълно оптималните технологични условия.

Ето защо, изучаването на движенията на флуид в биореактори с механично разбъркване е предизвикало интереса на изследователите още в средата на петдесетте години на миналия век. Първите изследвания в тази област са били провеждани експериментално в малки стъклени ла-

бораторни съдове с прозрачни стени и основните изводи са били правени чрез пряко наблюдение и измерване на скоростните полета. Един от пионерите в тази област е японският учен Нагата (Nagata). Той изучава проблемите на разбъркването от чисто инженерна гледна точка и обобщава резултатите в сензационна за времето си книга “Разбъркването: принципи и приложения”, (“Mixing: Principles and Applications”) през 1975 година [9].

За да се усъвършенстват процесите на химическия или микробиологическия синтез е необходимо те да бъдат детайлно количествено изследвани. Ето защо, разработването на различни видове математически модели, описващи различни стадии и аспекти от изучаваните процеси е от съществена важност.

С навлизането на компютърните технологии в началото на осемдесетте години на миналия век, започва и бурното изследване на хидродинамичните характеристики на флуиди в съдове с разбъркване. Създават се теоритични модели и се провеждат изчислителни експерименти, които се сравняват с успоредно провеждани лабораторни наблюдения и експерименти. Спецификата на процесите, протичащи в биореакторите с механично разбъркване, се обуславя от изискванията за стерилност и постоянна температура, от ус-

ловията за безопасност и екологична чистота. Поради това, различните биопроизводства не се провеждат в открити съдове. Биореакторите представляват затворени цилиндрични съдове. Механичното разбъркване в тях се постига с една или няколко бъркалки, обикновено разположени по оста на реактора, които се въртят с постоянна ъглова скорост.

В последните години, повечето изследователи, които провеждат компютърни симулации, използват CFD (Computational Fluid Dynamics) софтуер. Най-разпространен е софтуерният пакет ANSYS [12]. Използването на този софтуер изисква големи изчислителни ресурси. Обикновено пресмятанията на един вариант продължават 1000 CPU на работна станция SUNSPARC [10]. Съществуват и специализирани софтуерни продукти, предназначени за конкретни реактори с механично разбъркване [2, 3, 6, 11].

Съществуват много съвременни начини за експериментално определяне на хидродинамичните характеристики на потоците в реактори с механично разбъркване. Някои от тях са: определяне полето на скоростта чрез визуализиране на частици, вкарани във флуида – particle imaging velocimetry (PIV) [10], определяне полето на скоростта чрез лазер – доплер система – laser Doppler velocimetry [8, 9, 10], определяне полето на скоростта чрез инжектиране на различни флуоресцентни бои във флуида – dye injection system и други. При всички тези системи, резултатите се снемат чрез лазерни плаки или цифрови камери през кратък интервал от време (около 1-15 мсек.), след което се интерполират и се получават скоростите на флуида в целия обем на биореактора.

Въпреки огромното количество работи по проблемите на хидродинамиката в биореактори с механично разбъркване, още много съществени проблеми, свързани с управлението и ефективното използване на тези биореактори, остават открити.

В настоящата работа се предлага проект за лабораторен биореактор с механично разбъркване, които позволява визуализиране и безконтактно измерване на локалните скорости на движение на флуида в него.

## 2. УСТРОЙСТВО НА ПРОМИШЛЕНИ БИОРЕАКТОРИ

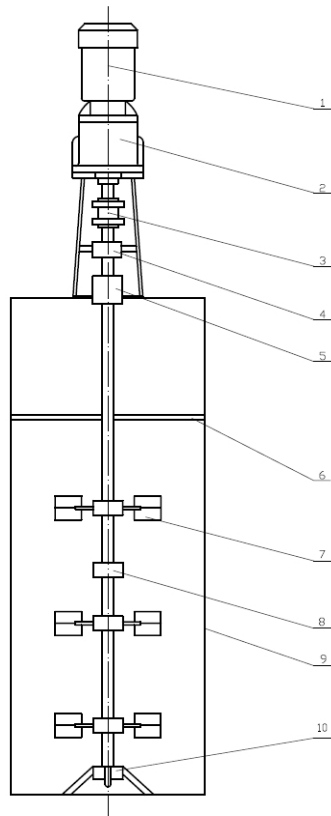
Биореакторите с механично разбъркване са едни от най-често използваните апарати в биотехнологичните производства. Трудно е да се изброят и обобщят всички изисквания към биореакторите, в които протичат различните технологични биопроцеси. Биологичните процеси изискват различни специфични условия и затова в конкретните технологични производства на биопродукти или микроорганизми се подхожда по различен, съобразен със спецификата на конкретната технология начин.

Биореакторът, в който се извършва биосинтез трябва да отговаря на ред конструктивни и технологични изисквания: да предпазва от проникване на чужда микрофлора, да осигурява отвеждането на пяната и да предпазва нейното разбъркване извън апарата, да поддържа аерацията, разбъркването, отразяването на потока флуид и регулирането на температурата. При големи реактори се проектира вътрешна стълба, по която се прави междинен оглед, почистване и ремонт, когато е необходимо. Снабдени са с термокожух за регулиране и поддържане на температурата, барботьор, бъркалки и отражателни прегради. Има прозрачно стъкло за наблюдение, люк и щуцер за поставяне на манометър или датчици за дистанционен контрол, вход за подаване на свежа хранителна смес, въздух, пеногасител, реагент за контролиране на рН и др. Биореакторите са оборудвани с една или повече бъркалки, закрепени върху вал по оста на реактора. Този вал се върти с постоянна ъглова скорост и поражда въртеливо движение на флуида в биореактора. В зависимост от вида на бъркалките се създават три вида циркуляционни течения в течността: при турбинните бъркалки се създава радиално течение; осево течение преобладава при използването на пропелерни бъркалки, а при използването на лопаткови бъркалки се създава тангенциално течение, при което течността се движи паралелно на пътя, описан от края на лопатките на бъркалките [5].

Често производствените биореактори са оборудвани с обикновени дискови турбинни бъркалки. Изискванията на производителите са при дадена мощност бъркалката да захваща и разбърква по-голяма част от флуида, за да разпрос-

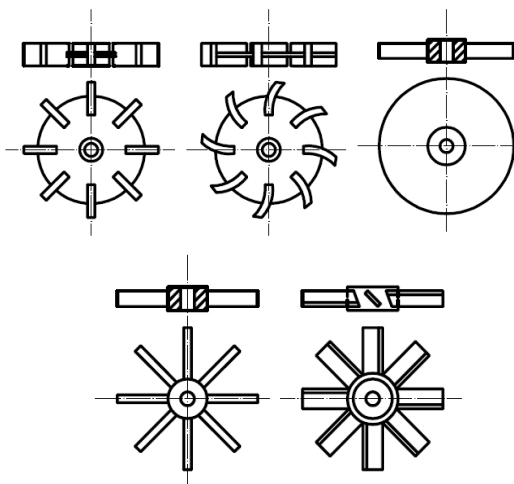
транява по-вече газ, което от своя страна увеличава коефициента на масообмен в сравнение с използването на обикновени бъркалки. В България най-често се използват бъркалки от така наречения Раштонов тип, който е показан на Фиг.2. Те представляват осем еднакви правоъгълни прави лопатки, прикрепени радиално-симетрично направо към оста на реактора – първата от ляво на дясно на Фиг. 2.

За правилното протичане на аерацията, за предпочитане са биореактори, чиято височина превишава няколко пъти диаметъра им. По този начин се удължава пътя на мехурчетата въздух през течната фаза и се подобрява междуфазовия контакт. Например, за биореактор, оборудван с три бъркалки, използваното съотношение радиус/височина е приблизително 1/5 (Фиг.1). За биореактор, оборудван с една бъркалка, предпочитаното съотношение радиус/височина се изменя в граници приблизително от 1/2 до 1/3 [8, 10].



Фиг.1 Лабораторен биореактор

1 - Електродвигател, 2 - Редуктор, 3 - Съединителна муфа, 4 - Междинен крайник, 5 - Уплътнение, 6 – Разделителен капак, 7- Бъркалка, 8 - Разтяжка, 9 - Цилиндър, 10 – Опора



Фиг. 2 Видове бъркалки - използвани като разбърквателната система

### 3. ДИНАМИЧНО ПОДОБИЕ НА ФЛУИДНИТЕ ТЕЧЕНИЯ В РЕАКТОРИ С МЕХАНИЧНО РАЗБЪРКВАНЕ

Смисълът на моделирането и изследването на флуидните течения в реакторите с механичното разбъркване се изразява главно в това, че по резултатите от опита върху модела може да се съди за явленията, които протичат в оригинала (в промишлените биореактори) при реални условия. В случая възниква въпросът, какви трябва да са условията, при които се провежда опитът, така че получените резултати да бъдат пренесени успешно върху оригинала. Отговор на този въпрос дават законите на механично подобие, чиито основоположник е Нютон. Тези закони са много добре изучени в механиката на флуидите.

Въпреки че областта на приложение на различните закони на механиката при чисто хидродинамични явления е практически неограничена, за приложението на механичното подобие е необходимо да се изпълнят комплекс от условия, които налагат определени ограничения.

Две явления са физически подобни (еднакви), ако в съответните моменти от време в съответните им точки от пространството отношенията на характеризиращите ги едноименни физични ве-

личини са постоянни [4]. С други думи, величините в точките на едното явление могат в съответните моменти от време да се получат от едноименните им величини в съответните точки на другото явление чрез умножаване с еднакви за всички точки множители, наречени коефициенти или мащаби на подобие. Това означава, че двете подобни физични явления се различават само по мащаба на величините и функциите, определящи техните количествени характеристики. Следователно еднаквостта на физичната природа на явленията е основен белег на механичното подобие.

За съществуване на механично подобие между две сравнявани течения е необходимо да бъдат удовлетворени следните условия [7]:

1) Геометрично подобие – подобие на форма, размери или координати, което се изразява в еднаквост на отношенията между всички съответни размери и равенство на съответните ъгли.

2) Кинематично подобие, изразено в подобие на теченията, респективно движенията. Две течения са кинематично подобни, ако в съответните моменти от време отношенията на скоростите на всички съответни флуидни частици е еднакво, а траекториите на тяхното движение са геометрично подобни. Или кинематичното подобие се изразява в пропорционалност и успоредност на скоростните вектори в съответните точки на разглежданите течения, т.е. в геометрично подобие на скоростните полета.

3) Динамично подобие, изразено в подобие на маси и сили. Две системи или течения са динамично подобни, ако масите на съответните частици или елементарните обеми са в еднакво отношение и ако са равни отношенията на съответните едноименни сили, които в определена степен влияят на движението на частиците. Следователно динамичното подобие предполага еднаквост на отношенията на плътностите, а също така пропорционалност и успоредност на едноименните силови вектори в съответните точки. Това от своя страна означава геометрично подобие на силовите полета, респективно на съответните силови многоъгълници.

Основната задача на теорията на хидродинамичното моделиране е осигуряването на подобие на явленията, респективно теченията. Същността на моделирането се състои в това, че с намаления (а понякога с увеличения) модел се създава хид-

родинамично явление (течение), подобно на съществуващото в оригинала. Освен това, главното предимство на метода на моделиране се състои в обобщаване на резултатите на единичния опит върху цял клас явления. Методът на моделиране осигурява сравнително рационална организация на изследване при значително намаляване на обема на експерименталната работа, средствата и времето. Основната задача на моделирането, от решаването на която зависи успехът на изследването, е определянето на най-важните от действащите в разглежданите течения сили и изборът на съответния критерий на частично подобие.

Ако в течението на модела и оригинала преобладава влиянието на силите от вътрешното триене  $T_i$ , очевидно е, че в динамично подобните течения те ще бъдат пропорционални на инерционните сили. Тогава в съответствие с Нютония закон за вътрешното триене ще следва зависимостта:

$$\frac{lV}{\nu} = \frac{l'V'}{\nu'} = Re = const.$$

Величината  $Re = \frac{lV}{\nu}$  се нарича критерий или

число на Рейнолдс. Еднаквостта на това число за оригинала и модела е указание за подобие на двете течения спрямо силите от вътрешното триене. В същност то изразява отношението на инерционните сили и силите от вътрешното триене в оригинала и модела. Величините  $l$ ,  $l'$  и  $V$ ,  $V'$  в израза на  $Re$  са линеен размер и скорост, характерни за изследваните течения, а  $\nu$  и  $\nu'$  са кинематичните вискозитети на съответните флуиди. В разглеждания от нас случай на движение на вискозен несвиваем флуид в реактор с механично разбъркване характерният линеен размер  $l$  може да бъде радиуса или диаметъра на бъркалките или на реактора, а характерната скорост  $V$  е линейната скорост  $\Omega R$ . Необходимо е обаче при определянето на числото на Рейнолдс за подобни течения да се вземат съответни характерни дължини и скорости.

Към теченията без свободна повърхност се отнасят тези, които са ограничени от фиксирани твърди граници. Всъщност, флуидните течения в разглеждания от нас случай в реактори с механично разбъркване са от този тип. Характерно за

тези течения е това, че Архимедовата подемна сила винаги уравновесява теглото на флуидните частици, поради което тегловните сили не оказват влияние върху характера на течението – все едно, че флуидните частици се движат в условията на безтегловност. Следователно две геометрични подобни течения на реален несвиваем флуид без свободна повърхност са динамично подобни, ако са равни само числата на Рейнолдс, т.е.  $Re = Re'$ . Точно тази зависимост е отчетена при проектирането на лабораторния биореактор.

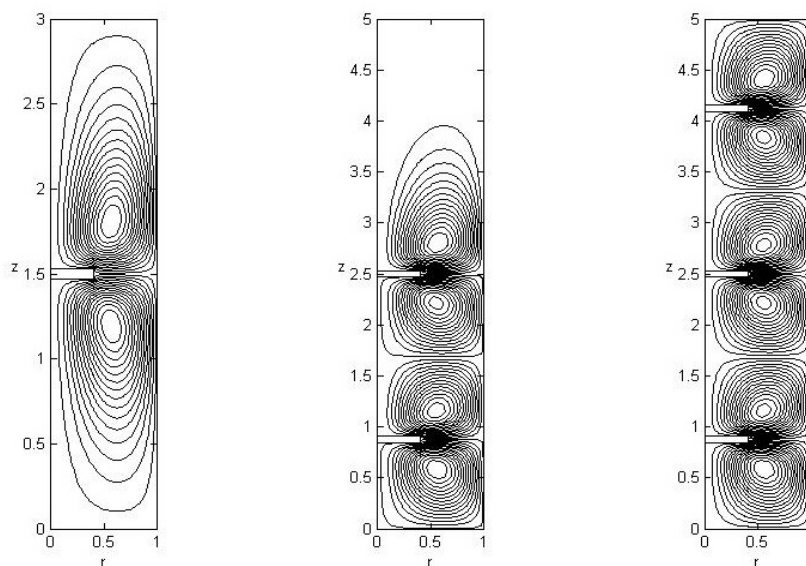
Освен това, при проектирането са отчетени и данните от проведени числени симулации на движенията в такива реактори [2, 3, 6]. На фиг.3 са представени резултати от проведени числени експерименти в цилиндричен реактор с различен брой прикрепени към оста бъркалки. Показани са линии на тока в реактори съответно с една, две или три бъркалки, които в разглеждания случай са приети за дискове с определен радиус и дебелина. Числото на Рейнолдс и за трите случая е  $Re = 100$ . Вижда се, че в тези случаи се формират два циркуляционни вихъра под и над всяка бъркалка, които оказват съществено влияние върху степента на разбъркване в реакторите.

#### 4. УСТРОЙСТВО НА ЛАБОРАТОРНИЯ БИОРЕАКТОР

Лабораторният биореактор ще се изработи от прозрачен материал, за да може да се осъществи визуално наблюдение, заснемане с високоскоростна камера и използване на лазерен анемометър за измерване на локалните скорости. Той представлява прав кръгов цилиндър с диаметър 0.3 метра и височина 0.75 метра. Това дава съотношение радиус/височина = 1/5. С допълнителен капак (виж Фиг. 1) това съотношение може да се регулира и да се постигат съотношения 1/3, 1/1 и т.н.

На Фиг.1 е показан и валът с прикрепени към него 3 бъркалки. Този вал е подвижен и на негово място може да се монтира друг с една или две бъркалки от изследван тип.

При избора на задвижващата разбъркването система (двигател и редуктор) ще се взема предвид, че е необходимо да се установи определен брой завъртания на вала в минута  $\Omega$  (например  $\Omega = 30-120$  оборота / минута). Това би дало възможност да се осъществят движения с контролирано число на Рейнолдс за да се изследват ламинарни движения в лабораторния биореактор с механично разбъркване.



Фиг. 3 Изолинии на функцията на тока при  $Re = 100$  в реактор с различен брой бъркалки

#### 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Механичното разбъркване е основна операция в химическата промишленост и биотехнологиите. За почти всички процеси твърде важен и актуален е мащабният ефект, т.е. възпроизвеждането на резултатите от даден процес в апарати от различен мащаб. За да се усъвършенстват процесите на химическия или микробиологическия синтез в различните реактори с механично разбъркване е необходимо те да бъдат детайлно количествено изследвани. Ето защо, разработването на различни видове математически модели, описващи различни стадии и аспекти от изучаваните процеси е от съществена важност. Също така особено важно е получаването на резултати от числено моделиране и симулиране на тези движения. От друга страна резултатите, получени от численото изследване или симулиране на процесите в такива апарати се нуждаят от експериментално потвърждение. За да може да се осъществи такова експериментално изследване на движението в биореактори с механично разбъркване, в настоящата статия е представено проектиране на лабораторен биореактор с механично разбъркване. С него биха могли да се изследват движения в реактори с различен брой и вид бъркалки и да бъдат променени геометричните характеристики на разбърквателната система.

#### Литература

1. Влаев С. Д. Хидродинамика и масообмен в реактори с механично разбъркване и аерация – автореферат на дисертационен труд за присъждане на научната степен “Доктор на техническите науки”, 2003.

2. Желева И., Лечева А. Изследване влиянието на разположението на бъркалките върху хидродинамиката в химически реактор с три бъркалки, Научни трудове РУ “А. Кънчев” 2001, Том 38, Серия 9, стр. 86 – 90.
3. Желева И., Лечева А. Числено изследване на хидродинамиката в химически реактор с бъркалки, Научни трудове РУ “А. Кънчев” 2001, Том 38, Серия 5, стр. 83 – 91.
4. Запрянов З. Хидродинамика, УИ Св. Климент Охридски, София, 1996.
5. Коларов К. Процеси и апарати в хранително-вкусовата промишленост, Христо Г. Данов, Пловдив, 1984.
6. Лечева А. Числено изследване на хидродинамиката в цилиндрични реактори с механично разбъркване, Иванка Желева - научен ръководител, Дисертационен труд за присъждане на образователната и научна степен „доктор“, Русе, 2013.
7. Маджирски В. Хидродинамика, Техника, София, 1979, 407 с.
8. Bakker A., Van den Akker H.E.A. Single-phase flow in stirred reactors, Chemical engineering research and design, TransIChemE, Vol. 72, number A4, 1994, p. 583-593.
9. Fountain G. O., Khakhar D. V., Mezic I., Ottino J. M. Chaotic mixing in a bounded three-dimensional flow, J. Fluid Mech, vol.417, 2000, p. 265-301.
10. Lamberto D. G., Alvarez M. M., Muzzio F. J. Experimental and computational investigation of the laminar flow structure in a stirred tank, Chemical Engineering Science 54, 1999, p. 919-942.
11. Zheleva I., Lecheva A. Numerical Investigation of Hydrodynamics in Stirred Bioreactors with Multiple Impeller, 9<sup>th</sup> workshop on Transport phenomena in two-phase flow, Borovets’2004, August 27 – September 1, p.189-196.
12. [www.ansys.com](http://www.ansys.com) ANSYS Inc., January 2012.

## DESIGN OF LABORATORY BIOREACTORS WITH MECHANICAL STIRRING

Ivanka ZHELEVA<sup>1</sup> Anna LECHEVA<sup>2</sup> Vyarka RONKOVA<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Department of Termotechnology, Hydraulics and Ecology, University of Ruse, Bulgaria  
e-mail: [izheleva@uni-ruse.bg](mailto:izheleva@uni-ruse.bg)

<sup>2</sup>Department of Mathematics, University of Ruse, Bulgaria  
e-mail: [alecheva@uni-ruse.bg](mailto:alecheva@uni-ruse.bg)

<sup>3</sup>Department of Machine Science, Machine Elements and Engineering graphics, University of Ruse, Bulgaria  
e-mail: [vronkova@uni-ruse.bg](mailto:vronkova@uni-ruse.bg)

**Abstract:** Mechanical agitation is a major operation in the chemical industry and biotechnology. Different industries have developed hundreds of structures of fermentation apparatus of varying size and purpose. For almost all processes the scale effect is highly sensitive which means that the reproduction of the results of a process in the apparatus of different sizes is

not possible very often.. The main difficulty of this type of problems is the lack of common parameters characterizing sufficiently complete optimal technological conditions. This paper examined the fluid flows in reactors with mechanical stirring without free surface. Flows of this kind are bounded by fixed rigid boundaries. A laboratory bioreactor device is designed and presented in the paper.

**Keywords:** bioreactor design, mechanical agitation, fluid flows





## CALCULATION OF SCISSOR MECHANISM OF A STATIONARY LIFT PLATFORM

Vikenti SPASSOV<sup>1</sup> Boris TANEV<sup>1</sup> Andrey DELOV<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Material Handling and Construction Machines and Systems, University of Transport "T. Kableskov", Bulgaria  
e-mail: [vikenti.spassov@yahoo.com](mailto:vikenti.spassov@yahoo.com); [Btanev\\_83@abv.bg](mailto:Btanev_83@abv.bg); [d3loff@yahoo.com](mailto:d3loff@yahoo.com)

**Abstract:** Stationary scissor lift platforms are used for vertical lifting of workers, building materials, tools and equipment and cargo to a height of 5 to 20 meters. They find use in high-altitude works in the construction sector, indoor finishing works as well as multistory parking systems. During the design period of such machine the engineers aim to achieve the highest possible technological indicators such as: large load capacity, high operation speed, energy reservation, small dimensions, cost, maintainability, and the possibility for easy disassembly and transport. Constructors turn particular attention to the choice of material for the steel structure, the reliability of the metal profiles, simplifying the construction, easy replacement of the different units of the machine, the correct choice and number of hydraulic cylinders. From a constructive point of view the only difference between the stationary and movable scissor lifting platforms is the lack of chassis.

**Keywords:** Stationary scissor lifting work platforms, folding supports design, main indicators

### 1. INTRODUCTION

Stationary scissor lift platforms are machines with cyclic action which perform vertical transportation of people and goods. Structural features of such platforms could be very diverse, but in all cases it is brought to high requirements in terms of high reliability and safety in operation. This is achieved by load and momentum control systems. The load control system monitors the vertical load and vertical forces acting on the working platform. Momentum control system monitors the size of the momentum acting around the line of overturn which seeks to overturn the elevating work platform.

The presented paper aim to propose a mathematical method by which to determine the static bearing reaction forces in the scissor arms and the determination of the force in the lifting hydraulic cylinder mounted on the scissor lift mechanism. The proposed methodology treats and presents forces affecting load mast during operation and the force of the lifting hydraulic cylinder. The mathematical approach aims to provide a system of equations applicable to the calculations of stationary scissor lift.

### 2. CALCULATION OF THE MAIN STATIC REACTION FORCES IN THE SCISSOR ARMS AND THE FORCE IN THE LIFTING

### HYDRAULIC CYLINDER, MOUNTED ON THE SCISSOR MECHANISM

Fig.1 shows a schematic of stationary scissor lift platform with hydraulic cylinder mounted still the central pivot of the scissor and mounted mobile on vertical console located separately from scissor lift. Scissor mechanism is made of one pair of arms as one of the arms is locked still in it's left lower end. The connection between the lifting mechanism and the floor and between the lifting mechanism and the work platform is performed by cylindrical rollers moving usually on the inside of the upper and lower metal frame.

There are several different options in practice considering the deployment of the lifting hydraulic cylinder. In addition to the variation showed on Fig.1 it can be mounted between two points of the scissor mast segments or to the fixed point between the frame of the platform and the point of the scissor lifting mechanism.

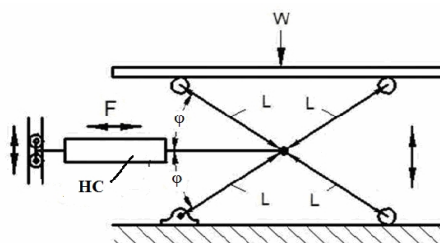


fig.1 Schematic of stationary scissor lift platform

The designations in the figure are as follows:

- HC – hydraulic cylinder;
- $\varphi$  – angle between the horizontal plane coinciding with the plane of movement of the piston of the hydraulic lifting cylinder;
- L – half the length of the scissor arm, m;

- W – the force of gravity of the combined weight of the platform and payload manipulated by stationary scissor platform, Nm;

Fig. 2 shows separately the arms of the lifting scissor mechanism, the main static reaction forces and the force of the lifting hydraulic cylinder acting on them.

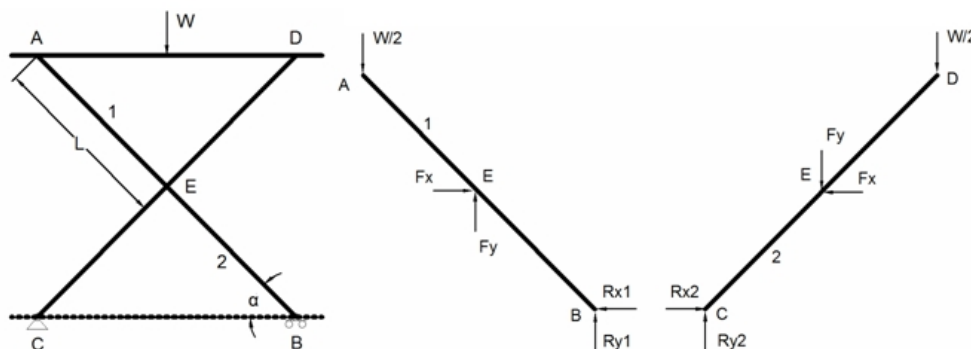


fig.2 Arms of the scissor lifting mechanism

From the conditions of static equilibrium of a scissor arm derive the equations for the first arm (1), (2) and (3):

$$\sum M_B = \frac{W}{2} \cdot 2L \cdot \cos \alpha - F_y \cdot L \cdot \cos \alpha - F_x \cdot L \cdot \sin \alpha \quad (1)$$

$$\sum F_x = F_x - R_{x1} \quad (2)$$

$$\sum F_y = -\frac{W}{2} + F_y + R_{y1} \quad (3)$$

For the second arm the equations are (4), (5) and (6):

$$\sum M_A = -\frac{W}{2} \cdot 2L \cdot \cos \alpha - F_y \cdot L \cdot \cos \alpha + F_x \cdot L \cdot \sin \alpha \quad (4)$$

$$\sum F_x = F_x - R_{x2} \quad (5)$$

$$\sum F_y = -\frac{W}{2} - F_y + R_{y2} \quad (6)$$

The result is six equations with six unknown variables. From (1) equation (7) follows:

$$0 = \frac{W}{2} \cdot 2L \cdot \cos \alpha - F_y \cdot L \cdot \cos \alpha - F_x \cdot L \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

From this derives the equation (8):

$$F_y = \frac{(-W/2) \cdot 2L \cdot \cos \alpha}{L \cdot \cos \alpha} + \frac{F_x \cdot L \cdot \sin \alpha}{L \cdot \cos \alpha} = -W + F_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (8)$$

From (4) equation (9) follows:

$$0 = \frac{W}{2} \cdot 2L \cdot \cos \alpha - F_y \cdot L \cdot \cos \alpha + F_x \cdot L \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

From this derives the equation (10):

$$F_x = \frac{(W/2) \cdot 2L \cdot \cos \alpha}{L \cdot \sin \alpha} - \frac{F_y \cdot L \cdot \cos \alpha}{L \cdot \sin \alpha} = \frac{W}{\operatorname{tg} \alpha} - \frac{F_y}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (10)$$

The result from equation (8) we substitute in equation (10) and the result is (11):

$$F_x = \frac{W}{\operatorname{tg} \alpha} - \left( \frac{-W}{\operatorname{tg} \alpha} - \frac{F_x \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} \right) \quad (11)$$

After this the following result (12) and (13) is obtained:

$$F_x = \frac{W}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (12)$$

If:

$$-R_{x1} + F_x = 0 \gg R_{x1} = F_x \quad (13)$$

$$R_{x2} - F_x = 0 \gg R_{x2} = F_x$$

From equations (12) and (13) follows (14):

$$F_x = R_{x1} = R_{x2} = \frac{W}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (14)$$

From equation (1) follows (15):

$$-W + F_x \operatorname{tg}\alpha = F_y \quad (15)$$

From equations (4) follows (16):

$$\frac{W}{\operatorname{tg}\alpha} - \frac{F_y}{\operatorname{tg}\alpha} = F_x \quad (16)$$

When substituting the result obtained in (15) in (16) follows (17):

$$F_y = -W + \left( \frac{W}{\operatorname{tg}\alpha} - \frac{F_y}{\operatorname{tg}\alpha} \right) \operatorname{tg}\alpha \quad (17)$$

$$F_y = -F_y \gg F_y = 0$$

When substituting equation (17) in (6) the following result (18) is obtained:

$$0 = -\frac{W}{2} - F_y + R_{y2} \gg \frac{W}{2} = R_{y2} \quad (18)$$

From (3) equation (19) derives:

$$0 = -\frac{W}{2} - F_y + R_{y1} \gg \frac{W}{2} = R_{y1} \quad (19)$$

As a conclusion the following equations (20) and (21) can be obtained:

$$R_{x1} = R_{x2} = \frac{W}{\operatorname{tg}\alpha}; R_{y1} = R_{y2} = \frac{W}{2} \quad (20)$$

$$F_x = \frac{W}{\operatorname{tg}\alpha} = R_x; F_y = 0 \quad (21)$$

From equation (21) follows that the force in the lifting hydraulic cylinder is:

$$F = F_x [N] \quad (22)$$

When using the presented methodology the following factors should be taken into account:

- mast units/arms are symmetrically loaded;
- the weight of the units/arms is ignored;
- resistances in the guide rollers and pivots are negligible;

### 3. CONCLUSION

The problems that arise during the design process of scissor lift platform are usually associated with limitations such as limited space, inconformity of the lifting speed and the requirement for precise positioning of the work platform. These problems can be solved using sensors for speed and positioning.

Another important factor during the design process is the proper placement of the hydraulic lifting cylinder. This could reduce significantly the required lifting force and also to help reducing the levels of tension in the whole structure.

#### References

1. БДС EN 280 + A1 Подвижни работни площадки, които се повдигат. Изчисления за проектиране, критерии за устойчивост. Конструкция. Безопасност. 2005-11-17.
2. Спасов В. Инженерна логистика (Подемно – транспортни машини, процеси и системи). София, Техника, 2012
3. Cranes and access. November 2012, Vol. 14, issue 8.
4. Spackman H. Technical document 2643.
5. Spassov V., Tanev B. Work elevating platforms - Summary analysis and classification. Mechanics Transport Communications – Academic Journal, article № 0369, 19<sup>th</sup> International Scientific Conference “Transport 2009”.
6. Tanev B. Mathematical analysis of the forces acting on scissor lifting mechanism of movable elevating platform. Mechanics Transport Communications – Academic Journal, article № 0517, 20<sup>th</sup> International Scientific Conference “Transport 2011”.



## МЕТОДИКА ЗА ОПТИМИЗАЦИЯ НА АВТОМОБИЛНА ДЖАНТА С МКЕ

**Петко НЕДЯЛКОВ**

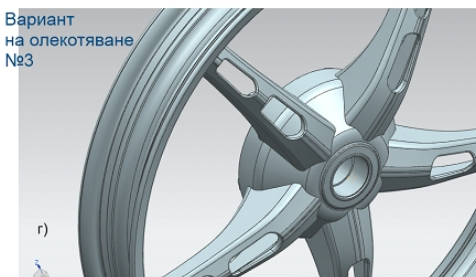
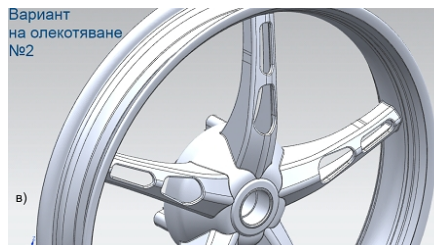
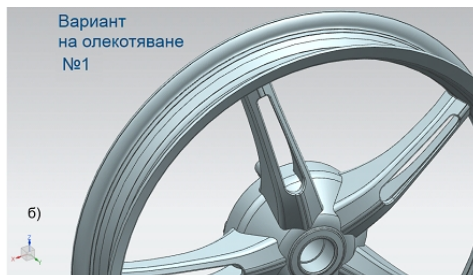
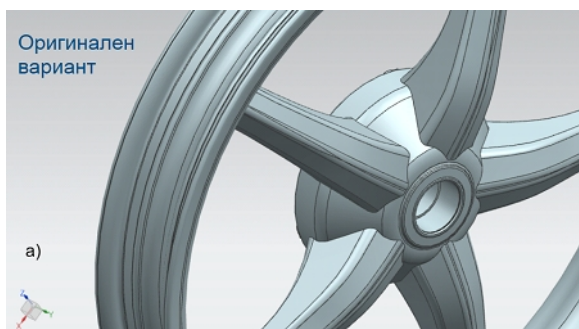
катедра „Машинни елементи и неметални конструкции”, Технически Университет – София, България  
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

**Резюме:** В работата описана методика за анализ чрез метода на крайните елементи (МКЕ) на характеристиките на автомобилна джанта в специализирано изпълнение за състезание по енергийна ефективност на автомобили. Анализирани са и якостно деформационните и модалните характеристики на джантата чрез създаден изследователски модел в САЕ софтуер на базата на метода на крайните елементи, като са въведени изследователски критерии - максимални деформации, максимални напрежения, коравина, коефициент на сигурност и коефициент на използване на материала. Основната цел на изследването е намаляване на масовите и инерционните показатели на джантата при запазване на максимална коравина и якостни показатели. Разработени са няколко варианта на олекотяването на джантата, от които чрез оптимален подбор е разработен крайният вариант на олекотяването.

**Ключови думи:** модален анализ, структурен анализ, коравина, метод на крайните елементи

Автомобилната джанта е изделие в което се комбинират изискванията на няколко отделни области – технически изисквания за работоспособност и издръжливост, технологични изисквания за изработката и дизайнерски изисквания за оформлението и външния вид на изделието.

В случая използваната автомобилна джанта е моделирана в оригиналния си вид - фиг. 1а), а след това са моделирани вариантите на олекотяването – фиг. 1б – г). Оригиналният вариант на джантата и трите избрани варианта са изследвани и анализирани с цел да се избере оптималният вариант за олекотяване и работоспособност, като изцяло се пренебрегват дизайнерските аспекти, поради факта, че джантите се използват върху състезателен автомобил покрити с капаци.



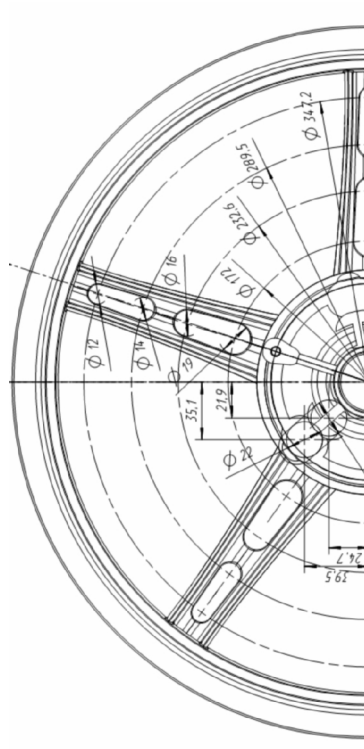
**фиг.1** Схема на разглежданите варианти за олекотяване на автомобилна джанта

Критериите за разработване на вариантите за олекотяване, са както следва:

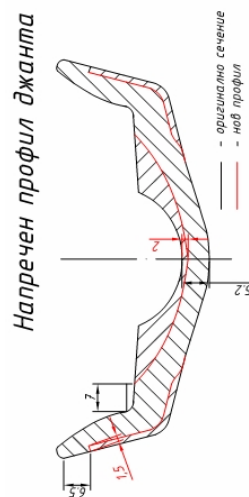
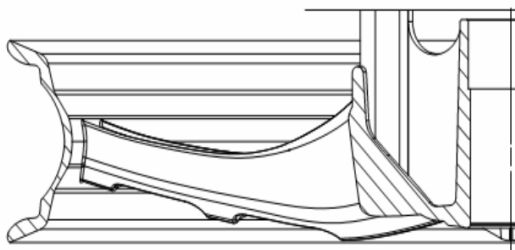
- олекотяване на главината на джантата – джантата в оригиналният си вид е предназначена за използване в мотопед, като закрепването на главината, спиращия диск и на самата джанта са различни. Преходните фланци за закрепване на спиращия диск са разработени отделно от джантата, като използват три отворите за закрепване на спиращен диск, което обосновава премахването на останалите три отвора и съответните им ребра – фиг. 2 от главината на джантата;

- олекотяване на спиците – спиците на джантата са изработени плътни във „П” образен профил по надлъжното си сечение поради технологични съображения при леенето на джантата, в случая при отнемането на материал от спиците се търси баланс между якостта и коравината на спиците и отнетия материал – фиг.1б – г) и фиг. 2;

- олекотяване на външния ринг – външният ринг на джантата е конструиран със задържащи и уплътняващи ръбове за гумата, а също така и с изискване за достатъчна якост при монтирането на гумата. Също така заради технологията на изработка на джантата в дъното на канала има материал който може да бъде отнет без да се намали носещата способност на джантата – фиг. 3.



фиг.2 Схема на изгледа и профила на джантата в прилагане на максималното олекотяване

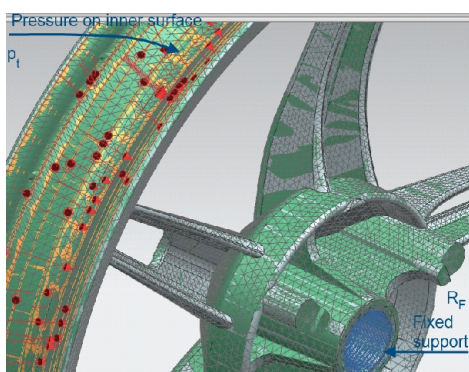


фиг.3 Схема на напречните профили на обръча на джантата в оригинално състояние (черен контур) и при прилагане на максималното олекотяване (червен контур)



Всички профили и олекотяващи повърхнини са моделирани като отделни геометрични обекти и са насложени върху оригиналното изделие. Моделирането на профилите е съгласувано с технологията на обработка, като в случая са използвани машини с ЦПУ управление, за да се гарантира точност на обработката и свобода на профилите. Отнемането на ребрата на главината е съобразено с профилите на фрезерите, а контурите на обхождане са дефинирани за ЦПУ машина за да не се нарушат външните повърхнини на главината. В резултат на така моделираните геометрии са избрани два варианта за изследване – фиг. 1б и фиг. 1в (вар. №1 и вар. №2), като разликата между тях е във целият канал отнет по дължина на сплицата (вар. №1). Съображението в полза на вариант №2 е за запазване на достатъчна якост на огъване на сплицата и съответно вкоравяване на джантата. След направените изследвания с МКЕ – фиг. 6 и фиг. 7, разработен модел с максимално допустимо олекотяване на главината и някои допълнителни скосявания, който в крайна сметка е изследван като вариант №3 и изпълнен, а и внедрен в състезателния автомобил.

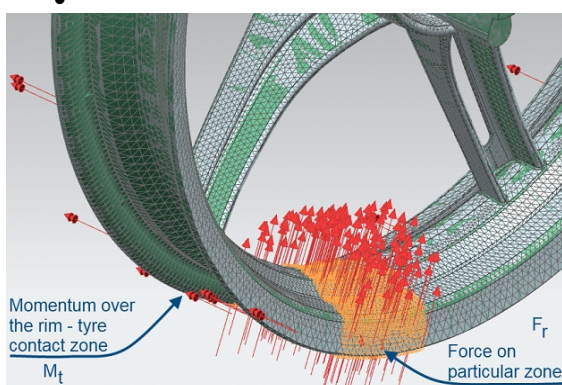
В аспекта на създаването на модела на МКЕ е използван изчислителен модул на NX/Nastran, като са спазвани изисквания за наситняване на мрежата и подбор на материала съответстващ на оригиналния материал на изделието. Поради сложната геометрия и значителните размери джантата е моделирана като единично тяло, взаимодействието със съседните елементи е моделирано чрез сили моменти и налягания върху отделните повърхнини.



фиг.4 Задаване на опората в модела и натоварването създавано от налягането върху повърхнината затваряна от гумата

Моделът в МКЕ е създаден при използване на:

- фиксирана опора във вътрешния отвор на главината;
- налягане върху уплътнените повърхнини на джантата от 4.5 bar – фиг. 4;
- момент по цилиндричната повърхнина на джантата предаван от гумата на автомобила с големина 30 Nm – фиг. 5;
- сила разпределена върху възлите от мрежата в една зона представляваща стъпване върху препятствие – фиг. 5, с големина от 500 N.

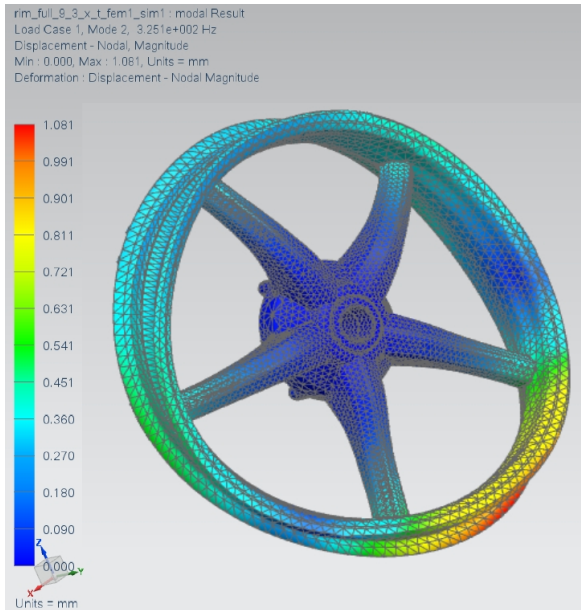


фиг. 5. Задаване на натоварващия момент по периферията на гумата и зоната за предаване на вертикалната реакция

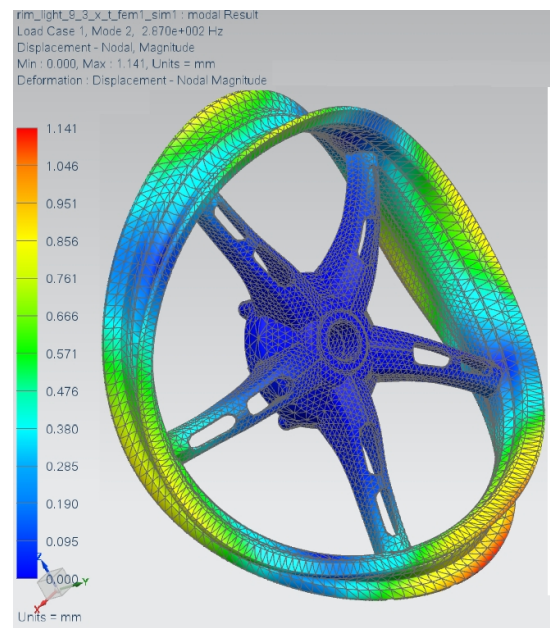
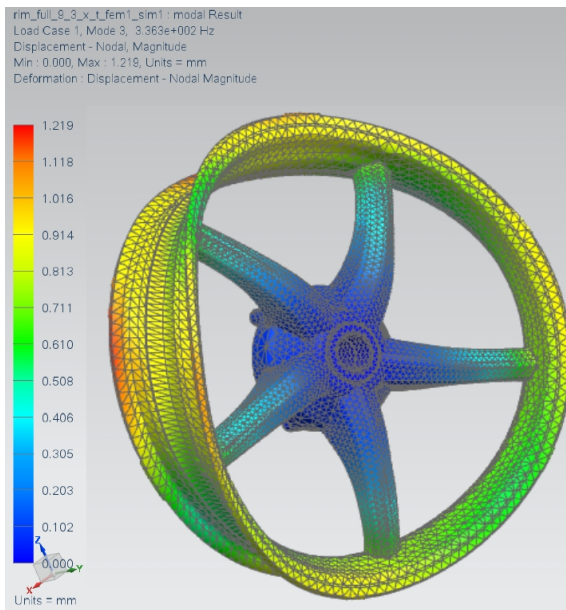
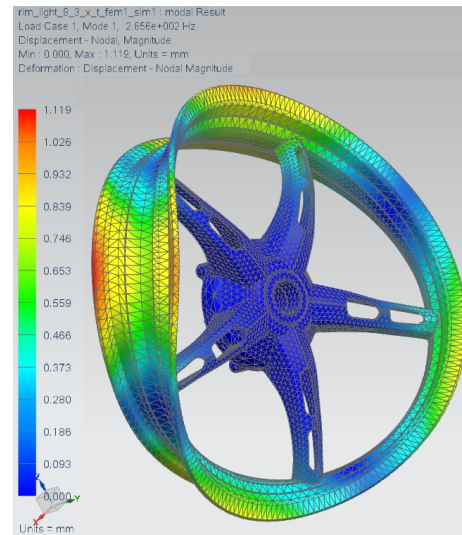
При така конфигурирания модел в МКЕ (NX/Nastran) са проведени изследвания и на четирите варианта (фиг. 1) за да се използва сравнителен анализ на резултатите. Абсолютните стойности на резултатите не могат да бъдат гарантирани, а също така експерименталното им измерване е доста сложна техническа задача.

Модалният анализ на изделието е извършен при ненатоварено състояние – т.е. е дефинирана само опората върху цилиндричната повърхнина на отвора на главината.

На фиг. 6 са показани резултатите от модалния анализ на вариант №0 (фиг. 1а) със мода №1 (325 Hz) и №2 (336 Hz) и съответстващото разпределение на деформациите в обема на джантата показани с цветна скала.



на маса и съответно намаляване на инерционните натоварвания върху обема на тялото.



**фиг.6** Резултати – а) мода №1 (325 Hz) и б) №2 (336 Hz) на оригиналната джанта (неолекотена)

**фиг.7** Резултати - мода №1 и №2 на олекотена джанта вар. №3

На фиг. 3.7 са показани резултатите от модалния анализ на вариант №0 (фиг. 1.а) със мода №1 (285 Hz) и №2 (287 Hz). Резултатите за деформациите сравнени като числени стойности показват понижаване на стойностите на деформациите, което може да се обясни с отнемането

Сравнителните стойности от модалния анализ на четирите варианта на автомобилната джанта са показани в табл. 10. Сравнителната тенденция при използване на инструментите на модалния анализ [1,2] е използвана в последователност на



проследяване на първите десет собствени честоти получени при модалния анализ на ненатоварената джанта.

табл. 1. Изследване на автомобилна джанта – модален анализ

	Неолекотена, Вар. №0		Олекотена, Вар. №1		Олекотена, Вар. №2		Олекотена, Вар. №3	
	моди	макс. деформации	моди	макс. деформации	моди	макс. деформации	моди	макс. деформации
1	315.90 Hz	1.064 mm	285.60 Hz	1.119 mm	254.70 Hz	1.0030 mm	252.10 Hz	1.078 mm
2	325.10 Hz	1.081 mm	287.00 Hz	1.141 mm	264.40 Hz	1.1290 mm	252.90 Hz	1.109 mm
3	336.30 Hz	1.219 mm	294.30 Hz	1.004 mm	265.70 Hz	1.0750 mm	310.40 Hz	1.054 mm
4	342.40 Hz	1.114 mm	309.40 Hz	1.047 mm	323.20 Hz	1.0320 mm	329.60 Hz	1.101 mm
5	342.90 Hz	1.117 mm	317.10 Hz	1.076 mm	330.40 Hz	1.0850 mm	331.40 Hz	1.028 mm
6	447.40 Hz	1.005 mm	455.70 Hz	1.005 mm	456.50 Hz	1.0010 mm	457.20 Hz	1.002 mm
7	811.00 Hz	1.268 mm	665.00 Hz	1.210 mm	562.90 Hz	1.2600 mm	536.70 Hz	1.156 mm
8	814.20 Hz	1.174 mm	670.70 Hz	1.233 mm	563.50 Hz	1.2210 mm	537.90 Hz	1.117 mm
9	912.10 Hz	1.143 mm	836.30 Hz	1.003 mm	717.10 Hz	1.0370 mm	750.40 Hz	1.084 mm
10	912.30 Hz	1.319 mm	837.30 Hz	1.332 mm	717.30 Hz	1.0860 mm	752.50 Hz	1.053 mm

В случая на модалния анализ [2]– табл. 1 приоритетите които са следени в процеса на изследването и итерациите в моделирането на олекотяващите отвори са както следва:

- анализ на абсолютните стойности на собствените честоти и съответстващите им де-

формации – ако собствените честоти се доближават до работните честоти изделието лесно излиза от областта на работоспособност и навлиза в резонансната зона (критична зона);

Работната честота на въртене на джантата съответства на скорост на движение на автомобила е:

$$v = 0 \div 45 \text{ km/h} = 0 \div 12.5 \text{ m/s} \quad (1)$$

при което ъгловата скорост на въртене на джантата е:

$$\omega_{\max} = \frac{v_{\max}}{R_{\max}} = \frac{12.5}{0.271} = 46.12 \text{ rad/s} \quad (2)$$

, където -  $R_{\max}$  е радиусът на колелото (джантата с гума) на автомобила;

,а съответната честота на принуденото въздействие, породено от въртене на джантата е:

$$f_{\max} = \frac{\omega_{\max}}{2 \cdot \pi} = \frac{46.12}{2 \cdot \pi} = 7.35 \text{ Hz} \quad (3)$$

От сравнението на абсолютните стойности за честотата на най – ниската мода може да се потвърди, че критичната зона на джантата е десетки пъти над работната зона, което обосновава възможността за олекотяване, отнемане на материал и снижаване на коравината на джантата.

- сравнение между собствените честоти – снижавания или повишавания на собствените честоти с необосновани скокове, говорят за грешки при геометричното моделиране или при конфигуриране на МКЕ модела;

- сравнение на формата на модите – модите причинени от огъващи трептения за едно и също изделие трябва да са подобни по форма и със сравнително близки честоти;

- сравнение между максималните деформации за отделните моди – при подобните моди би трябвало да се получат и подобни резултати за абсолютните деформации;

Модалният анализ на джантата и съответните и варианти на олекотяване дава няколко критерия (описани по – горе) които служат за сравнителен анализ и имат субективен характер, което в някои случаи не обосновава действията по олекотяване или изменение на геометричните параметри на изделието, но има предимството да бъде лесно изпълнимо и лесно за анализ [1,3]. Поради тази субективност на модалния анализ,

джантата е подложена и на статичен структурен анализ, като при него са проследени максималните деформации и максималните напрежения получени при дефинираните начални и крайни условия показани на фиг. 4 и фиг. 5. Джантата не е подлагана на анализ при ударно въздействие от една страна поради факта, че се експлоатира в състезателни условия където от трасето са премахнати всички резки препятствия. Развиването на числена изпитателна методика за ударно въздействие е една от предвидените задачи за бъдещо развитие.

табл. 2. Статичен анализ и инерционни показатели за варианта на олекотяване на джантата

	Вар. №0	Вар. №1	Вар. №2	Вар. №3	Разм.
максимални деформации	0.088	0.160	0.181	0.208	mm
отн. разлика	-	-82.2	106.2	136.9	%
максимални напрежения	69.06	66.66	82.91	81.4	MPa
отн. разлика	-	3.5	-20.1	-17.9	%
маса	3.798	2.823	3.166	2.58	kg
отн. разлика	-	25.7	16.6	32.1	%
инерционен момент	2.127	1.571	1.768	1.437	kg.m
коравина (за сила Fg = 500 N)	5694.8	3125.0	2762.4	2403.8	N/m
коэф. на сигурност	6.5	6.8	5.4	5.5	-
коэф. на изп. на материала	18.2	23.6	26.2	31.6	MPa/kg

Анализът на резултатите показва, че за повишаване на максималните напрежения в тялото на джантата с около 20 % е възможно да се снижи масата ѝ с около 30 %, което за целите на състе-

зателния автомобил в който се вгражда джантата е напълно приемливо и адекватно. В случая джантата е експлоатирана дори при по – тежки режими от тези при които е изследвана без да покаже дефекти.

Методичният подход при изследването на това изделие доведе до уточняване на профилите и конфигурацията на отнемане на материал без да се влошат показателите на работоспособността на изделието, чрез въвеждане на субективни критерии - табл. 1 и на обективни структурни критерии – табл. 2.

Изводите при изследването на изделия със сложната форма и сложна конфигурация показват, че с МКЕ такива изделия могат да се изследват адекватно при следване на няколко стъпки и проследяване на субективни и обективни показатели. Основната трудност при такъв тип изделия идва от сложността при конфигуриране на МКЕ моделите и практическата невъзможност този тип изделия да се изследват повъзлово или комбинирани с други елементи. По такъв начин дефинирането на условията на натоварването и опорите трябва да бъде безкомпромисно прецизирано за получаване на адекватни резултати.

#### Литература

1. Недялков П., „Методика за изследване на концентратори на напрежение чрез метода на крайните елементи”, Българско списание за инженерно проектиране, брой 19, месец Юли, ISSN 1313-7530, София, 2013г.
2. Collins J. A. (1981). Failure of Materials in Mechanical Design, John Wiley & Sons, New York, 1981.
3. Дамянов Ц., „Компютърно моделиране на механични системи”, Минно – Геоложки Университет „Св. Иван Рилски” – София, 2009 г.

## OPTIMIZATION METHODICS FOR ONE AUTOMOBILE WHEEL RIM USING FEM

Petko NEDYALKOV

Department “Machine elements and non-metallic constructions”, Technical University of Sofia, Bulgaria  
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

**Abstract:** This paper describes melodic using FEM analysis of characteristics of one automobile wheel rim specially executed for energy efficient automobile competition. There are analyzed strength – strain and modal characteristics through research model in CAE software based on FEM modeling, leading up few research criteria - maximum deformations, maximal stresses, stiffness, factor of safety and material usage factor. The main aim of this research is lowering the mass and inertia Основната цел на изследването е намаляване на масовите и инерционните rim parameters when saving the maximal stiffness and strength. A few variants of rim design are researched and the optimal constructive variant is developed and analyzed.

Keywords: modal analysis, structural analysis, stiffness, finite element method.



## ОПРЕДЕЛЯНЕ ПЕРИОДА НА ЕКСПЛОАТАЦИЯ ЗА ЕНЕРГИЕН ХАРВЕС- ТЕР ОТ УДАРЕН ТИП

Георги ПЕТКОВ

катедра „Теория на Машините и Механизмите“, Технически университет - София, България

e-mail: [georgi.petkov@tu-sofia.bg](mailto:georgi.petkov@tu-sofia.bg)

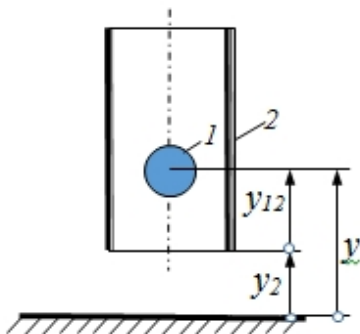
**Резюме:** В статията се разглежда вибро-ударен генератор на енергия (наречен енергиен харвестер) с проста конструкция, съдържаща корпус и подвижна тежка сфера. Стените на корпуса са еластични пиезоелектрични мембрани. Генераторът е подложен на външни вибрации с хармоничен характер. Под действието на тези вибрации сферата упражнява удари в двете пиезоелектрични мембрани и по този начин произвежда електрически ток. Установен е периодът на експлоатация спрямо параметрите на сферата и вибрациите при квази-резонансен режим на работа при налични еластични удари и деформации. Изведената зависимост за периода на експлоатация е направена при приети опростяващи предпоставки за малки деформации в областта на удара и при висок коефициент на възстановяване на еластичните мембрани.

**Ключови думи:** квази-резонанс, вибро-ударни преобразуватели, период на експлоатация

### 1. УВОД

Енергийните харвестери са устройства, които превръщат неизползваем тип енергия на дадена система в електрическа, която в последствие може да се използва от самата система или да захранва друго устройство.

Енергиен харвестер от ударен тип представлява метална сфера, която има свободен ход между две пиезоелектрични мембрани, разположени на двата края в корпус (фиг.1).



фиг. 1 Енергиен харвестер от ударен тип

Когато системата е подложена на хармонични вибрации сферата се ускорява и удря в пиезоелектрични мембрани. Последващата деформация върху мембраната от удара генерира електричес-

ка енергия. Харвестери от ударен тип имат ефективност между 9,4% и 50% [2] според коефициента на възстановяване.

Изследването на харвестер с конзола вместо сфера [8] и изходящите параметри на материали за пиезоелектрични мембрани при удар [6,9] потвърждават интереса към технологии за извличане на енергия чрез ударни вибрации.

Други изследвани видове вибрационни енергийни харвестери са от електромагнитно-вибрационен [5] и електростатично-вибрационни типове [3,10].

Цел на настоящата статия е да изследва очаквания период на експлоатация на пиезоелектричните мембрани в зависимост от масата на сферата при запазване на другите условия.

### 2. ЕНЕРГИЙНА ХАРАКТЕРИСТИКА

В условие на квази-резонансен режим, ударите на сферата в мембраните следват дадена последователност, при която енергията, добивана от харвестера може да се изрази чрез [1]

$$E = \frac{me^2 A^2 \omega^2}{2} \cdot \frac{(u+1)^2 \cos^2\left(\omega t_0 + \frac{2\pi}{u+1}\right)}{(1+eu)^2} \quad (1)$$

където  $m$  е маса на сферата,  $e$  е коефициент на възстановяване,  $A$  и  $\omega$  са съответно амплитуда и ъглова честота на външните вибрации,  $u$  е съотношение на скоростите на сферата преди и след удар,  $t_0$  е фазово отместване спрямо първият удар.

От уравнение (1) може да се отбележи, че енергията зависи праволинейно от масата на сферата. Масата на сферата може да се изчисли чрез формулата

$$M_{сфера} = \frac{4}{3} \pi R^3 \rho_{сфера} \quad (2)$$

където  $R$  е радиусът, а  $\rho_{сфера}$  е плътността на сферата.

Замествайки (2) в уравнение (1) може да се отбележи, че енергийният добив на харвестъра е правопропорционален на третата степен на радиуса на сферата.

### 3. СИЛОВИ ЗАВИСИМОСТИ

Всеки удар генерира електрическа енергия в пиезоелектричната мембрана. В режим на хармонични вибрации тези натоварвания се повтарят с честотата на външния източник. Използвайки елементарната теория на удара може да се намери пиковата сила [4]

$$F_p = 2\bar{m}(1+e)(v_{2n} - v_{1n}) / \Delta\tau, \quad (3)$$

където  $v_{2n}$  и  $v_{1n}$  са съответно скоростите на сферата и корпуса за всеки удар,  $\Delta\tau$  е времето на удар и  $e$  е коефициента на възстановяване. Скоростта на сферата за всеки следващ удар може се да намери от

$$V_{1n}^{k+1} = -e(V_{1n}^k - gt_k) + (1+e)A\omega \cos \omega\tau_{k+1} \quad (4)$$

където  $t_k$  е времето на удар и  $\tau_{k+1}$  е периода на вибрациите.

Тъй като харвестъра е в квази-резонансен режим, при който има налична повторяемост на ударите спрямо периода на външните вибрации, то може да се очаква, че средното отклонение на скоростта на сферата при всеки удар няма да е голямо спрямо усреднената стойност на скоростта преди удар. Следователно скоростите в уравнение (3) може да се заместят с техните средни.

За сферата се взимат средните от даден брой удари

$$V_{1n,AVE} = \frac{\sum_{m=0}^p V_{1n}^{k+m}}{p} \quad (5)$$

Тъй като трептенията са хармонични и ударите със сферата не оказват влияние върху корпуса, то за средната скорост на корпуса може да се вземе

$$V_{2n,AVE} = \frac{\sum_{i=0}^N (v_{2n_i})}{N} = \frac{V_{2n,MAX}}{\sqrt{2}} = \frac{A\omega}{\sqrt{2}} \quad (6)$$

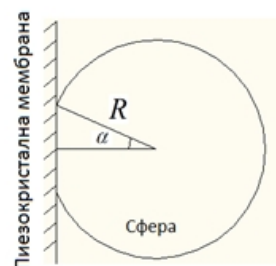
Имайки предвид, че масата на корпуса е много по-голяма от масата на сферата, то за приравнената маса може да се приеме, че  $m_{корпус} = \infty$ . Следователно уравнение (3) може да се запише като

$$F_{p,AVE} = 2m(1+e)(A\omega - V_{1n,AVE}) / \Delta\tau \quad (7)$$

От уравнение (7) е видно, че силата е правопропорционална на масата, амплитудата и ъгловата честота. Използвайки уравнение (2) за зависимостта на масата от радиуса на сферата може да се заключи, че силата е правопропорционална на третата степен на този радиус, което е типично за този тип харвестър. Това е така, защото енергията е следствие от деформацията на пиезоелектричните мембрани и е правопропорционална на силата.

### 4. НАТОВАРВАНЕ И ПЕРИОД НА ЕКСПЛОАТАЦИЯ

В следствие на удара възниква деформация на сферата (фиг.2).



Фиг.2 Деформация на метална сфера по време на удар

Тъй като деформацията е малка, то повърхността за контакт може да се приеме като

$$A = \pi R^2 \sin^2 \alpha, \quad (8)$$

където  $R$  е радиусът на сферата и  $\alpha$  е ъгълът на деформация.

Тъй като  $\alpha \ll 1$ , можем да заместим  $\sin \alpha \approx \alpha$  в уравнение (8)

$$A = \pi R^2 \alpha^2 \quad (9)$$

Натоварването по време на удар върху мембраната е

$$\sigma_{AVE} = \frac{F_{p_{AVE}}}{A}. \quad (10)$$

Замествайки масата (2) в уравнение (7) и след последващо заместване на израза (9) в уравнение (10) е получено

$$\sigma_{AVE} = \frac{8R\rho_{сфера}(1+e)(A\omega - V_{1n_{AVE}})}{3\alpha^2\Delta\tau} \quad (11)$$

Уравнението на Баскюин [3] за умора на материала при циклично неголямо натоварване е

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N)^b \quad (12)$$

където  $\sigma'_f$  е коефициента на умора на материала (определя се експериментално за всеки материал),  $\sigma_{max}$  е максималното натоварване,  $\sigma_{min}$  е минималното натоварване,  $b$  е експонента за умора на материала и  $\sigma_a$  е допустимото натоварване. На първа апроксимация може да се приеме, че  $\sigma'_f = \sigma_{AVE}$ . Тъй като броят на повторенията  $N$  са равни на честота на вибрациите по изминалото време, то

$$N = fT = \frac{\omega}{2\pi} T, \quad (13)$$

където  $T$  и  $f$  са съответно периода на експлоатация и честотата на вибрациите.

След заместване на  $N$  от израза (13) в уравнение (12) е получено

$$\sigma_a = \sigma_{AVE} \left( \frac{\omega}{\pi} T \right)^b \quad (14)$$

Решавайки уравнение (14) за периода на експлоатация  $T$  е намерено

$$T = \frac{\pi}{\omega} \sqrt[b]{\frac{\sigma_a}{\sigma_{AVE}}} \quad (15)$$

След заместване на (11) във формула (15) следва

$$T = \frac{\pi}{\omega} \sqrt[b]{\frac{\sigma_a 3\alpha^2 \Delta\tau}{8R\rho_{сфера}(1+e)(A\omega - V_{1n_{AVE}})}} \quad (16)$$

Изразът (16) дава възможност да се изчисли периода на експлоатация при известни радиус и плътност на сферата и известни параметри на външните вибрации. Коефициентите  $b$  и  $\sigma_a$  се намират експериментално за използваните материали.

## 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изведената зависимост за периода на експлоатация е направена за ударен вид харвестър в квази-резонансен режим при малки деформации в областта на удара и при висок коефициент на възстановяване. Високият коефициент на възстановяване води до по-ниска ефективност [2].

Изведената зависимост може да се използва при дадени условия на средата за определяна вида на вибрационен харвестър [3,5,7,10,13] за по-голям период на експлоатация и ефективност.

Уравнение (16) илюстрира чувствителността на ударен тип харвестър към промяна на параметрите.

От изведената зависимост на уравнение (16) може да се заключи, че за увеличаване на периода на експлоатация е препоръчително да се замени материала на сферата вместо да се намали радиусът. От уравнения (1) и (2) може да се заключи, че замяна на сферата с по-малки сфери ще намали изходящата мощност на системата.

Приложения с ниска честота на вибрация могат да се използват при по-голяма амплитуда, следователно и сила на удар [8].

Подари принципа на работа на ударен тип харвестер се налага допълнително условие  $g < A\omega^2$ , където  $g$  е земното ускорение. Поради наличието на горното условие при определени ситуации е невъзможно използването на ударен тип харвестър независимо от неговият период на експлоатация.

**Литература**

1. **Петков Г., Тодоров Т.** Определяне на условията за съществуване на стационарен режим при вибродарни генератори на енергия, Научно-техническа конференция, Варна – 2011, (Механика на Машините, ISSN 0861-9727), стр.92-95.
2. **Beeby S., Tudor M., White N.** Energy harvesting vibration sources for microsystems applications. *Meas. Sci. Technol.*, 2006, vol.17, p.175-195.
3. **Boisseau S., Despesse G., Ahmed S.** Electrostatic Conversion for Vibration Energy Harvesting, *Small Scale Energy Harvesting*. Intech, 2012, p.1-39.
4. **Brach M.** *Mechanical Impact Dynamics*. New York, John Wiley & Sons, 1991, p.26-29.
5. **Dirk S., Yiannos M.** *Electromagnetic Vibration Energy Harvesting Devices: Architectures, Design, Modeling and Optimization*, Springer Series in Advanced Microelectronics, 2012, vol. 35, p.13-32.
6. **Djugum R., Trivailo P., Graves K.** A study of energy harvesting from piezoelectrics using impact forces. *The European Physical Journal Applied Physics*, 2009, vol. 48, Iss. 1, pp.1-5.
7. **Henry A., Sodano, Inman D.** Comparison of Piezoelectric Energy Harvesting Devices for Recharging Batteries. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2005, vol.16, p.799-807.
8. **Jacquelin E., Adhikari S., Friswell M.** A piezoelectric device for impact energy harvesting. *Smart Mater. Struct.*, 2011, vol. 20, p.12-25.
9. **Michael R., Paolo F., Chris H.** Optimization of piezoelectric unimorph for shock and impact energy harvesting. *Smart Mater. Struct.*, 2007, vol. 16, Iss. 4, pp.1125-1135.
10. **Noel D., Brian W., Sang-Gook K.** Design Considerations for MEMS-scale piezoelectric mechanical vibration energy harvesters. *Integrated Ferroelectrics*, 2005, vol. 71, Iss. 1, p.121-160.
11. **Ralph S., Ali F., Rober S., Henry F.** *Metal Fatigue in Engineering*. New York, John Wiley & Sons, 2001, p.93-117.
12. **Sheng W., Honh H., Siyuan H.** Modeling and experimental investigation of an impact-driven piezoelectric energy harvester from human motion. *Smart Mater. Struct.*, 2013, vol. 22, p.1-10.
13. **Vullers R., Schaijk R., Doms I., Hoof C., Mertens R.** *Micropower Energy Harvesting*. *Solid-State Electronics*, 2009, vol.53, Iss.7, p. 684-693.

## DETERMINATION OF THE EXPLOITATION PERIOD FOR AN IMPACT ENERGY HARVESTER

**Georgi PETKOV**

Theory of Machines and Mechanism department, Technical university-Sofia, Bulgaria  
e-mail: [georgi.petkov@tu-sofia.bg](mailto:georgi.petkov@tu-sofia.bg)

The article examines a vibrational impact energy harvester with a simple design containing a movable metal sphere inside housing. The faces of the housing are made of elastic piezoelectric membranes. The harvester is subjected to external harmonic vibrations. Under the influence of the external vibrations the metals sphere exerts impacts on the piezoelectric membranes, generating electrical energy in the process. The period of exploitation for the energy harvester is determined in accordance to the external vibrations and metal sphere characteristics under elastic impacts and deformations. The dependence of the period of exploitation is worked out after simplification assumption concerning small deformations in the impact area and high restoration coefficient of the elastic membranes.

**Keywords:** quasi-resonance, vibrational impact harvesters, exploitation period



## СТАТИЧЕН ЯКОСТЕН АНАЛИЗ НА НОЖИЧНО РАМО ОТ НОЖИЧНА ПОДЕМНА УРЕДБА В СРЕДА НА COSMOS WORKS

Викенти СПАСОВ Борис ТАНЕВ

кат. „ПТМСС“, ВТУ „Т. Каблешков“, България

[vspassov@vtu.bg](mailto:vspassov@vtu.bg) [btanev\\_83@abv.bg](mailto:btanev_83@abv.bg)

**Резюме:** В настоящата статия е представено аналитично изследване на статична якост на ножично рамо при натоварване, определено от действителното натоварване по време на работа на подемна ножична уредба с натоварване на работния кош – 440kg. Представени са иновативни метални профили (модели, които ще бъдат олекотени с цел оптимизация на ножичното рамо и се определя коефициента на използване на метала за всеки модел. Изследваните модели на ножични рамена са създадени в CAD системата Solid Works. Статичният анализ на моделите се осъществява от САЕ системата Cosmos Works интегрирана в CAD системата Solid Works

**Ключови думи:** статичен якостен анализ, ножично рамо, ножична подемна уредба

### 1.СИЛИ НАТОВАРВАЩИ НОЖИЧНОТО РАМО

Силите натоварващи ножичното рамо на ножичния подемен механизъм и възникващите опорни реакции са показани на фиг.1. В силовата схема на натоварването не са взети под внимание динамичните натоварвания. Приемаме, че конструкцията и нейните елементи се приемат като абсолютно корави тела и тогава динамичната сила може да се определи по следната формула:

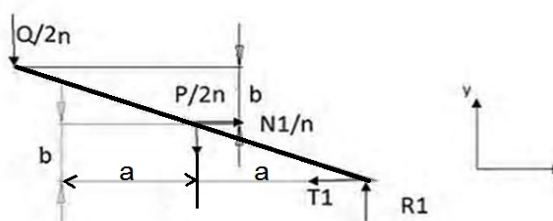
$$F = M_k \cdot a \cdot N \quad (1)$$

където -  $a$ ,  $m/s^2$  е ускорението (закъснението) при разпъване и спиране на подемната уредба;  $M_k$ -маса на основното натоварване на подемната уредба.

Динамичните натоварвания се считат с помощта на динамичен коефициент  $K_1 > 1$ . Допустимите напрежения за съответния избран материал за изработка на ножичното рамо се разделят на динамичния коефициент  $K_1$ .

Означенията на фиг.1 са следните:  $Q$ , N е номинално натоварване на подемната уредба;  $P$ , N -натоварване от масата на ножичните рамена;  $b$ , m вертикално разстояние между шарнирните връзки, зависи от стойността на ъгъла  $\beta$  на положението на ножичното рамо спрямо хоризонталната равнина;  $a$ , m хоризонтално разстояние между шарнирните връзки :

$$a = b \cdot \cos \beta, m \quad (2)$$



фиг.1 Схема на рамото

От условието за равновесие на едно тяло следва, че:

$$\sum X_i = 0 \quad (N_1/n) - T_1 = 0 \gg T_1 = N_1/n, N \quad (3)$$

$$\sum Y_i = 0 \quad (Q/2n) + (P/2n) - R_1 = 0 \gg R_1 = (Q+P)/2n \quad (4)$$

$$\sum M_i = 0 \quad (Q/2n)2a + (P/2n)a - (N_1/n)b = 0 \gg N_1 = (Q \cdot a/b) + \frac{P \cdot a}{2 \cdot b} \quad (5)$$

Полученият резултат от уравнение 5, заместваме в уравнение 3 и получаваме:

$$T_1 = \frac{a}{2} \left( \frac{Q+P}{b \cdot n} \right) \quad (6)$$

#### 1.1 Статичен якостен анализ на ножично рамо

Базовият модел на ножичното рамо представлява правоъгълен метален профил с геометрични размери 120/100/6 – дължина 2500mm, собствена маса  $m=26$  kg.

1) Първо изпитване – натоварване в краищата на ножичното рамо е 1100 N, товароподемност на подемната уредба 4400 N.

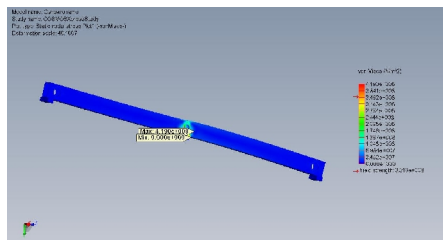
В таблица 1 са показани резултатите от статичното изпитване на базовия модел в среда на

Cosmos Works. При получаване на крайните резултати поместени в таблицата е взет под внимание и коефициент на сигурност (Factor of Safety) FOS=1,888.

табл. 1 Резултати от статичното изпитване

№	материал	$\sigma_m$ [N/m <sup>2</sup> ]	$\sigma_k$ [N/m <sup>2</sup> ]	Q[N]
1	AISI 1020	3,516.10 <sup>8</sup>	4,190.10 <sup>8</sup>	1100
2	Alloy Steel	6,204.10 <sup>8</sup>	4,189.10 <sup>8</sup>	1100
3	Cast Al. Steel	2,413.10 <sup>8</sup>	4,197.10 <sup>8</sup>	1100
4	Cast Carb.Steel	2,482.10 <sup>8</sup>	4,175.10 <sup>8</sup>	1100
5	Chrome Stai.St	1,723.10 <sup>8</sup>	4,189.10 <sup>8</sup>	1100
6	Galvaized St.	2,039.10 <sup>8</sup>	4,190.10 <sup>8</sup>	1100
7	Ductive Iron	5,515.10 <sup>8</sup>	4,184.10 <sup>8</sup>	1100
8	Molleable Cast	2,757.10 <sup>8</sup>	4,195.10 <sup>8</sup>	1100
9	2014 Al.Alloy	9,651.10 <sup>7</sup>	4,175.10 <sup>8</sup>	1100
10	3003 Al.Alloy	4,136.10 <sup>7</sup>	4,180.10 <sup>8</sup>	1100

На фиг.2 е показан резултата от статичното якостно изпитване на базовия модел, при избран материал AISI1020.



фиг.2

Анализ на получените резултати: критерият  $\sigma_M > \sigma_k$ , въз основа на получените резултати нанесени в таблица 1 е в сила при изпитвания №2 и №7, съответно избрани материали за изработка на ножично рамо Alloy Steel и Ductive Iron. При останалите изпитвания  $\sigma_M < \sigma_k$  и избраните материали не са якостно целесъобразни за изработването на ножичното рамо използвано при направата на подемна ножична уредба с товароподемност 440 kg при статично натоварване на ножичното рамо със сила 1100 N.

2) Второ изпитване – първи модел- правоъгълен метален профил с геометрични размери 120/100/6 дължина 2500 mm, собствена маса  $m=25,22$  kg, натоварване 1100N-фиг.3.

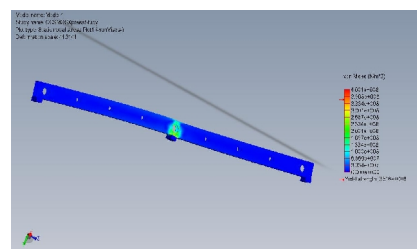
В таблица 2 са показани резултатите от статичното изпитване на базовия модел в среда на Cosmos Works. При получаване на крайните резултати поместени в таблицата е взет под внима-

ние и коефициент на сигурност (Factor of Safety) FOS=1,888.

табл. 2 Резултати от статичното изпитване

№	материал	$\sigma_m$ [N/m <sup>2</sup> ]	$\sigma_k$ [N/m <sup>2</sup> ]	Q[N]
1	AISI 1020	3,516.10 <sup>8</sup>	4,001.10 <sup>8</sup>	1100
2	Alloy Steel	6,204.10 <sup>8</sup>	4,006.10 <sup>8</sup>	1100
3	Cast Al. Steel	2,413.10 <sup>8</sup>	4,015.10 <sup>8</sup>	1100
4	Cast Carb.Steel	2,482.10 <sup>8</sup>	3,984.10 <sup>8</sup>	1100
5	Chrome Stai.St	1,723.10 <sup>8</sup>	3,983.10 <sup>8</sup>	1100
6	Galvaized St.	2,039.10 <sup>8</sup>	4,001.10 <sup>8</sup>	1100
7	Ductive Iron	5,515.10 <sup>8</sup>	3,990.10 <sup>8</sup>	1100
8	Molleable Cast	2,757.10 <sup>8</sup>	4,011.10 <sup>8</sup>	1100
9	2014 Al.Alloy	9,651.10 <sup>7</sup>	3,977.10 <sup>8</sup>	1100
10	3003 Al.Alloy	4,136.10 <sup>7</sup>	3,977.10 <sup>8</sup>	1100

Анализ на получените резултати: критерият  $\sigma_M > \sigma_k$ , въз основа на получените резултати нанесени в таблица 2 е в сила при изпитания №2 и №7. При останалите изпитвания  $\sigma_M < \sigma_k$  и избраните материали не са якостно целесъобразни за изработването на ножичното рамо, използвано при направата на подемна ножична уредба с товароподемност 440 kg при статично натоварване на ножичното рамо със сила 1100 N.



фиг.3

3) Трето изпитване- втори модел-правоъгълен метален профил с геометрични размери 120/100/6,дължина 2500 mm, собствена маса  $m=22,88$  kg, натоварване 1100N-фиг.4.

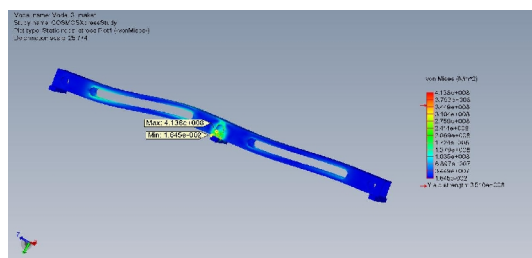
В таблица 3 са показани резултатите от статичното изпитване на базовия модел в среда на Cosmos Works. При получаване на крайните резултати поместени в таблицата е взет под внимание и коефициент на сигурност (Factor of Safety) FOS=1,888.

Анализ на получените резултати: критерият  $\sigma_M > \sigma_k$ , въз основа на получените резултати нанесени в таблица 2 е в сила при изпитания №2 и №7. При останалите изпитвания  $\sigma_M < \sigma_k$  и избраните материали не са якостно целесъобразни за изработването на ножичното рамо, използ-

вано при направата на подемна ножична уредба с товароподемност 440kg при статично натоварване на ножичното рамо със сила 1100N.

табл. 3 Резултати от статичното изпитване

№	материал	$\sigma_M$ [N/m <sup>2</sup> ]	$\sigma_K$ [N/m <sup>2</sup> ]	Q[N]
1	AISI 1020	3,516.10 <sup>8</sup>	4,116.10 <sup>8</sup>	1100
2	Alloy Steel	6,204.10 <sup>8</sup>	4,116.10 <sup>8</sup>	1100
3	Cast Al. Steel	2,413.10 <sup>8</sup>	4,116.10 <sup>8</sup>	1100
4	Cast Carb.Steel	2,482.10 <sup>8</sup>	3,113.10 <sup>8</sup>	1100
5	Chrome Stai.St	1,723.10 <sup>8</sup>	4,116.10 <sup>8</sup>	1100
6	Galvaized St.	2,039.10 <sup>8</sup>	4,116.10 <sup>6</sup>	1100
7	Ductive Iron	5,515.10 <sup>8</sup>	4,114.10 <sup>8</sup>	1100
8	Molleable Cast	2,757.10 <sup>8</sup>	4,116.10 <sup>8</sup>	1100
9	2014 Al.Alloy	9,651.10 <sup>7</sup>	4,111.10 <sup>8</sup>	1100
10	3003 Al.Alloy	4,136.10 <sup>7</sup>	4,111.10 <sup>8</sup>	1100



фиг.4

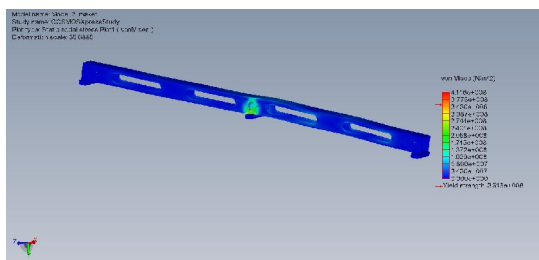
4) Четвърто изпитване - трети модел правоъгълен метален профил с геометрични размери 120/100/6 дължина 2500 mm, собствена маса  $m=22,10$ kg, натоварване 1100N-фиг.5

В таблица 4 са показани резултатите от статичното изпитване на базовия модел в среда на Cosmos Works. При получаване на крайните резултати поместени в таблицата е взет под внимание и коефициент на сигурност (Factor of Safety) FOS=1,888.

табл. 4 Резултати от статичното изпитване

№	материал	$\sigma_M$ [N/m <sup>2</sup> ]	$\sigma_K$ [N/m <sup>2</sup> ]	Q[N]
1	AISI 1020	3,516.10 <sup>8</sup>	4,138.10 <sup>8</sup>	1100
2	Alloy Steel	6,204.10 <sup>8</sup>	4,139.10 <sup>8</sup>	1100
3	Cast Al. Steel	2,413.10 <sup>8</sup>	4,139.10 <sup>8</sup>	1100
4	Cast Carb.Steel	2,482.10 <sup>8</sup>	3,134.10 <sup>8</sup>	1100
5	Chrome Stai.St	1,723.10 <sup>8</sup>	4,139.10 <sup>8</sup>	1100
6	Galvaized St.	2,039.10 <sup>8</sup>	4,138.10 <sup>6</sup>	1100
7	Ductive Iron	5,515.10 <sup>8</sup>	4,136.10 <sup>8</sup>	1100
8	Molleable Cast	2,757.10 <sup>8</sup>	4,139.10 <sup>8</sup>	1100
9	2014 Al.Alloy	9,651.10 <sup>7</sup>	4,132.10 <sup>8</sup>	1100
10	3003 Al.Alloy	4,136.10 <sup>7</sup>	4,132.10 <sup>8</sup>	1100

Анализ на получените резултати: критерият  $\sigma_M > \sigma_K$ , въз основа на получените резултати нанесени в таблица 2 е в сила при изпитания №2 и №7.



фиг.5

При останалите изпитвания  $\sigma_M < \sigma_K$  и избраните материали не са якостно целесъобразни за изработването на ножичното рамо, използвано при направата на подемна ножична уредба с товароподемност 440 kg при статично натоварване на ножичното рамо със сила 1100 N.

Подходът, който се използва при оптимизиране на металния профил за изработка на ножичното рамо е запазване на якостните му характеристики при намаляване на собствената му маса. За да може да се предаде стойностна оценка на оптимизацията се въвежда т.нар. коефициент на използване на материала.

## 2. Определяне на стойността на коефициента на използване на материала при товароподемност на ножичната подемна уредба 440 kg

$$K_{MK} = Q_{max}/G \quad (7)$$

където:  $Q_{max}=440$ kg;  $G$ , N-маса на металната конструкция на подемната уредба.

Масата на металната конструкция на подемната уредба се определя като алгебрична сума от масите на работния кош, ножичните рамена и масата на хидравличния подемен цилиндър (хидравличен резервоар и разпределител), т.е:

$$G = \sum_{i=1}^3 G_i \gg G = G_{PK} + G_{HP} + G_{ХЦ} \quad (8)$$

За определяне на числовите стойности на отделните тегла на металната конструкция и стойността на полезния товар се използват каталожните данни на електрическа подемно-работна самоходна платформа ножичен тип JLG 2646ES, при която:  $Q_{max}=440$  kg,  $G_{PK}=180$  kg,  $G_{ХЦ}=119$  kg.

Стойността на  $G_{HP}$  при базов модел (фиг.2) се определя по следната формула:

$$G_{HP} = 16.26 = 414 \text{ kg} \quad (9)$$

където 16 е броя на ножичните рамена изграждащи подемната уредба. Следователно общата маса на металната конструкция съгласно уравнение (7) е  $G=180+119+416=715$  kg, следователно коефициента на използване на материала при базов модел на ножичното рамо е:

$$K_{MK1}=440/715=0,61538 \quad (10)$$

При използване на метален профил –първи модел (фиг.3) със собствена маса 25,480kg масата на ножичните рамена съгласно уравнение (9)  $G_{HP}=16.25,480=407,68$ kg, следователно  $G_1=180+119+407,68=706,68$  kg. От където стойността на коефициента на използване на материала е

$$K_{MK2}=440/706,68=0,62262 \quad (11)$$

При използване на метален профил –втори модел (фиг.4) със собствена маса 22,88kg масата на ножичните рамена съгласно уравнение (9) е  $G_{HP}=16.22,88=366,08$ kg, следователно  $G_2=180+119+366,08=665,08$  kg. От където стойността на коефициента на използване на материала е:

$$K_{MK3}=440/665,08=0,66157 \quad (12)$$

При използване на метален профил –трети модел (фиг.5) със собствена маса 22,10kg масата на ножичните рамена съгласно уравнение (9) е  $G_{HP}=16.22,10=353,6$ kg, следователно  $G_3=180+119+353,6=652,20$  kg. От където стойността на коефициента на използване на материал е:

$$K_{MK4}=440/652,20=0,67422 \quad (13)$$

При анализиране на резултатите получени за различните стойности на коефициента на използване на материала и на стойностите на общата маса на подемната уредба може да се направи следния извод: - при използване на метален профил –първи модел с маса  $m=25,480$  kg спрямо

базовия профил с маса  $m=26$  kg, общата маса  $G_1$  е олекотена с 1,16% спрямо  $G$ . При използване на метален профил втори модел с маса  $m=22,880$ kg, общата маса  $G_2$  е олекотена с 6,98% спрямо  $G$ . При използване на метален профил –трети модел с маса  $m=22,100$ kg, общата маса  $G_3$  е олекотена с 8,73% спрямо  $G$ . Получените резултати са показани в таблица 5.

таблица 5

№ модел	m[kg]	G[kg]	K <sub>МК</sub>	% олекот:	Q[kg]
Базов	26	715	0,61538	-	440
Първи	25,48	706,68	0,62262	1,16	440
Втори	22,88	665,08	0,66157	6,98	440
Трети	22,1	652,6	0,67422	8,73	440

#### Литература

1. **Б.Григоров,Р.Митрев,-**,SolidWorks-Практическо Ръководство”-Перфект Консулт ООД-2008;
2. БДС EN 280 + A1 Подвижни работни площадки, които се повдигат. Изчисления за проектиране, критерии за устойчивост;
3. **Спасов В.** Инженерна логистика (Подемно – транспортни машини, процеси и системи). София, Техника, 2012 ;
4. **Spassov V.** Kinetic,static and mathematical models for optimizing of electric drives and metal construction of scissor lift platforms. Zilina, Slovakia, 10/2012;
5. **Spassov V., Tanev B.** Work elevating platforms - Summary analysis and classification. Mechanics Transport Communications – Academic Journal, article № 0369, 19<sup>th</sup> International Scientific Conference “Transport 2009”;
- 6.,Cosmos/Works-Tips and Tricks”-Analysis Corporation – 2001;
- 7.,Introducing CosmosWorks” Analysis Corporation-2004;

## STATIC STRENGTH ANALYSIS OF SHOULDER SCISSOR LIFT DEVICE IN COSMOS WORKS

Vikenti SPASSOV, Boris TANEV

Dep. “Material Handling Machines & Systems”, „Т. Kableshkov” University of Transport, Sofia  
[vspassov@vtu.bg](mailto:vspassov@vtu.bg) [btanev\\_83@abv.bg](mailto:btanev_83@abv.bg)

**Abstract:** The present paper is an analytical study of the static tensile load scissor arm designated by real load during operation of scissor lifting equipment with a working cage load - 440kg. Presented are innovative metal profiles (patterns

that will be light to optimize the scissor arm and determined coefficient of metal for each model. Studied models of scissor arms are created in the CAD system Solid Works. Static analysis of the models is performed by Cosmos Works CAE system fully integrated into the CAD system Solid Works.

**Keywords:** static strength analysis, scissor arm scissor lift equipment



## О НЕКОТОРЫХ ПРИНЦИПАХ РАЗРАБОТКИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Пётр ПОБЕГАЙЛО

ИМАШ им. Благонравова А.А. РАН, Россия

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

**Резюме:** В настоящей работе представлены некоторые наши соображения о принципах разработки системы автоматизированного проектирования рабочего оборудования мощных одноковшовых гидравлических экскаваторов на ранних стадиях проектирования. При этом они разбиты на три части. В первой части работы кратко описывается наше понимание процесса проектирования, указываются требования к разрабатываемой системе разбитые на ряд уровней. Во второй части работы речь идёт о структуре системы автоматизированного проектирования на нижнем её уровне. Иными словами, речь идет о последовательности этапов расчётов при проектировании (в основу структуры (набора этапов) этого уровня положены работы МИСИ и ВНИИСДМ 80-х годов прошлого века (при этом применяемые нами математические модели оригинальны)). Третья часть является Приложением. В нём сформулирована идея для дальнейшей нашей работы. Суть идеи состоит в том, что в процесс проектирования мощных одноковшовых гидравлических экскаваторов может быть полезным ввести понятие алгоритмической энтропии (меры сложности варианта рабочего оборудования).

**Ключевые слова:** одноковшовый гидравлический экскаватор; рабочее оборудование; автоматизированное проектирование

Следуя работам [1, 2 и др.] будем считать, что одним из наиболее распространенных видов роботов – манипуляторов (РМ) в деятельности человека является одноковшовый гидравлический экскаватор (ОГЭ), который можно увидеть и на стройке в городе, и в подземной шахте, и под водой и т.д., и т.п. [3, 4 и др.]

При этом, история экскаваторостроения насчитывает более ста лет, а гидроэкскаваторостроения – более пятидесяти лет. Несмотря на эти внушительные цифры, и, не смотря на явное сродство ОГЭ и РМ, развитие теории их проектирования и расчета осуществляется отдельно, обособлено. Лишь в последние десять – пятнадцать лет, за рубежом в первую очередь, эти две области поиска человеческой мысли перестают жить каждая сама по себе. Сейчас наблюдается активный перенос методов расчета и проектирования из робототехники в экскаваторостроение. Однако, очевидно, что быстро и целиком это сделать нельзя, в первую очередь, из-за особой специфики рабочего процесса ОГЭ которую

необходимо всегда учитывать. В некоторых, весьма часто встречающихся случаях, требуется разработка новых методов анализа и синтеза для расчета и проектирования ОГЭ, учитывающих весь задел и робототехники, и экскаваторостроения, и механики и пр. Кроме этого, в экскаваторостроении много еще вопросов, почти совсем не нашедших удачного и полного решения.

Одной из важнейших подсистем ОГЭ является рабочее оборудование (РО). Именно оно непосредственно реализует основную функцию ОГЭ – экскавацию грунта. Во многом, поэтому именно оно должно проектироваться в первую очередь, и именно оно «формирует» состав и параметры прочих подсистем ОГЭ.

В рамках настоящей работы предполагается наметить канву разрабатываемой методологии проектирования РО («конспективно» с учетом и иных подсистем машины). Под канвой будем понимать, в основном, последовательность этапов проектирования (о прочем будет сказано в дальнейших наших работах). На базе создаваемой методологии в дальнейшем будет строиться

система автоматизированного проектирования (САПР) РО ОГЭ.

### ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К САПР РО ОГЭ<sup>1</sup>

Настоящий раздел посвящен рассмотрению одного из важнейших вопросов автоматизированного проектирования РО ОГЭ – об основных требованиях к такой системе.

Известно не очень большое число работ в области разработки САПР РО ОГЭ (Малиновский Е.Ю., Зарецкий Л.Б., Григорьев А.Г., Крикун А.В., Павлов В.П., Щербаков И.С., Круль К., Митрев Р., Яношевич Д., Park В. и др.). Практически все они посвящены рассмотрению узких, частных задач<sup>2</sup>. Большая часть этих работ была выполнена в прошлом веке, ориентирована на устаревшую элементную базу, а программные разработки практически все не доступны (утрачены).

Таким образом, очевидна потребность в создании САПР РО ОГЭ на новом, современном уровне развития науки и техники, ориентированном на поддержку жизненного цикла машины.

В теории машин и механизмов и робототехнике известны работы, касающиеся вопросов автоматизации проектирования тех или иных систем (Кобринский А.Е., Кобринский А.А., Павлов Б.И., Очиров В.Д., Никомаров Я.С., Закиров Г.Ш., Казыханов Х.Р., Юдин К.М., Горский Б.Е., Вукобратович М. и др.). Однако, результаты этих работ нельзя напрямую перенести в область проектирования РО ОГЭ.

В рамках этой работы не будем специально анализировать труды посвященные вопросам – (РО ОГЭ; различным мобильным машинам; сложным техническим системам (Макаров И.И., Моисеев Н.Н., Глушаков В.М., Краснощеков П.С., Петров А.А., Ахрем А.А., Рахманкулов В.З., Половинкин А.И., Норенков И.П., Федоров В.В., Вязгин В.А., Джонс Дж. и др.)); техническому творчеству (Евин И.А., Зарипов Р.К., Адамар Ж., Джинс Дж. и др.); содержанию и соотношению понятий «анализ» и «синтез» (Мамардашвили

М.К., Брушлинский А.В., Рубинштейн С.Л., Зиновьев А.А., Маркс К. и др.); системному подходу (Анохин П.К., Щедровицкий Г.П., Богданов А.А., Уёмов А.И., Берталанфи Л. и др.) и т.д. Заметим лишь, что основные работы в этих областях нам известны, и мы их учитываем, и где это допустимо, применяем.

Процесс проектирования связан с жизненным циклом изделия, являясь одним из его этапов. Однако учет всех возможных при этом связей, вопросов и проблем выходит за рамки настоящей работы.

В современных системах управления предприятиями (организационными системами) САПР занимает свое, конкретное и не самое значительное место. В настоящей работе это также не изучается и ни как не учитывается (в частности не рассматриваются вопросы формирования наилучшей структуры отдела, фирмы и т.п., лиц принимающих решения и сам процесс принятия решения).

Как известно, процесс проектирования технической системы разбит на несколько стадий. Однако в третьем тысячелетии такая общепринятая структура нуждается в корректировке, в частности в дополнении одним новым этапом – который должен стать первым в цепочке проектирования – этапом предпроектного анализа (ПА)<sup>3</sup>. На его «вход» поступает предложение заказчика. Итогом проектирования на этом этапе является формирование технического задания (оно включает и возможную коррекцию предложений заказчика) или отказ от выполнения заказа. Результат анализа предложения заказчика, воплощенный в форме технического задания, до момента его подписания заказчиком, на наш взгляд, может быть назван техническим предложением. После подписания заказчиком разработанного технического задания начинается этап эскизного проектирования, который ведется в рамках технического задания, подписанного всеми сторонами.

Цель этапа ПА – не поиск оптимального единичного варианта технической системы, а поиск и, по возможности, сокращение множества рациональных вариантов технической системы.

<sup>1</sup> Данный раздел написан на основе доклада [5].

<sup>2</sup> При широкой постановке наблюдается выхолащивание, упрощение применяемых методик синтеза и анализа.

<sup>3</sup> Эту стадию проектирования можно называть, на наш взгляд, ранней стадией проектирования.



Вопросы поиска наилучшего из рациональных вариантов технической системы остаются для последующих стадий проектирования на базе многокритериальных подходов (Статников Р.Б., Соболев И.М., Матусов И.Б., Статников И.Н. и др.). На стадии же ПА борьба идет за исключения из технического задания стратегически не верных решений.

Процесс проектирования РО ОГЭ на стадии ПА можно представить как отображение вида<sup>4</sup>:

$$MM : ID \rightarrow BPO \quad (1)$$

где *MM* - набор взаимосвязанных математических моделей (ММ), описывающих процесс проектирования РО ОГЭ; *ID* - пространство исходных данных (ИД); *BPO* - пространство единичных вариантов РО ОГЭ.

Такое представление процесса проектирования позволяет изучать свойства указанных пространств отдельно от разработки потребных ММ, в более абстрактной постановке. В рамках настоящей работы, однако, не будем останавливаться на этом (выявлении типа пространства, введении метрики и пр.). Вопрос же построения взаимосвязанных ММ будет в общих чертах описан ниже, в следующем разделе, на базе работ [6 – 9 и др.].

Занимаясь методологией проектирования некоторой системы полезно сформулировать соответствующие этому основные понятия. Итак<sup>5</sup>.

В рамках настоящей работы за системообразующий фактор примем конкретный результат деятельности системы (не будем точно сейчас уточнять что это за результат, но вероятно им могла бы стать требуемая производительность экскаватора). Тогда определение системы будет таково: системой можно назвать только комплекс таких избирательно вовлеченных компонентов, у которых взаимодействие и взаимоотношения принимают характер взаимодействия

компонентов для получения фокусированного полезного результата.

Уточняя это определение, выпишем следующее: система должна представлять собой подлинную кооперацию компонентов множества, усилия которых направлены на получение конечного полезного результата. А это значит, что всякий компонент может войти в систему только в том случае, если он вносит свою долю содействия в получение конечного результата.

Так же в будущем необходимо учитывать принцип опережающего отражения.

Кроме этого, надо иметь в виду следующий закон: всякая функциональная система, механическая или живая, созданная или развившаяся для получения полезного эффекта, непременно имеет циклический характер и не может существовать, если не получает обратной сигнализации о степени полезности произведенного эффекта<sup>6</sup>.

Итак, подведем итог всему выше сказанному.

Сейчас необходимо сосредоточиться на формулировке основных требований к САПР РО ОГЭ на этапе ПА.

Как пишет Кузнецов И.В. [10 и др.] «в структуре физической теории можно выделить следующие основные части: основание, ядро, воспроизведение». В случае построения методики проектирования РО ОГЭ можно увидеть нечто аналогичное. Это, безусловно, приводит к мысли о том, что требования к системе автоматизированного проектирования распадутся как минимум на три группы:

- общие методологические требования;
- общие конкретные требования;
- частные требования на уровне ММ.

В настоящей работе последний пункт этого перечня упоминаться не будет.

Набор общих методических требований выглядит следующим образом (естественно, что в ходе дальнейшей работы этот и следующий перечень будут корректироваться):

- максимально полное использование современных стандартов в области ИТ-технологий (UML, CASE и т.д.);
- разумное применение методов параллельной обработки данных;

<sup>4</sup> На базе такого методологического подхода можно в дальнейшем говорить о реализации принципа дополтельности в процессе проектирования. Естественно, со своими уточнениями и изменениями, вызванными спецификой объекта проектирования.

<sup>5</sup> При формировании нижеприведенных положений (определение системы, системообразующего фактора и т.п.) ориентировались на труды академика Анохина П.К. в первую очередь на книгу: Философские аспекты теории функциональной системы. Избранные труды. М.: Наука, 1978. 400 с. Естественно, что в дальнейшем эти положения будут корректироваться.

<sup>6</sup> Так же в будущем нужно использовать методические подходы из работ Швыркова В.Б. и его учеников и коллег.

- поиск, разработка и применение аналитических и эвристических приемов, для снижения мощности пространств (множеств) ИД и ВРО;

- максимальное использование баз данных (перевод там, где это можно расчетов в запросы к базам данных);

- открытость;

- обучаемость;

- для выявления и устранения лагун в знании о РО ОГЭ необходимо построить неформальную аксиоматическую теорию проектирования этой системы (в процессе работы над указанной задачей может быть полезным создание шаблонов, в которые могут быть вынесены часто используемые, в каком то роде стандартные, математические положения разрабатываемой теории<sup>7</sup> (по аналогии с известной библиотекой STL при программировании на языке C++));

- на базе проводимых изысканий должна быть обеспечена возможность осуществления экспертизы проектов РО и ОГЭ в целом.

Набор общих конкретных требований имеет следующий вид:

- отказ от локальной оптимизации отдельных подсистем РО и самого РО;

- разработка и применение как можно большего числа локальных оценок качества проектируемой системы;

- минимизация ИД;

- учет технологии производства работ экскаватором;

- максимально полный учет уже известных подходов к проектированию и расчету манипуляторного РО ОГЭ и роботов.

На основе приведенных только что перечней основных требований к автоматизированному проектированию РО ОГЭ в дальнейшем предполагается создать (предложить) каркас (в некотором смысле электронный макет) такого рода системы. При этом полезно отталкиваться от работ [11 – 15 и др.].

## О СТРУКТУРЕ САПР РО ОГЭ<sup>8</sup>

---

<sup>7</sup> Тогда процесс проектирования РО есть процесс сборки из шаблонов определенных цепочек, алгоритмов. Отсюда задача исследователей ОГЭ, в первую очередь, состоит в выработке правил построения такого рода алгоритмов.

<sup>8</sup> Настоящий раздел написан на базе работы [2].

Сейчас, в рамках этой работы, сосредоточимся на последовательном перечне основных этапов проектирования РО. Заметим при этом, что данная последовательность направлена на ранние этапы проектирования РО. Кроме того, сейчас не указываются возможные обратные переходы от этапа к этапу при не выполнении каких-либо проверок или при отбрасывании какого-то негодного варианта РО. В скобках ниже даны дополнительные комментарии к этапам. Итак, последовательность действий такова [6, 16 – 21 и многие др.]:

- формирование блока ИД (на основании требований заказчика, представляемых в виде пожеланий к технологическим характеристикам ОГЭ, к его производительности, виду машины и типу его РО и т.п.);

- предварительное определение линейных геометрических характеристик базовой машины без РО (чаще всего, на базе имеющейся статистики по подобным машинам);

- синтез кинематической схемы РО (выбор числа звеньев и типов шарниров, поиск линейных размеров звеньев и значений экстремальных углов поворота их относительно друг друга и базовой машины, построение границ рабочей зоны, определение ее объема и площади её осевого профиля (или части рабочей зоны), решение прямой и обратной позиционной задачи, оценка локальной эффективности всех рассматриваемых единичных вариантов РО с целью снижения их числа, оценка манипулятивности и постороения скалярного поля сервиса и пр.);

- синтез исполнительных механизмов РО (определение основных параметров гидроцилиндров, мест их привязки к РО и базовой машине, подбор части параметров гидропривода, новая оценка эффективности единичного варианта РО и т.д. Главная идея тут заключается в рассмотрении РО как единой механической системы, когда мы отказываемся от локальной оптимизации параметров исполнительных механизмов и ищем не лучший вариант РО, а границы множества включающего в себя все рациональные варианты для передачи к дельнейшему проектированию. Кроме того, мы нацелены на то, чтобы обеспечить реализацию

активного давления насоса как минимум по всей фактической рабочей зоне)<sup>9</sup>;

- анализ нагруженности ОГЭ (поиск максимально реализуемого усилия на зубьях ковша в каждой точке рабочей зоны (количество точек зависит от заданного шага сетки, например квадратной), определение реакций в шарнирах, оценка напряжений в сечениях РО, построение силового, векторного поля нагружения и ансамбля единичных эллипсов нагружения (аппроксимация силовых диаграмм), расчет удельных давлений под гусеницами (с учетом свойств грунта) и оценка устойчивости машины (может быть, подбор контр-груза), новая оценка эффективности единичного варианта РО и т.д.);

- выбор параметров гидропривода по определенным ранее параметрам гидроцилиндров и давлений;

- определение скоростей и ускорений элементов РО при их различных движениях с учетом подачи насоса и пр. Построение соответствующих полей;

- синтез параметров механизма поворота с рассмотрением новых вариантов механических передач (например, эпициклоидных и гипоциклоидных [22]);

- уточнение параметров гусеничного ходового оборудования и опорного контура с оценкой удельных давлений под гусеницами;

- выбор параметров сечений элементов РО и переход к расчетам методом конечных элементов и др.;

- окончательная оценка эффективности всех единичных вариантов РО, выбор одного или некоторого числа рациональных вариантов РО и переход к следующей стадии проектирования (например, к эскизной)<sup>10</sup>.

Для решения указанных выше задач используются как уже известные подходы, так и новые – разработанные впервые. В результате создана основа для разработки необходимого программного обеспечения. Кратко описанная сейчас методология, естественно с некоторыми

изменениями, может быть применена и к иным машинам.

В ходе работы над рассматриваемой методологией были выполнены некоторые наброски неформальной аксиоматической теории проектирования РО<sup>11</sup> (выбраны неопределяемые понятия, синтезированы некоторые аксиомы, получен ряд теорем). Это сделано, в первую очередь, для упорядочивания известных данных по методам синтеза и анализа РО ОГЭ, выявления незаполненных лакун и определения направления дальнейших исследований.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе показана важность и актуальность создания САПР РО ОГЭ. Указаны основные требования к такой системе. Выбраны определения понятий «система» и системообразующий фактор (при этом обращено внимание на один из законов сформулированных академиком Анохиным П.К.). Так же намечена основная структура системы автоматизированного проектирования.

Все это образует фундамент методологии проектирования РО ОГЭ прямого и обратного копания, который будет использоваться в дальнейших исследованиях и разработках.

Кроме этого, из всех известных взглядов на системный подход в дальнейшей работе удобнее всего применять теорию функциональной системы, разработанную Анохиным П.К. с учётом уточнений внесенных в неё его учеником Швырковым В.Б. [23 и др.] и др.

### ПРИЛОЖЕНИЕ<sup>12</sup>

Процесс проектирования РО гидравлического экскаватора (ГЭ) можно рассматривать как функциональный преобразователь (предлагаем называть его в дальнейшем «преобразователь Комиссарова»), который для каждой совокупности исходных данных устанавливает соответствующую совокупность характеристик единичного варианта РО [24 и др.].

<sup>9</sup> По этим вопросам нами подготовлена соответствующая статья в настоящий журнал. Идет работа по оформлению статей и по прочим вопросам приведенного перечня этапов проектирования. Так же мы готовим к печати нашу вторую монографию, где все эти вопросы будут подробно изложены.

<sup>10</sup> Очевидно, что тут же должна быть построена т.н. циклограмма.

<sup>11</sup> В настоящей работе они не приведены.

<sup>12</sup> Ряд идей, имеющих отношение к рассматриваемой в статье теме, мы приводим в настоящем Приложении, т.к. их ценность несомненна, но для самостоятельной статьи они пока еще «не созрели». При этом мы сознательно идём на некоторый повтор в тексте – это вполне оправдано.

Говоря другими словами, процесс проектирования РО МГЭ можно представить как отображение вида:

$$MM : ID \rightarrow BRO \quad (П1)$$

где MM – набор математических моделей, описывающих процесс проектирования РО;

ID – пространство исходных данных;

BRO – пространство единичных вариантов РО.

Указанные пространства обладают рядом важных и полезных свойств. Кратко, на качественном уровне, рассмотрим одно из них.

Отталкиваясь от теории колмогоровской сложности [25 – 27 и др.], заметим, что сложность единичного варианта РО измеряется длиной его кратчайшего описания, т.е. кратчайшим числом параметров, как в пространстве ID, так и в пространстве BRO.

Пусть MBRO – множество всех возможных вариантов РО, а MOBRO – множество всех мыслимых описаний этих вариантов РО. Через  $|x|$  обозначим длину описания MOBRO. Сложность BRO обозначим  $Comp(MBRO)$ . Отсюда:

$$Comp(MBRO) = \min_x \{|x| : x$$

есть описание для MBRO $\}$ , (П2).

Множество всех пар  $\langle MOBRO, MBRO \rangle$  будем называть языком описания варианта РО. Опуская промежуточные выкладки, заметим, что сложность описания варианта РО относительно оптимального языка называется алгоритмической энтропией РО (мерой сложности варианта РО). Чем она ниже, тем выше степень организованности рассматриваемого процесса. Она ставит ограничения на объем информации, которую можно хранить и использовать при проектировании РО. Она же ограничивает способы сжатия информации.

В дальнейшем мы планируем развить указанные взгляды на проектирование РО ГЭ и дать конкретные методы применения введенных нами понятий.

#### Благодарности

Работа выполнена в рамках программы фундаментальных исследований ОЭМПУ РАН № 1 «Научные основы робототехники и мехатроники».

#### Литература

1. Побегайло П.А. О проектировании рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Актуальные проблемы механики. X

Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики. Вторая Всероссийская школа молодых ученых механиков. Тезисы докладов // Нижний Новгород. Издательство Нижегородского государственного университета им. Н.И. Лобачевского, 2011. с. 91.

2. Побегайло П.А. Основные принципы разработки системы автоматизированного проектирования рабочего оборудования мощных одноковшовых гидравлических экскаваторов // Проблемы механики современных машин: материалы V международной конференции. В 3 томах. Т. 1. Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2012. с. 235 – 239.

3. Pobegailo P.A. An essay about development of mining hydraulic excavators in Russia: review, analysis and perspectives // Българско списание за инженерно проектиране, 2010, бр. 5. с. 89 – 108.

4. Побегайло П.А. Обобщение результатов научных исследований и опыта применения новых конструктивных решений ОПУ, нижней и поворотной рам карьерных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика, 2006, № 2. с. 25 – 29.

5. Павлов В.П., Побегайло П.А. Автоматизированное проектирование манипуляционного рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора // Научные труды II международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении» в 2 томах. Том 2. М.: ИМАШ РАН, 2012. с. 120 – 122.

6. Pobegailo P.A. Determination of rational kinematic parameters of the backhoe excavating equipment // Българско списание за инженерно проектиране, 2010, бр. 6. с. 81 – 92.

7. Pobegailo P.A. A possible approach for estimation of the area of the planar section of the working zone or its fragment // Българско списание за инженерно проектиране, 2011, бр. 8. с. 43 – 45.

8. Pobegailo P.A. Solution of the direct kinematics task for hydraulic excavators // Българско списание за инженерно проектиране, 2011, бр. 9. с. 13 – 18.

9. Pobegailo P.A. A possible approach for solution of the inverse kinematic task for hydraulic excavators // Българско списание за инженерно проектиране, 2012, бр. 10. с. 13 – 19.

10. Кузнецов И.В. Избранные труды по методологии физики (на подступах к теории физического познания). М.: Наука, 1975. с. 298.

11. Побегайло П.А. О некоторых принципах разработки системы автоматизированного проектирования рабочего оборудования мощных одноковшовых гидравлических экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов IX Международной научно-технической конференции.

- Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2011. с. 114 – 120.
12. Побегайло П.А. О проектировании рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // II международная научно-практическая конференция «Техгормет-21 век»: Карьерная техника для открытых горных работ – новые разработки и эффективные решения: Материалы между. научно-практической конференции / СПбГУ. Санкт-Петербург, 2011. с. 37 – 39.
13. Живейнов Н.Н., Карасев Г.Н., Павлов В.П. Проектирование одноковшовых экскаваторов с применением ЭВМ и САПР. Красноярск: КГТУ, 1988. 184 с.
14. Павлов В.П. Основы системотехники многоцелевых землеройных машин. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. 332 с.
15. Павлов В.П. Методология автоматизированного проектирования рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов: Дисс. ... докт. техн. наук. Омск, 2012. 350 с.
16. Побегайло П.А. Построение логической схемы проектирования рабочего оборудования прямой гидравлической лопаты на стадии эскизного проектирования с применением CASE-технологий // «МИКМУС-пробмаш-2004»: Ежегодная XVI Международная Интернет-конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения. ИМАШ имени А.А. Благонравова. М., 2004. с. 66.
17. Побегайло П.А. Основы методики проектирования рабочего оборудования мощных гидравлических экскаваторов прямого копания // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов IV Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2006. с. 42 – 45.
18. Побегайло П.А. О новых подходах к оценке и сравнению вариантов рабочего оборудования мощных гидравлических экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов V Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2007. с. 172 – 177.
19. Побегайло П.А. Об аксиоматизации теории проектирования рабочего оборудования мощных гидравлических экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов VI Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2008. с. 238 – 242.
20. Побегайло П.А. К вопросу о совершенствовании методологии создания профессионально ориентированного программного обеспечения // Международная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых по фундаментальным наукам «Ломоносов-2010». Секция Физика. Подсекция Математики и информатики. / МГУ имени М.В. Ломоносова. М., 2010.
21. Побегайло П.А. Об одном способе решения прямой задачи о положениях рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов VIII Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2010. с. 319 – 324.
22. Побегайло П.А., Синёв А.В. К вопросу о механических передачах на основе эпициклоиды и гипоциклоиды // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов IX Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2011. с. 457 – 464.
23. Швырков В.Б. Введение в объективную психологию: Нейрональные основы психики: Избранные труды. М.: Изд-во «Институт психологии РАН», 2006. 592 с.
24. Комиссаров А.П. Моделирование рычажно-гидравлических механизмов и обоснование перспективных конструкций карьерных гидравлических экскаваторов: Дисс. ... докт. техн. наук. Екатеринбург, 2004. 214 с.
25. Колмогоров А.Н. Собрание сочинений: избранные труды в 6 томах. Т.3: Теория информации и теория алгоритмов. М.: Наука, 2005. 263 с.
26. Успенский В.А. Четыре алгоритмических лица случайности. М.: МЦНМО, 2006. 48 с.
27. Колмогоров А.Н., Семёнов А.Л. Теория алгоритмов: основные открытия и приложения. М.: Физматлит, 1987. 288 с.

---

## ABOUT SOME PRINCIPLES OF DEVELOPMENT OF THE SYSTEM OF THE AUTOMATED DESIGN OF THE WORKING EQUIPMENT OF HYDRAULIC EXCAVATORS

**Petr POBEGAILO**

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

**Abstract:** In the real work our some reasons about the principles of development of the system of the automated design of the working equipment of powerful hydraulic excavators at early design stages are presented. Thus they are broken into three parts. In the first part of work our understanding of process of design is briefly described, requirements to developed system broken into a number of levels are specified. In the second part of work it is a question of structure of system of the automated design at its bottom level. In other words, it is a question of sequence of stages of calculations at design (works of MISI and VNIISDM of the 80th years of the last century are put in a structure basis (a set of stages) this level (mathematical models thus applied by us are original)). The third part is the Appendix. In it the idea for further our work is formulated. The essence of idea consists that in process of design of powerful hydraulic excavators can be useful to enter concept of algorithmic entropy (a measure of complexity of option of the working equipment).

**Keywords:** hydraulic excavator; working equipment; CAD/CAE

## ФИБОНАЧИ И ЧИСЛАТА 4, 7, 11

Лъчезар ГРИГОРОВ

катедра „ОТСК”, Технически университет - София, България

[madra\\_horn@abv.bg](mailto:madra_horn@abv.bg)

**Резюме:** Традицията, наложена от философи, теолози, нумеролози, езотерици, историци, кабалисти и метафизици използва числата: 3, 4, 7, 11.....Това са числа от поредицата на Лукас. Модерната практика на дизайнери, натуристи и философи използва поредицата на Фибоначи: 3, 5, 8, 13 ... В друг материал, озаглавен „Лукас и златното сечение”, показвам, че числата от редицата на Лукас имат не по-малко право да бъдат използвани за намиране на „златната”, пропорция, подобно на числата на Фибоначи. В практиката, макар и по-нарядко, дизайнерите се доверяват и на тези числа. Изследователите демонстрират връзката между числовите отношения в тези две редици с числото Phi от една страна, и от друга с феномена на съществуващите в природата пропорции. Математиците хвърлят усилия за изясняване на връзките в тази посока. Съществуват голям брой формули, над 300. В настоящото кратко изложение предлагаме някои нови формули за взаимовръзки между двете числови редици.

ФИБОНАЧИ (F)		ЛУКАС (L)	
$F(n) \times 4 - F(n+3) = -F(n-3)$	[1]	$L(n) \times 3 - L(n-2) = L(n+2)$	[6]
$F(n) \times 7 - F(n+4) = -F(n-4)$	[2]	$L(n) \times 5 - L(n+3):2 = L(n-2)$	[7]
$F(n) \times 11 - F(n+5) = -F(n-5)$	[3]	$L(n) \times 8 - L(n+4):3 = L(n-2)$	[8]
		$L(n) \times 13 - L(n+5):5 = L(n-2)$	[9]
		$L(n) \times 21 - L(n+8):8 = L(n-2)$	[10]
		$L(n) \times 34 - L(n+13):13 = L(n-2)$	[11]
ОБОБЩЕНО:		ОБОБЩЕНО:	
$F(n) \times L(k) - F(n+k-1) = -F(n-k-1)$ за $k > 3$	[4]	$L(n) \times F(k) - L(n+k-2) = F(k-2) = L(n-2)$ за $k > 3, n > 3$	[12]
$F(n) \times L(k) - F(n) - L(k-1) = F[n] - L(k-1)$ , $k = 3$	[5]		

В друг материал ще покажем, че двете редици са еквивалентни при прилагането на златното сечение за нуждите на дизайна.

**Ключови думи:** числов ред на Лукас, Фибоначи; златно сечение; математика, числото Phi

### 1. УВОД

Практиката и теорията на дизайна използва златното сечение като средство за хармонизиране на елементите и цялото:  $\Phi = (\sqrt{5} + 1) / 2 \sim 1.618033988749894848204586834...$  [13],  $\phi = (\sqrt{5} - 1) / 2$  [14]

$\Phi \phi = 1$	$\Phi - \phi = 1$	$\Phi + \phi = \sqrt{5}$
$\Phi = 1.6180339..$	$\phi = 0.6180339..$	

$\Phi = 1 + \phi$	$\phi = \Phi - 1$
$\Phi = 1/\phi$	$\phi = 1/\Phi$
$\Phi^2 = \Phi + 1$	$(-\phi)^2 = -\phi + 1$ or $\phi^2 = 1 - \phi$
$\Phi = (\sqrt{5} + 1)/2$	$\phi = (\sqrt{5} - 1)/2$

табл.1 Стойности на златното сечение

В математиката са известни числовите редици на:

- Фибоначи: 1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, 89, 144, 233, 377, 610, 987, 1597, 2584, 4181, 6765, .....

изчислявани по формулата:  $F_n = F_{n-1} + F_{n-2}$  (1), като редицата започва с числата: 1, 1, 2, ...

-Лукас: 2, 1, 3, 4, 7, 11, 18, 29, 47, 76, 123, 199, 322, 521, 843, 1364, 2207, 3571, .....изчислявани по формулата:  $L_n = L_{n-1} + L_{n-2}$  (2), като първите два члена са: 2, 1.

Числата от тези две редици и най-вече номерата от 4 до 7 (3,5,8,13 и 4,7,11,18,) се използват като лесно средство за построяване на златното сечение.

Съществуват десетки формули, открити от математиците, показващи различни аритметични и геометрични връзки между двете редици, като например подреждането на числата в триъгълници на „Паскал“, или редици на „Каталани“, Ето

една формула, даваща директна и семпла връзка:  $L_k = F_k + 2F_{k-1} + \dots + (n-1) F_{k-n+2} + n F_{k-n+1}$

Интересни са историите за създаването им, но тук няма да ги разглеждаме, понеже всеки може сам да си ги намери и прочете. Това, което обаче е съществено за тези две редици и което е необходимо изрично да отбележим, макар да е известно на познавачите е, че поради естеството си, както и поради това, че в крайна сметка с числата отразяваме явления и същности от физическия свят, тези две редици калкулират хармоничните взаимодействия между нещата в природата. Има стотици примери в това отношение и отново всеки, който се интересува от тази проблематика може да си ги проучи.

<i>i</i>	...	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	...
<b>Fibonacci</b> <b>F(i)</b>	...	-8	5	-3	2	-1	1	0	1	1	2	3	5	8	...
<b>Lucas</b> <b>L(i)</b>	...	18	-11	7	-4	3	-1	2	1	3	4	7	11	18	...
<b>General</b> <b>Fib</b> <b>G(a,b,i)</b>	...	13a-8b	-8a-5b	5a-3b	-3a-2b	2a-b	-a-b	a	b	a-b	a-2b	2a-3b	3a-5b	5a-8b	...

табл.2 Положителни и отрицателни стойности на Фибоначи и Лукас –фрагмент

По-долу показваме няколко от известните формули за взаимовръзки между числата от двете редици:

- |                             |       |                                    |       |
|-----------------------------|-------|------------------------------------|-------|
| $F(n+2)+F(n)+F(n-2)=4F(n)$  | (15); | $F(n+2)+F(n)=L(n+1)$               | (24); |
| $F(n+2)-F(n)=F(n+1)$        | (16); | $F(n+3)+F(n)=2F(n+2)$              | (25); |
| $F(n+3)-F(n)=2F(n+1)$       | (17); | $F(n+4)+F(n)=3F(n+2)$              | (26); |
| $F(n+2)+F(n-2)=3F(n)$       | (18); | $F(n+2)-F(n-2)=L(n)$               | (27); |
| $F(n+4)-F(n)=L(n+2)$        | (19); | $F(n+5)+F(n)=F(n+2)+L(n+3)$        | (28); |
| $F(n+5)-F(n)=L(n+2)+F(n+3)$ | (20); | $F(n+6)-F(n)=4F(n+3)$              | (29); |
| $F(n+6)+F(n)=2L(n+3)$       | (21); | $F(n)+2F(n-1)=L(n)$                | (30); |
| $F(n+2)-F(n-2)=L(n)$        | (22); | $F(n+3)-2F(n)=L(n)$                | (31); |
| $F(n+2)-F(n)+F(n-1)=L(n)$   | (23); | $F(n)+F(n+1)+F(n+2)+F(n+3)=L(n+3)$ | (32); |

## 2. НОВИ ВЗАИМОВРЪЗКИ И ФОРМУЛИ ЗА ДВЕТЕ РЕДИЦИ

В следващата таблица показваме взаимовръзка между Фибоначи и числото 7:

табл.3 Числото 7 като оператор в редицата на Фибоначи

-2	I	-1	-1x-7=	-7	-7-	1=	-8	-8x7=-56	-56-	-1=	55
-1	I	1	1x 7=	7	7-	2=	5	5x7= 35	35-	1=	34
0	I	0	0x 7=	0,	0-	3=	-3	-3x7= 21	21-	0=	21
1		1	1x7=	7	7-	5=	2	2x7= 14	14-	1=	13



2	<b>1</b>	1x7= 7	7- 8= -1	-1x7=-7	-7- 1= -8
3	<b>2</b>	2x7= 14	14- 13= <b>1</b>	1x7= 7	7- 2= <b>5</b>
4	<b>3</b>	3x7= 21	21- 21= <b>0</b>	0x7= 0	0- 3= -3
5	<b>5</b>	5x7= 35	35- 34= <b>1</b>	1x7= 7,	7- 5= <b>2</b>
6	<b>8</b>	8x7= 56	56- 55= <b>1</b>	1x7= 7,	7- 8= -1
7	<b>13</b>	13x7= 91	91- 89= <b>2</b>	2x7= 14,	14- 13= <b>1</b>
8	<b>21</b>	21x7= 147	147-144= <b>3</b>	3x7= 21,	21- 21= <b>0</b>
9	<b>34</b>	34x7= 238	238-233= <b>5</b>	5x7= 35,	35- 34= <b>1</b>
10	<b>55</b>	55x7= 385	385-377= <b>8</b>	8x7= 56,	56- 55= <b>1</b>
11	<b>89</b>	89x7= 623	623-610= <b>13</b>	13x7= 91,	91- 89= <b>2</b>
12	<b>144</b>	144x7= 1008	1008-987= <b>21</b>	21x7= 147,	147-144= <b>3</b>
13	<b>233</b>	233x7= 1631	1631-1597= <b>34</b>	34x7= 238,	238-233= <b>5</b>
14	<b>377</b>	377x7= 2639	2639-2584= <b>55</b>	55x7= 385,	385-377= <b>8</b>
15	<b>610</b>	610x7= 4270	4270-4181= <b>89</b>	89x7= 623,	623-610= <b>13</b>
16	<b>987</b>	987x7= 6909	6909-6765= <b>144</b>	144x7=1008,	1008-987= <b>21</b>
17	<b>1597</b>	1597x7=11199	11199-10946= <b>233</b>	233x7= 1631,	1631-1597= <b>34</b>
18	<b>2584</b>	2584x7=18088	18088-17711= <b>377</b>	377x7= 2639,	2639-2584= <b>55</b>
19	<b>4181</b>	4181x7=29267	29267-28657= <b>610</b>	610x7= 4270,	4270-4181= <b>89</b>
20	<b>6765</b>	6765x7=47355	47355-46368= <b>987</b>	987x7= 6909,	6909-6765= <b>144</b>

Вижда се ясно, че операцията с участието на Аналогични взаимодействия откриваме и с числото „7,, създава нова поредица на числата: 4 и 11 – таблици 4 и 5: „Фибоначи,, изместена с 4 реда, а броят на номерата през две операции е 7.

табл.4 Числото 4 като оператор в редицата на Фибоначи

-2	<b>I</b>	<b>-1</b>	-1x 4=	-4	-4-	1=	<b>-5</b>	-5x4	-20	-20+	-1= <b>-21</b>
-1	<b>I</b>	<b>1</b>	1x 4=	4	4-	1=	<b>3</b>	3x4=	12	12+	1= <b>13</b>
0	<b>I</b>	<b>0</b>	0 x 4=	0	0-	2=	<b>-2</b>	-2x4=	-8	-8+	0= <b>-8</b>
1	<b>1</b>	1x4=	4	4- 3=	<b>1</b>	1x4=	4	4+ 1=	<b>5</b>		
2	<b>1</b>	1x4=	4	4- 5=	-1	-1x4=	-4	-4+ 1=	<b>-3</b>		
3	<b>2</b>	2x4=	8	8- 8=	<b>0</b>	0x4=	0	0+ 2=	<b>2</b>		
4	<b>3</b>	3x4=	12	12- 13=	<b>-1</b>	-1x4=	-4	-4+ 3=	<b>-1</b>		
5	<b>5</b>	5x4=	20	20- 21=	<b>-1</b>	-1x4=	-4	-4+ 5=	<b>1</b>		
6	<b>8</b>	8x4=	32	32- 34=	<b>-2</b>	-2x4=	-8	-8+ 8=	<b>0</b>		
7	<b>13</b>	13x4=	52	52- 55=	<b>-3</b>	-3x4=	-12	-12+ 13=	<b>1</b>		
8	<b>21</b>	21x4=	84	84- 89=	<b>-5</b>	-5x4=	-20	-20+ 21=	<b>1</b>		
9	<b>34</b>	34x4=	136	136-144=	<b>-8</b>	-8x4=	-32	-32+ 34=	<b>2</b>		
10	<b>55</b>	55x4=	220	220-233=	<b>-13</b>	-13x4=	-52	-52+ 55=	<b>3</b>		
11	<b>89</b>	89x4=	356	356-377=	<b>-21</b>	-21x4=	-84	-84+ 89=	<b>5</b>		
12	<b>144</b>	144x4=	576	576-610=	<b>-34</b>	-34x4=	-136	-136+144=	<b>8</b>		
13	<b>233</b>	233x4=	932	932-987=	<b>-55</b>	-55x4=	-220	-220+233=	<b>13</b>		
14	<b>377</b>	377x4=	1508	1508-1597=	<b>-89</b>	-89x4=	-356	-356+377=	<b>21</b>		
15	<b>610</b>	610x4=	2440	2440-2584=	<b>-144</b>	-144x4=	-576	-576+610=	<b>34</b>		
16	<b>987</b>	987x4=	3948	3948-4181=	<b>-233</b>	-233x4=	-932	-932+987=	<b>55</b>		
17	<b>1597</b>	1597x4=	6388	6388-6765=	<b>-377</b>	-377x4=	-1508	-1508+1597=	<b>89</b>		
18	<b>2584</b>	2584x4=	10336	10336-10946=	<b>-610</b>	-610x4=	-2440	-2440+2584=	<b>144</b>		
19	<b>4181</b>	4181x4=	16724	16724-17711=	<b>-987</b>	-987x4=	-3948	-3948+4181=	<b>233</b>		
20	<b>6765</b>	6765x4=	27060	27060-28657=	<b>-1597</b>	-1597x4=	6909	6909+6765=	<b>377</b>		

Вижда се ясно, че операцията с участието на числото „4,, създава нова поредица на

„Фибоначи,, изместена с три реда, а броят на номерата през две операции е 6.

табл.5 Числото 11 като оператор на редицата на Фибоначи

-2	1	-1	-1x-11= -11	-11- 2=	-13	-13x11=-143	-143+ -1=-144
-1	1	1	1x11= 11	11- 3=	8	8x11= 88	88+ 1= 89
0	1	0	0x11= 0	0- 5=	-5	-5x11= -55	-55+ 0= -55
1	1	1	1x11= 11	11- 8=	3	3x11= 33	33+ 1= 34
2	1	1	1x11= 11	11- 13=	-2	-2x11= -22	-22+ 1= -21
3	2	2	2x11= 22	22- 21=	1	1x11= 11	11+ 2= 13
4	3	3	3x11= 33	33- 34=	-1	-1x11= -11	-11+ 3= -8
5	5	5	5x11= 55	55- 55=	0	0x11= 0	0+ 5= 5
6	8	8	8x11= 88	88- 89=	-1	-1x11= -11	-11+ 8= -3
7	13	13	13x11= 143	143-144=	-1	-1x11= -11	-11+ 13= 2
8	21	21	21x11= 231	231-233=	-2	-2x11= -22	-22+ 21= -1
9	34	34	34x11= 374	374-377=	-3	-3x11= -33	-33+ 34= 1
10	55	55	55x11= 605	605-610=	-5	-5x11= -55	-55+ 55= 0
11	89	89	89x11= 979	979-987=	-8	-8x11= -88	-88+ 89= 1
12	144	144	144x11= 1584	1584-1597=	-13	-13x11=-143	-143+144= 1
13	233	233	233x11= 2563	2563-2584=	-21	-21x11=-231	-231+233= 2
14	377	377	377x11= 4147	4147-4181=	-34	-34x11=-374	-374+377= 3
15	610	610	610x11= 6710	6710-6765=	-55	-55x11=-605	-605+610= 5
16	987	987	987x11= 10857	10857-10946=	-89	-89x11=-979	-979+987= 8
17	1597	1597	1597x11= 17567	17567-17711=	-144	-144x11=-1584	-1584+1597= 13
18	2584	2584	2584x11= 28424	28424-27657=	-233	-233x11=-2639	-2639+2584= 21
19	4181	4181	4181x11= 45991	45991-28657=	-377	-377x11=-4147	-4147+4181= 34
20	6765	6765	6765x11= 47355	47355-46368=	-610	-610x11=-6710	-6710-6765= 55

Вижда се ясно, че операцията с участието на числото „11,, създава нова поредица на „Фибоначи,, изместена с 5 реда, а броят на номерата през две операции е 9.

Използувахме числата: 4,7 и 11, които са от редицата на „Лукас,, като оператори върху ре-

дицата на „Фибоначи,, Изседването може да се продължи, като аналогично се установи че подобно взаимодействие с числа извън тази редица не оказва подобен ефект. Сега да разгледаме примери с обратно действие – числа на Фибоначи като оператор върху редица на Лукас.

табл.6 Числото 3 като оператор на редицата на Лукас

-2	1	-4	-4x3= -12	-12--11 =	-1	-1x3= -3	-3- -4= 2
-1	1	3	3x3= 9	9- 7=	2	2x3= 6	6- 3= 3
0	1	-1	-1x3= -3	-3- -4 =	1	1x3= 3	3- -1= 4
1	2	2	2x3= 6	6- 3=	3	3x3= 9	9- 2= 7
2	1	1	1x3= 3	3- -1=	4	4x3= 12	12- 1= 11
3	3	3	3x3= 9	9- 2=	7	7x3= 21	21- 3= 18
4	4	4	4x3= 12	12- 1=	11	11x3= 33	33- 4= 29
5	7	7	7x3= 21	21- 3=	18	18x3= 54	54- 7= 47
6	11	11	11x3= 33	33- 4=	29	29x3= 87	87- 11= 76
7	18	18	18x3= 54	54- 7=	47	47x3= 141	141- 18= 123
8	29	29	29x3= 87	87- 11=	76	76x3= 228	228- 29= 199
9	47	47	47x3= 141	141- 18=	123	123x3= 369	369- 47= 322

10		76	76x3= 228	228- 29 = 199	199x3= 597	597- 76= 521
11		123	123x3= 369	369- 47 = 322	322x3= 966	966- 123= 843
12		199	199x3= 597	597- 76 = 521	521x3= 1563	1563- 199= 1364
13		322	322x3= 966	966-123 = 843	843x3= 2529	2529- 322= 2207
14		521	521x3= 1563	1563-199 = 1364	1364x3= 4092	4092- 521= 3571
15		843	843x3= 2529	2529-322 = 2207	2207x3= 6621	6621- 843= 5778
16		1364	1364x3= 4092	4092-521 = 3571	3571x3=10713	10713-1364= 9349
17		2207	2207x3= 6621	6621-843 = 5778	5778x3=17334	17334-2207=15127
18		3571	3571x3=10713	10713-1364= 9349	9349x3=28047	28047-3571=24476
19		5778	5778x3=17334	17334-2207=15127	15127x3=45381	45381-5778=39603
20		9349	9349x3=28047	28047-3571=24476	24476x3=73428	73428-9349=64079

табл. 7 Числото 5 като оператор на редицата на Лукас

-2I	-4	-4x5= -20	(-20-2):2 = -11	-11x5= -55	(-55-3) :2= 29
-1I	3	3x5= 15	(15-1): 2= 7	7x5= 35	(35-1) :2= 18
0I	-1	-1x5= -5	(-5-3):2= -4	-4x5= -20	(-20-2) :2= -11
1	2	2x5= 10	(10-4):2= 3	3x5= 15	(15-1) :2= 7
2	1	1x5= 5	(5-7):2= -1	-1x5= -5	(-5-3) :2= -4
3	3	3x5= 15	(15-11):2= 2	2x5= 10	(10-4) :2= 3
4	4	4x5= 20	(20-18):2= 1	1x5= 5	(5-7) :2= -1
5	7	7x5= 35	(35-29):2= 3	3x5= 15	(15-11) :2= 2
6	11	11x5= 55	(55-47):2= 4	4x5= 20	(20-18) :2= 1
7	18	18x5= 90	(90-76):2= 7	7x5= 35	(35-29) :2= 3
8	29	29x5= 145	(145-123):2= 11	11x5= 55	(55-47) :2= 4
9	47	47x5= 235	(235-199):2= 18	18x5= 90	(90-76) :2= 7
10	76	76x5= 380	(380-322):2= 29	29x5= 145	(145-123) :2= 11
11	123	123x5= 615	(615-521):2= 47	47x5= 235	(235-199) :2= 18
12	199	199x5= 995	(995-843):2= 76	76x5= 380	(380-322) :2= 29
13	322	322x5= 1610	(1610-1364):2= 123	123x5= 615	(615-521) :2= 47
14	521	521x5= 2605	(2605-2207):2= 199	199x5= 995	(995-843) :2= 76
15	843	843x5= 4215	(4215-3571):2= 322	322x5= 1610	(1610-1364) :2= 123
16	1364	1364x5= 6820	(6820-5778):2= 521	521x5= 2605	(2605-2207) :2= 322
17	2207	2207x5=16535	(16535-9349):2= 843	843x5= 4215	(4215-3571) :2= 521
18	3571	3571x5=17855	(17855-15127):2=1364	1364x5= 6820	(6820-5778) :2= 843
19	5778	5778x5=28890	(28890-24476):2=2207	2207x5=11035	(11035-9349):2=1364
20	9349	9349x5=46745	(46745-39603):2=3571	3571x5=17855	(17855-15127):2=2207

табл.8 Числото 8 като оператор на редицата на Лукас

-2I	-4	-4x8= -32	(-32- 1):3= -11	-11x8= -88	(-88-1):3=-29
-1I	3	3x8= 24	(24- 3):3= 7	7x8= 56	(56-2):3= 18
0I	-1	-1x8= -8	(-8- 4):3= -4	-4x8= -32	(-32-1):3=-11
1	2	2x8= 16	(16- 7):3= 3	3x8= 24	(24-3):3= 7
2	1	1x8= 8	(8- 11):3= -1	-1x8= -8	(-8-4):3= -4
3	3	3x8= 24	(24- 18):3= 2	2x8= 16	(16-7):3= 3
4	4	4x8= 32	(32- 29):3= 1	1x8= 8	(8-11):3= -1
5	7	7x8= 56	(56- 47):3= 3	3x8= 24	(24-18):3= 2
6	11	11x8= 88	(88- 76):3= 4	4x8= 32	(32-29):3= 1
7	18	18x8= 144	(144-123):3= 7	7x8= 56	(56-47):3= 3

8| 29 29x8= 232 (232-199):3= 11 11x8= 88 (88-76):3= 4  
 9| 47 47x8= 376 (376-322):3= 18 18x8= 144 (144-123):3= 7  
 10| 76 76x8= 608 (608-521):3= 29 29x8= 232 (232-199):3= 11  
 11| 123 123x8= 984 (984-843):3= 47 47x8= 376 (376-322):3= 18  
 12| 199 199x8= 1592 (1592-1364):3= 76 76x8= 608 (608-521):3= 29  
 13| 322 322x8= 2576 (2576-2207):3= 123 123x8= 984 (984-843):3= 47  
 14| 521 521x8= 4168 (4168-3571):3= 199 199x8= 1592 (1592-1364):3= 76  
 15| 843 843x8= 6744 (6744-5778):3= 322 322x8= 2576 (2576-2207):3=123  
 16|1364 1364x8=10912 (10912-9349):3= 521 521x8= 4168 (4168-3571):3=199  
 17|2207 2207x8=17656 17656-15127):3= 843 843x8= 6744 (6744-5578):3=322  
 18|3571 3571x8=28568(28568-24476):3=1364 1364x8=10912 (10912-9349):3=521  
 19|5778 5778x8=46224(46224-39603):3=2207 2207x8=17656 (17656-15127):3=843  
 20|9349 9349x8=74792(74792-64079):3=3571 3671x8=29368(29368-24476):3=1364

Получава се следния резултат:

- в таблица 4 умножаваме с 3 и делим на 1:  
 комбинация: 3§1;

- в таблица 5 умножаваме с 5 и делим на 2:  
 комбинация: 5§2;

- в таблица 6 умножаваме с 8 и делим на 3:  
 комбинация: 8§3.

По-нататък имаме следните комбинации:  
 13§5, 21§8, 34§13 и т.н.“

Наврзвават“ се числата на Лукас с тези на Фибоначи и отново тези на Фибоначи, като се включват и числата от естествения ред.

Използвахме числата: 3,5 и 8, които са от редицата на „Фибоначи,, като оператори върху редицата на „Лукас,, Изследването може да се

#### ФОРМУЛИ

Като следствие от таблици: 1,2,3,4,5,6 получаваме следните формули:

##### ФИБОНАЧИ

$F(n) \times 4 - F(n+3) = -F(n-3)$  Нова формула [1]

$F(n) \times 7 - F(n+4) = -F(n-4)$  Нова формула [2]

$F(n) \times 11 - F(n+5) = -F(n-5)$  Нова формула [3]

Обобщаваща формула:

$F(n) \times L(k) - F[n+L(k-1)] = -F[n-L(k-1)]$  за  $k > 3$   
 Нова формула [4]

$F(n) \times L(k) - F[n-L(k-1)] = F[n-L(k-1)]$  за  $k = 3$ ,  
 Нова формула [5]

##### ЛУКАС

$L(n \times F(k) - L(n+k-2)) = F(k-2) = L(n-2)$  за  $k > 3, n > 3$   
 Нова формула [12]

продължи, като аналогично се установи, че подобно взаимодействие с числа извън тази редица не оказва подобен ефект. Получените в таблици: 1,2,3,4,5,6 резултати не са публикувани никъде или поне ние не открихме следи от такова проучване в изключително богатата колекция от изследвания на математиците в тази област. Очевидно интересът към темата е много голям, което вероятно е продиктувано от поне два фактора:

1.Прелюбопитната връзка между природните явления и двете редици;

2.Богатството на скрити връзки, показвани чрез многобройни формули.

$L(n) \times 3 - L(n-2) = L(n+2)$  Нова формула [6]

$L(n) \times 5 - L(n+3) = 2L(n-2)$  Нова формула [7]

$L(n) \times 8 - L(n+4) = 3L(n-2)$  Нова формула [8]

Без да затормозяваме материала с нови таблици и изчисления, ще продължим шеригата от формули:

$L(n) \times 13 - L(n+5) = 5L(n-2)$  Нова формула [9]

$L(n) \times 21 - L(n+6) = 8L(n-2)$  Нова формула [10]

$L(n) \times 34 - L(n+7) = 13L(n-2)$  Нова формула [11]

Обобщаваща формула:

Можем да направим и още един извод: Числата на „Лукас“, по някакъв начин правят връзки между различни редици на „Фибоначи“,

Числата на „Фибоначи“, по аналогичен начин правят връзки между различни редици на Лукас.

### 3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Защо в заглавието не споменахме името Лукас, а само: числата 4 и 7 ?

Причината е в традицията, наложена от философи, нумеролози, теолози, езотерици, историци, кабалисти и метафизици. Всъщност всички тук изброени, заедно с темата за Фибоначи, златното сечение, „митичните“, числа 4 и 7 са в мъглявата зона, намираща се между наука и мистика. Ние предполагаме, че науката на древните, макар и основана на знания, които имат неясна за нас генетика все пак заслужава уважение.

Съвременната наука стъпка по стъпка, фрагмент по фрагмент започва да осмисля знанията на древните. Например:

- историците масово откриват артефакти за присъствието на числата 4 и 7 в археологическите разкрития;

- физиците и астрономите създават модел, в който основната структура на изследваната вселена е обединена около 4 центъра.

-дизайнерите интуитивно използват числата от редиците на Фибоначи и Лукас успешно.

-съвременната музика се базира върху структурата на музикална система от 7 основни тона:

до, ре, ми, фа, сол, ла, си и след това повторения по октави, като 8-ия тон е резонансно повторение на 1-ия.

- Съвременната теория на цветовете, базирана на проучванията и системата на сър Исак Нютон, разглежда структуриране на спектъра в 7 основни цвята: червен, оранж, жълт, зелен, кобалтово син, морско син и виолет. Тази теория има съвсем точна физическа обосновка.

Ние едва ли бихме могли на този етап да докажем или обратното – да отхвърлим тази философия, затова настоящият скромнен труд може да е само едно ново проучване на числови редици, попълващо богатата колекция на математиците в тази посока. Както бе посочено в увода, различни и многобройни формули за взаимоотношения между двете редици са описани досега. Формулите под номера от 21 до 32 в настоящия материал не бяха открити в други публикации. По-интересната част обаче е – кои явления в природата на кой от двата закона се подчиняват. Такова проучване е поле за изява на биолози, физици, химици, статисти, икономисти и тнт...

Съществено за областта на дизайна е, че двете редици числови съотношения – на Фибоначи и на Лукас са равностойни както по отношение на златното сечение, така и по отношение на една равностойна връзка помежду си. Тази тема разглеждаме в друг материал, озаглавен: „Lukas and golden ratio,,.

### References

1. A.T.Benjamin,T.A. Carnes,B. Cloitre (2009) Recounting the Sums of Cubes of Fibonacci Numbers . Congressus Numerantium, Proceedings of the Eleventh International Conference on Fibonacci Numbers and their Applications, William Webb (ed.), Vol 194, pp. 45-51, 2009.
2. Ball Keit M.(2003),„8:Fibonacci Rabbit Fevisited. Strange Curves Country Rabbits and Other Mathematical Explorations, Princeton University Press.
3. C Long The Decimal Expansion Of  $1/89$  And Related Results Fibonacci Quarterly 19 (1985)pages 53-55
- 4 D E Knuth The Art of Computer Programming: Vol 1 Fundamental Algorithms hardback, Addison- Wesley third edition (1997)

5. F T Howard (2003) "The Sum of the Squares of Two Generalized Fibonacci Numbers" FQ vol 41 pages 80-84.
6. G.E.Bergum and V.E.Hoggatt (1975) Jr. Sums and Products for Recurring Sequences, Fib Q 13 (1975), pages 115-120
7. Glaister P. (1995) „Fibonacci power series, The mathematical Gazette 79 (486, 521).
8. Hazawinkel, Michel (2001), „Fibonacci numbers. Encyclopedia of Mathematics, Springer.
9. Fairgrieve and Gould (2005) Product Difference Fibonacci Identities of Simson, Gelin-Cesáro, Tagiuri and Generalizations. S Fairgrieve and H W Gould, The Fibonacci Quarterly 43 (2005), 137-141.

10. H.W.Gould (1977) A Fibonacci Formula of Lucas and its Subsequent Manifestations and Rediscoveries , Fibonacci Quarterly vol 15 (1977) pages 25-29
11. L E Dickson History of the Theory of Numbers: Vol 1 Divisibility and Primality
12. Lukas Edward (1891), Theorie des nombres 1, Gautier-Villars
13. Lucas E, "Théorie des Fonctions Numériques Simplement Périodiques" in American Journal of Mathematics vol 1 (1878) pages 184-240 and 289-321.Reprinted as The Theory of Simply Periodic Functions, the Fibonacci Association, 1969.
14. R A Dunlap, The Golden Ratio and Fibonacci Numbers World Scientific Press, 1997, 162 pages.
15. R L Graham, D E Knuth, O Patashnik Concrete Mathematics Second Edition (1994), hardback, Addison-Wesley.
16. R.H.Hudson and C.F. Winans (1981) A Complete Characterization of the Decimal Fractions That Can Be Represented as  $\sum_{k=0}^{\infty} 10^{-k(a+1)} F_k$ , where  $F_k$  is the  $k$ th Fibonacci Number The Fibonacci Quarterly 19, no. 5 (1981) pages 414-421.
17. R.H.Hudson and C.F. Winans (1981) A Complete Characterization Of B-Power Fractions That Can Be Represented As Series Of General N-Bonacci Numbers J-Z Lee, J-S Lee Fibonacci Quarterly 25 (1987) pages 72-75. I J Good Complex Fibonacci And Lucas Numbers, Continued Fractions, And The Square Root Of The Golden Ratio, Fib Q 31 (1993) pages 7-19
18. R Johnson (Durham university) has an excellent web page on the power of matrix methods to establish many Fibonacci formula with ease (but it does rely on at least undergraduate level matrix mathematics). See the Matrix methods for Fibonacci and Related Sequences link to a Postscript and PDF version on his Fibonacci Resources web page. The latest version (Nov 12, 2004) contains an appendix showing how formulae developed in Johnson's paper can prove almost all the identities here in my table above.
19. R S Melham (1999) "Families of Identities Involving Sums of Powers of the Fibonacci and Lucas Numbers" FQ vol 37, pages 315-319.
20. R S Melham (2011), On Product Difference Fibonacci Identities Article A10, Integers, vol 11 Ohtsuka and Nakamura (2010) A New Formula For The Sum Of The Sixth Powers Of Fibonacci Numbers Congressus Numerantium Vol. 201 (2010), Proceedings of the Thirteenth Conference on Fibonacci Numbers and their Applications , pp.297-300.
21. S Rabinowitz "Algorithmic Manipulation of Fibonacci Identities" in Applications of Fibonacci Numbers: Proceedings of the Sixth International Research Conference on Fibonacci Numbers and their Applications, editors G E Bergum, A N Philippou, A F Horodam; Kluwer Academic (1996), pages 389 - 408. 22.
22. Ron Knutt, The Fibonacci numbers, UK Survey ( 300 formules)
23. S Vajda, Fibonacci and Lucas numbers, and the Golden Section: Theory and Applications, Dover Press (2008).
24. T Koshy Fibonacci and Lucas Numbers with Applications, Wiley-Interscience, 2001, 648 pages. Long (1981)
25. V E Hoggatt Jr "Fibonacci and Lucas Numbers" published by The Fibonacci Association, 1969 (Houghton Mifflin).
26. V.E.Hoggatt and D.A.Lind (1969) Compositions and Fibonacci Numbers, The Fibonacci Quarterly, Vol. 7, No. 3 (Oct., 1969), pp. 253-266.

## FIBONACCI AND 4, 7, 11

Lachezar GRIGOROW

Fundamentals of design department, Technical University - Sofia, Bulgaria  
e-mail: [madra\\_horn@abv.bg](mailto:madra_horn@abv.bg).

**Abstract:** Traditions imposed by philosophers, theologians, numerologists, esoterics, historians, cabalists and metafysics handled with numbers as: 3, 4, 7, 11. These are numbers from the sequence of Lucas. The modern practice of designers, naturalists, and philosophers use the numeric sequence of Fibonacci sequence: 3, 5, 8, 13 ... The researchers cite numerous examples of the connection between these numerical ratios and the actual proportions of the phenomena and essences in the nature of a living world. For example, the typical ratio between two adjacent numbers with increasing sequence number to come close to the number, Phi, at this stage, things still don't look strictly scientific, but mathematicians unleash all their forces to find new relationships in this direction. The formulas are dozens of cash. Still, we managed to find and formulate something out by now and it is the existence of the numerical relations between the Fibonacci sequence and that of Lucas,

who are characterized by the fact that one number from one of a number of applied ...Here is some new formulas about connections between Fibonacci and Lukas - rows:

FIBONACCI

$$F(n) \times 4 - F(n+3) = -F(n-3) \quad [1]$$

$$F(n) \times 7 - F(n+4) = -F(n-4) \quad [2]$$

$$F(n) \times 11 - F(n+5) = -F(n-5) \quad [3]$$

$$\text{Summary: } F(n) \times L(k) - F(n+k-1) = -F(n-k-1) \text{ за } k > 3 \quad [4]$$

$$F(n) \times L(k) - F[n] - L(k-1) = F[n] - L(k-1), k = 3 \quad [5]$$

LUKAS

$$L(n) \times 3 - L(n-2) = L(n+2) \quad [6]$$

$$L(n) \times 5 - L(n+3) : 2 = L(n-2) \quad [7]$$

$$L(n) \times 8 - L(n+4) : 3 = L(n-2) \quad [8]$$

Additionally :

$$L(n) \times 13 - L(n+5) : 5 = L(n-2) \quad [9]$$

$$L(n) \times 21 - L(n+8) : 8 = L(n-2) \quad [10]$$

$$L(n) \times 34 - L(n+13) : 13 = L(n-2) \quad [11]$$

Summary:

$$L(n) \times F(k) - L(n+k-2) : F(k-2) = L(n-2) \text{ за } k > 3, n > 3 \quad [12]$$

Both rows are equalent concerning usage in design and golden section

**Keywords:** Fibonacci ratio, Lukas ratio, golden ratio, Phi, mathematics.





## ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ВЛОЖЕННЫХ СФЕР

Пётр ПОБЕГАЙЛО

ИМАШ им. Благонравова А.А. РАН, Россия

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

**Резюме:** В настоящей работе речь идёт о практическом применении метода вложенных сфер при проектировании рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов на ранних стадиях проектирования. Суть метода состоит в ведении единого критерия качества, включающего в себя все локальные критерии (в данной работе рассмотрен частный случай с тремя критериями). Этот единый критерий качества назван нами энтропией. Чем меньше значение энтропии, тем качественнее рабочее оборудование. На этом основании процесс поиска подходящего варианта рабочего оборудования, есть процесс коллапса пространств (сфер) состояний рабочего оборудования (схлопывание сфер по направлению от наибольшей к наименьшей). Другими словами, поиск наилучшего варианта рабочего оборудования есть процесс редукции всех возможных векторов состояний рабочего оборудования к удовлетворяющему проектировщика варианту.

**Ключевые слова:** одноковшовый гидравлический экскаватор; рабочее оборудование; качество рабочего оборудования; метод вложенных сфер

Предложенные в наших работах [1, 2 и др.] локальные критерии эффективности единичного варианта рабочего оборудования (РО) одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ) могут быть использованы «как есть», т.е. по отдельности. Однако, вопрос о том, какой критерий лучше и точнее пока не решен и ответ на него выходит за границы настоящей работы.

Поэтому, не смотря на известные недостатки и критику такой методологии [3, 4 и др.], эти критерии можно свернуть в один, интегральный. Нам представляется допустимым это на стадии предпроектного анализа (ПА) [5 – 7 и др.] и в условиях развития и становления полной теории проектирования РО ОГЭ. В будущем конечно рассматриваемый сейчас вопрос требует уточнения и углубления, с учетом новейших достижений в теории принятия решения и пр.

В рамках настоящего раздела мы будем опираться на метод вложенных сфер (МВС), предложенный нами в работах [8 – 11 и др.] и развитый нашими украинскими коллегами в работе [12 и др.]. Идея данного метода был придумана автором настоящей работы при чтении монографии [13], а именно раздела о квантовой теории спина и применяемой там единичной сферы Римана.

В работах [1, 2 и др.] нами предложены три локальных критерия эффективности единичного варианта РО: коэффициенты  $K_1$  и  $K_2$ , а также параметр  $V_{эф}$ . Первые два критерия существуют в диапазоне от нуля до единицы, и они безразмерны, последний же всегда положителен и находится в некотором интервале своих экстремальных значений. Этот интервал гораздо шире единичного отрезка. Это создает определенные неудобства и поэтому необходимо этот третий критерий нормировать. Для этого преобразуем этот критерий в условную безразмерную величину по формуле:

$$K_3 = \frac{V_i}{V_{\max}} \quad (1)$$

где  $V_{\max}$  - максимальное значение критерия  $V_{эф}$ ;  $V_i$  - некоторое промежуточное значение критерия  $V_{эф}$ .

Из этого последнего соотношения очевидно, что параметр  $K_3$  так же существует в диапазоне от нуля до единицы.

Для еще большего удобства все три коэффициента  $K_1$ ,  $K_2$  и  $K_3$  необходимо преобразовать по формулам:

$$K_1' = 1 - K_1^1 \quad (2)$$

<sup>1</sup> В дальнейшем штрих в обозначении этих параметров мы опустим.

$$K_2' = 1 - K_2 \quad (3)$$

$$K_3' = 1 - K_3 \quad (4)$$

Таким образом, три параметра  $K_1$ ,  $K_2$  и  $K_3$  образуют трехмерное фазовое пространство: пространство оценки качества<sup>2</sup> вариантов РО.

В графическом виде можно представить все это в виде набора вложенных друг в друга сфер, построенных на обозначенных трех осях ( $K_1$ ,  $K_2$  и  $K_3$ ), с различным значением радиус-вектора  $AB_i$  для каждой сферы (для каждого варианта РО).

Естественно, что одна сфера с радиус-вектором  $AB_i$  отражает состояние одного конкретного варианта РО. Ансамбль таких сфер и составляет основу МВС, наглядно характеризуя итоги процесса проектирования РО (позволяет сравнивать различные варианты РО между собой).

Еще раз: значение радиус-вектора  $AB_i$  является определяющим как при построении одной сферы, так и при сравнении по ним вариантов РО. При этом длину радиус-вектора  $AB_i$  будем называть мерой энтропии  $S_i$  системы конкретного варианта РО (в нашем случае энтропия – геометрическая мера оценки эффективности варианта РО,  $AB_i = S_i \in [0...AB^{\max}]$ ). Чем меньше значение радиус-вектора  $AB_i$ , тем меньше энтропия  $S_i$  и тем ближе вариант РО к наилучшему (понятно, что, самый рациональный вариант РО находится в точке  $A$ , когда все три критерия равны нулю, что на сегодняшний день<sup>3</sup> видимо недостижимо).

Таким образом, ансамбль вариантов РО образует конечное множество вложенных друг в друга сфер (каждая со своим значением радиус-

вектора  $AB_i$ , и, следовательно, со своей степенью энтропии  $S_i$ ). Чем меньше сфера – тем более эффективен вариант РО<sup>4</sup>.

Поэтому, задачу поиска, подходящего для проектировщика, эффективного варианта РО, можно представить так:

$$S_i = AB_i \rightarrow 0, \text{ при } S_i \in [0...1] \quad (5)$$

или через уравнение, задающее сферу:

$$\sqrt{K_1^2 + K_2^2 + K_3^2} = AB_i = S_i \rightarrow 0 \quad (6)$$

Отсюда процесс поиска подходящего варианта РО, есть процесс коллапса пространств (сфер) состояний РО (схлопывание сфер по направлению от наибольшей к наименьшей).

Другими словами, данный поиск есть процесс редукции всех возможных векторов состояний РО к удовлетворяющему проектировщика варианту<sup>5</sup>.

Отметим, что для дальнейшего развития МВС при оценке вариантов РО не следует забывать о технологических возможностях конкретного производства.

Кроме того, в дальнейшем необходимо особое внимание обратить на человеческий фактор при моделировании процесса проектирования. Однако все эти вопросы – дело будущего, выходящие за границы настоящей работы.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

В настоящем Приложении мы кратко укажем на ряд важных нюансов связанных с Методом Вложенных Сфер. Итак.

В момент его появления [8–11 и др.] он иллюстрировался нами на примере глобальных характеристик экскаваторов: их массе, коэффициенте полезного действия и производительности. Очевидно, что наборы показателей применяемых нами не зависят от сути метода, и могут быть выбраны из

<sup>2</sup> В тривиальном понимании этого термина, вопросы, имеющие отношение именно к управлению качеством, в настоящей работе не рассматриваются.

<sup>3</sup> Возможно, это не реализуемо в принципе в рамках нашей Вселенной.

<sup>4</sup> Естественно, что налицо и максимально не эффективная сфера, когда все три параметра равны единице (однако фактически такое РО сложно себе представить).

<sup>5</sup> В области исследования машин для земляных работ известно понятие «производственного потенциала», предложенное Недорезовым И.А. [14 и др.].

По нашему мнению, можно увидеть некоторую аналогию между вве-

денной нами сущностью «энтропия единичного варианта РО» и указанным понятием. Однако мы сейчас, в отличии от Недорезова И.А., скорее говорим о «проектировочно-эксплуатационном потенциале единичного варианта РО» на конкретном этапе проектирования ОГЭ.

По видимому, понятие предложенное Недорезовым И.А. так же может быть выписано на каждой стадии проектирования землеройной машины в каком то своем уникальном виде. Так же можно предположить, что все эти частные критерии могут быть сведены в конечном итоге в один – интегральный. Однако мы этой задачей сейчас заниматься не будем, т.к. она выходит за пределы нашей работы (к тому же нами интегральный параметр уже предложен).

конкретных практических соображений. При этом число этих параметров может быть любым. Однако, отталкиваясь от особенностей человеческой психики, выбирать их более семи не стоит. Кроме того, при этом разговор будет идти, скорее не о сфере, а о симплексе.

Далее, для, например, случая трех локальных оценок качества РО, можно выписать следующее уравнение состояния сложной технической системы (СТС) – ОГЭ, и его подсистемы РО в частности:

$$S_i(K_1, K_2, K_3) = 0 \quad (\text{П1})$$

Очевидно, что в более реалистичном виде это уравнение следует записать так:

$$S_i(K_1, K_2, K_3) \rightarrow \text{MIN} \quad (\text{П2})$$

Видно, что это уравнение описывает условие многокритериальной оптимизации РО в общем виде.

Понятно, что энтропия лучшего варианта РО не может уменьшаться, она уже минимальна. Напомним, что рост энтропии возможен лишь при ухудшении варианта РО, при нарастающем удалении его от оптимального варианта.

Таким образом: энтропия системы, в нашем случае, есть не что иное, как количество информации, не хватающей для ее оптимального создания (полного описания) [15 и др.].

Вполне ясно, что при не стохастической аналитической модели синтеза варианта РО почти все отклонения вектора состояния от оптимального положения формируются за счет не оптимальности исходных данных.

Введем поэтому понятие количество информации  $H_i$ , позволяющее характеризовать указанное отклонение исходных данных. Будем определять параметр  $H_i$  по формуле:

$$H_i = -\sum_{j=1}^d \Delta_j \quad (\text{П3})$$

где  $j = 1, 2 \dots d$  – число исходных данных, образующих  $d$ -мерное фазовое пространство исходных данных;  $\Delta_j$  – сумма отклонений всех исходных данных от их оптимальных значений.

Анализируя формулу ПЗ видно, что при оптимальных исходных данных количество информации максимально и условно равно нулю. В противном случае количество информации, имеющееся у нас для рационального проектирования, уменьшается.

Нормирование и уточнение формулы для определения параметра  $\Delta_j$  в настоящей работе не выполняется. Однако ясно, что для конкретного исходного параметра СТС значение  $\Delta_j$  равно расстоянию между двумя точками, или говоря иначе – длине вектора между двумя точками.

Если же каждый набор исходных данных для одного варианта, например РО, представлять в виде  $d$ -мерного вектора в соответствующем пространстве, то в этом пространстве следует задать метрику, т.е. такую числовую функцию  $\rho = \rho(V_1, V_2)$ , которая каждой паре векторов рассматриваемого пространства сопоставляет неотрицательное число, называемое расстоянием между векторами  $V_1$  и  $V_2$  [16 и др.]. В данном случае это число и будет характеризовать понятие количества информации.

Понятно, что первый вектор в данном случае характеризует оптимальный вариант исходных данных, а второй – один из возможных вариантов.

Дополнительно отметим, что МВС, на наш взгляд, принципиально отличается от технологии многокритериального позиционирования [17]. О последней пишут: «...теоретического решения эта задача не имеет ... центр тяжести достоверности ... решений, полученных на основе многокритериального позиционирования, лежит в области интуитивной деятельности лица принимающего решение...» [17]. В нашем же случае теоретическое решение задачи на лицо.

Естественно, что для применения формулы ПЗ и всего после нее написанного необходимо иметь оптимальный вариант СТС. Поэтому для применения понятия количество информации в более широких пределах следует отыскать его иные формулировки (математические)<sup>6</sup>.

Дальнейшее продолжение исследований связанных с применением понятий энтропия и

<sup>6</sup> С другой стороны можно подойти к этому вопросу так. Из имеющихся вариантов РО выбрать один за условно оптимальный (для типовых конструктивных решений это не сложно, т.к. известны аналоги). Оценить

в сравнении с ним иные варианты РО и т.д. Могут быть предложены и различные модификации данного подхода.

понятия количество информации в проектировании (и при моделировании процесса проектирования) должно отталкиваться от работ

#### Литература

1. **Побегайло П.А.** О еще одной из возможных локальных оценок эффективности единичного варианта рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов X Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2012. (в печати)
2. **Побегайло П.А.** О локальном критерии эффективности единичного варианта рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов при проектировании // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов IX Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2011. с. 121 – 126.
3. **Подинковский В.В.** Введение в теорию важности критериев. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. 64 с.
4. Вентцель Е.С. Исследование операций: задачи, принципы, методология. М.: Наука, 1980. 208 с.
5. **Побегайло П.А.** О проектировании рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Актуальные проблемы механики. X Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики. Вторая Всероссийская школа молодых ученых механиков. Тезисы докладов // Нижний Новгород. Издательство Нижегородского государственного университета им. Н.И. Лобачевского, 2011. с. 91.
6. **Побегайло П.А.** О проектировании рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // II международная научно-практическая конференция «Техгормет-21 век»: Карьерная техника для открытых горных работ – новые разработки и эффективные решения: Материалы междунаучно-практической конференции / СПбГУ. Санкт-Петербург, 2011. с. 37 – 39.
7. **Владиславлев П.Н., Юдицкий С.А.** Основы предпроектного анализа организационных систем. М.: Финансы и статистика, 2005. 144 с.
8. **Побегайло П.А.** О новых подходах к оценке и сравнению вариантов сложных технических систем //

А.Н. Колмогорова и его учеников и последователей, трудов Д.С. Чернавского, некоторых положений работ Л. Бриллюэна и пр.

- Международная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых по фундаментальным наукам «Ломоносов-2007». Секция Физика. Подсекция Математика и информатика. Сборник тезисов. / МГУ имени М.В. Ломоносова. М., 2007. с. 70 – 71.
9. **Побегайло П.А.** Способ оценки и сравнения вариантов сложных технических систем // «Машиностроение и техносфера XXI века»: XIV международная научно-техническая конференция. Том 3. / ДонНТУ. Севастополь. 2007. с. 182 – 183.
  10. **Побегайло П.А.** Некоторые замечания о методологии проектирования сложных технических систем // «Машиностроение и техносфера XXI века»: XIV международная научно-техническая конференция. Том 3. / ДонНТУ. Севастополь. 2007. с. 183 – 186.
  11. **Побегайло П.А.** О новых подходах к оценке и сравнению вариантов рабочего оборудования мощных гидравлических экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. докладов V Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека. Екатеринбург: УГГУ. 2007. с. 172 – 177.
  12. **Гутиря С.С., Карпов О.П., Яглинский В.П.** Методология підвищення технічного рівня промислових роботів і платформ // Луганськ: Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, № 6 (124), Ч. 1, 2008. с. 109 – 116.
  13. **Пенроуз Р.** Тени разума: в поиске науки о сознании. Москва – Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2005. 688 с.
  14. **Недорезов И.А.** Производственный потенциал землеройных машин и пути его повышения // В книге «Машины для земляных работ». Труды ЦНИИСа. Выпуск 79. М.: Транспорт. 1973. с. 7 – 13.
  15. **Блюменфельд Л.А.** Решаемые и не решаемые проблемы биологической физики. М.: Едиториал УРСС, 2002. 160 с.
  16. **Ногин В.Д.** Принятие решений в многокритериальной среде: количественный подход. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. 176 с.
  17. **Захаров И.Г.** Обоснование выбора. Теория практики. СПб.: Судостроение, 2006. 528 с.

## **PRACTICAL APPLICATION OF THE METHOD OF THE ENCLOSED SPHERES**

**Petr POBEGAILO**

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia

e-mail: [petrp214@yandex.ru](mailto:petrp214@yandex.ru)

**Abstract:** In the real work it is a question of practical application of a method of the enclosed spheres at design of the working equipment of hydraulic excavators at early design stages. The essence of a method consists under the authority of uniform criterion of the quality including all local criteria (in this work the special case with three criteria is considered). This uniform criterion of quality is called by us entropy. The value of entropy there is less, the working equipment is more qualitative. On this basis process of search of suitable option of the working equipment, is process of collapse of spaces (spheres) of conditions of the working equipment (a collapse of spheres in the direction from the greatest to the smallest). In other words, search of the best option of the working equipment is process of a reduction of all possible vectors of conditions of the working equipment to option satisfying the designer.

**Keywords:** hydraulic excavator; working equipment; quality of the working equipment; method of the enclosed spheres



## VISION-BASED POSITION REGULATION OF MOBILE ROBOTS BASED ON STATIC MARKERS

Plamen PETROV

Automation of discrete production dept., Technical University - Sofia, Bulgaria  
e-mail: [ppetrov@tu-sofia.bg](mailto:ppetrov@tu-sofia.bg)

**Abstract:** This paper considers the problem of vision-based practical stabilization (stopping maneuver) of nonholonomic differential-drive mobile robots and stabilization of platoon of mobile robots. First, a camera-robot model suitable for control applications is derived. Two stabilizing vision-based feedback controllers are proposed and analyzed: the first one stabilizes a single robot on a desired position indicated by a static circular marker on the line to follow. An algorithm for circle detection based on Hough transform is presented for determining the pose of the robot with respect to a detected stopping marker. Second, a feedback controller for practical stabilization (stopping maneuver) of a longitudinal platoon of mobile robots is proposed. We consider the problem of autonomous robot tracking without the use of road infrastructure or inter-robot communication. The only information that the follower robot can use for feedback control is relative position with respect to the lead robot obtained from an on-board monocular camera. Simulation and experimental results illustrate the effectiveness of the proposed controllers.

**Keywords:** Differential-drive wheeled mobile robots, camera-robot model, circle detection, vision-based control, practical stabilization, robot platooning

### 1. INTRODUCTION

In today's world, automation of production is the basis of the modern industry [1,2,3]. During the last decades the robot manipulators and mobile robots have attracted considerable interest from researchers [4] and industry [5]. The automated guided vehicles (AGVs) have become an important component in flexible manufacturing systems [6,7], and more generally in automated transportation [8]. In most cases, the guidance of the robotic vehicles is achieved by means of different kind of sensors, which allow following of wire [5] on the floor. More recently, vision-based navigation systems have been proposed, where the markers are placed in the working area [9,10] of the mobile robot. The use of visual information is an attractive solution and the visual servoing is a field of extensive research and image processing algorithms for detecting guided line markers in the task space from data provided by cameras are reported in the literature, such as in [11,12,13].

Different approaches have been proposed in order to resolve the problem of stabilizing mobile robots to a point or to equilibrium manifold (practical stabilization) of dimension equal to the number of nonholonomic constraints [14]. In the first case, smooth time-varying static controllers have been

proposed [15]. Unfortunately, the smooth time-varying feedback yields slow asymptotic convergence [15], which results in an unacceptable amount of time for stabilization from a practical point of view. In order to obtain faster convergence, discontinuous controllers [16] have been proposed. The problem of stabilizing nonholonomic systems to an equilibrium manifold has been also considered [17]. From a practical point of view, this strategy may be quite acceptable because of a quick steering the mobile robot to a small neighborhood of the origin.

In recent years, the problem of robot following has attracted considerable interest, especially in the cases of military convoys [18], convoys of commercial vehicles [19], or public urban transport [20], where the robot vehicles are mechanically decoupled. The control strategies for longitudinal platoons depend on the information available for each robot-vehicle controller, and include communication-based and autonomous algorithms [21], which achieve platoon stability.

In this paper, we consider two different scenarios for practical stabilization of mobile robots. First, the problem of stabilization (stopping maneuver) of a nonholonomic differential-drive mobile robot (Fig.1), based on the information obtained from a monocular camera mounted on the robot is considered. More specifically, in this case, we consider the regulation

control task where the robot has to reach a specified static circular stopping marker placed on the line to follow (Fig. 1). A circle detection algorithms based on Hough transform [23] is used in order to extract the pose of the robot with respect to a detected reference line and the stopping marker.



**fig.1** The differential-drive wheeled mobile robot Pioneer-3DX equipped with a camera

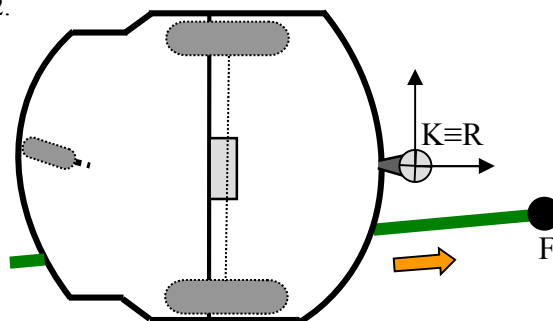
In the case of stabilization of multiple mobile robots (platooning), we consider the regulation task in the “leader-follower” scenario. More specifically, we consider autonomous longitudinal platoon of mobile robots, where the only information that the follower robot can use for feedback control is the current position with respect to the lead robot obtained from a monocular camera, which observes the rear end of the lead robot where a specific rectangular marker (a planar object) has been fixed. The lead robot initially tracks a target (the same specific rectangular marker) at a given prescribed distance by using proper on-board camera, but the robot must stop at a prescribed distance in front of the marker when the marker becomes motionless. The follower robot also stops at a prescribed distance behind the lead robot.

The rest of the paper is organized as follows: In Section 2, a camera-robot model is derived and the procedure for detecting the stopping circle marker is

presented. In Section 3, a feedback controller for practical stabilization of a single robot on the line to follow by using circular marker and stability analysis of the closed-loop system is presented. In Section 4, a feedback controller for practical stabilization of a platoon of mobile robots is proposed and stability analysis is performed based on Lyapunov techniques. Experimental results are also presented. Section 5 concludes the paper.

## 2. CAMERA-ROBOT MODEL

A plan view of the differential-drive wheeled mobile robot considered in this paper, is shown in Fig. 2.



**fig.2** Differential-drive wheeled mobile robot geometry

The kinematic scheme of the robot consists of platform with two independently driven wheels mounted on the same axle and one free wheel (castor). The wheels of the robot are assumed to roll without lateral sliding. The coordinates of point  $R$ , which is located at a distance  $L$  from the centre of the wheel axle, with respect to an inertial frame  $F_{xy}$  placed at the stop (target) point, are denoted by  $(e_{xR}, e_{yR})$ . The coordinate frame  $Rx_Ry_Rz_R$  is attached firmly to the robot at point  $R$  in such way that the  $x$ -axis is parallel to the longitudinal axis of the robot, and the  $z$ -axis is perpendicular to the ground. The angle  $e_{\theta R}$  is the orientation angle of the robot with respect to  $F_{xy}$ . The centre of the coordinate system  $Rx_Ry_Rz_R$  is at distance  $d$  from the ground. A reference pose is defined by the reference coordinate frame  $F_{xy}$  such that its center is in the center of a circular stopping marker, and the  $x$ -axis is along the desired path and oriented in the direction of motion to follow.



Using the coordinates  $(e_{xR}, e_{yR})$  of the reference point  $R$ , the configuration of the system is described by three generalized coordinates

$$e = [e_{xR} \ e_{yR} \ e_{\theta R}]^T \in \mathfrak{R}^3 \quad (1)$$

The coordinate frames  $Rx_Ry_R$  and  $Fxy$  are defined to describe the error kinematics during the stopping maneuver. Using (1), the error kinematics is given in the form

$$\dot{e} = S v \quad (2)$$

where

$$S = \begin{bmatrix} -1 & e_{yR} \\ 0 & -(L + e_{xR}) \\ 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

is a  $3 \times 2$  matrix,

$$v = \begin{bmatrix} v_x \\ \omega \end{bmatrix} \in \mathfrak{R}^2 \quad (4)$$

where  $v_x$  is the velocity of the mid-point of the wheel axle, and  $\omega$  is the angular velocity of the robot.

A monocular camera is placed in front of the mobile in such way that the camera optical axis is perpendicular to the surface of motion and the origin of the camera frame  $Kx_Ky_Kz_K$  coincides with the centre of the coordinate system  $Rx_Ry_Rz_R$  (Fig. 2). Let us denote the position of feature point  $F$  of the stopping circular marker on the guided line with respect to the camera frame by

$${}^K p_F = \begin{bmatrix} {}^K x_F \\ {}^K y_F \\ {}^K z_F \end{bmatrix} \in \mathfrak{R}^3. \quad (5)$$

The corresponding pixel coordinates in the image plane are obtained as follows

$${}^I p_F = \begin{bmatrix} u_F \\ v_F \\ 1 \end{bmatrix} = \frac{1}{{}^K z_F} T_K {}^K p_F \in \mathfrak{R}^2 \quad (6)$$

where the  $3 \times 3$  invertible matrix  $T_K$

$$T_K = \begin{bmatrix} f s_u & 0 & u_0 \\ 0 & f s_v & v_0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

is the so called intrinsic camera calibration matrix [22]. In (7),  $(s_u, s_v)$  are the camera scaling factors, and the angle between the camera axes was set to be  $\pi/2$ .

Using (6) and (7), the coordinates of point  $F$  in the robot coordinate frame  $Rx_Ry_Rz_R$  are obtained as follows

$${}^R p_F = \begin{bmatrix} {}^R x_F \\ {}^R y_F \\ {}^R z_F \end{bmatrix} = {}^K z_F \text{Rot}_{R,y} T_K^{-1} p_K \quad (8)$$

where  $\text{Rot}_{R,y} \in SO(3)$  is a rotation matrix about the  $y_R$  axis by angle  $\pi$  and  ${}^K z_F = d$ . Thus, knowing the coordinates of feature point in the image plane, by using (8), we extract the position of the robot with respect to a detected reference marker in the task space. It should be noted that, in general, the camera coordinate frame may be positioned at angle  $\beta$  with respect to the plane of motion and in this case, the rotation matrix  $\text{Rot}_{R,y}$  takes the form

$$\text{Rot}_{R,y} = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix}. \quad (9)$$

We use the Hough transform [23] to detect the reference stopping marker (a circle in our case as shown from Fig. 2) and the line upon which this circular marker has been placed in order to obtain the center and the orientation of the reference frame  $Fxy$  in the images obtained from the onboard camera. Some results which illustrate the work of the proposed algorithm for circle detection are presented in the figures below. The method extracts the parameters of the circle from its boundary points. A sample image acquired by the onboard camera with resolution of  $640 \times 480$  pixels is shown in Fig. 3.

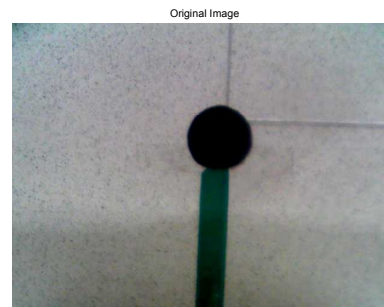


fig. 3 Original image captured by the camera

The color image is first converted in grayscale (Fig. 4).

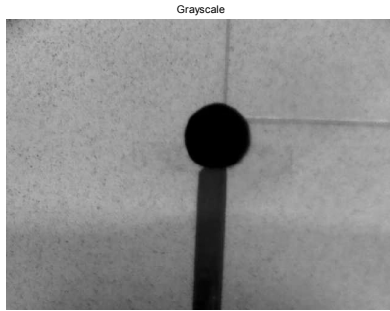


fig. 4 The image in gray scale

After that, the Canny edge detector is used to identify edges in the image (Fig. 5)

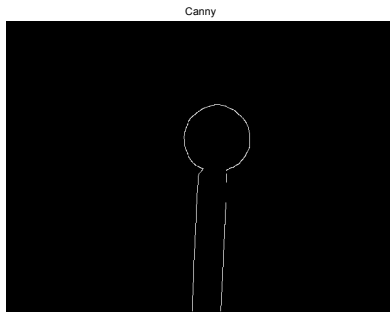


fig. 5 Canny edge detection

The detected circular marker is now found as shown in Fig. 6.



fig. 6 Detection of the circular marker

The Hough transform provides information about the parameters of the detected circular marker in the image plane including the coordinates of the center (Fig. 7), which represents the center  $F$  of the reference coordinate system  $Fxy$ .

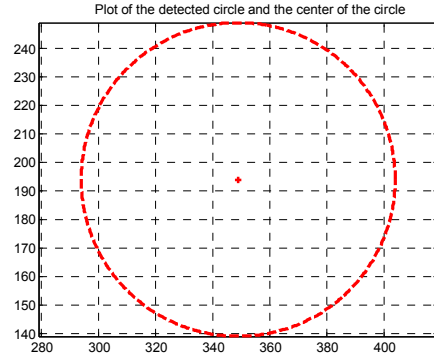


fig. 7 Plot of the detected circle and the center of the circle

The procedure of isolating the line in an image from the robot camera is illustrated bellow. This result is used in order to determine the direction of the axes of the frame  $Fxy$ , where point  $F$  is the center of the detected circular marker.

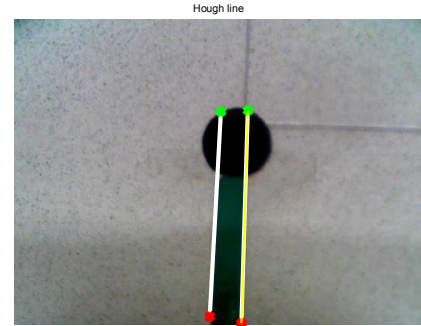


fig. 8 Reference line detection

### 3. CONTROLLER DESIGN

The geometry of the stopping maneuver used in this paper is represented in Fig. 2. Consider a differential-drive robot moving forward on a flat surface. We assume that the path (the guided line marker) upon which the stopping circular marker has been placed is a straight line. In this section, we present a stabilization controller design for the mobile robot described by the nonlinear system (2). We consider the problem of practical stabilization of the mobile robot (to an equilibrium manifold). The design procedure is based on the reduced-order model of the two first equations of (2) for

$$\bar{e} = \begin{bmatrix} e_{xR} & e_{yR} \end{bmatrix}^T$$

$$\dot{\bar{e}} = \bar{S}v \quad (10)$$

where  $\bar{S}$  is a  $2 \times 2$  matrix.

The control problem consists in finding feedback control for the system (10) with inputs  $v$  such that

$$\lim_{t \rightarrow \infty} (e_{xR}(t)) = 0 \text{ and } \lim_{t \rightarrow \infty} (e_{yR}(t)) = 0. \quad (11)$$

For the system (10), we chose the following control

$$v = cI\bar{e} \quad (12)$$

where  $c$  is a positive gain, and  $I$  is  $2 \times 2$  diagonal unity matrix.

The closed-loop system has the form

$$\dot{\bar{e}} = c\bar{S}\bar{e} = \bar{W}(\bar{e}). \quad (13)$$

The point  $\bar{e} = 0$  is an equilibrium point of the closed-loop system. Let  $V: \mathfrak{R}^2 \rightarrow \mathfrak{R}$  be a radially unbounded positive definite quadratic function of the state  $\bar{e}$ , and  $\bar{W}: \mathfrak{R}^2 \rightarrow \mathfrak{R}^2$  be a smooth vector field on  $\mathfrak{R}^2$ . The time-derivative of  $V$  is

$$\dot{V} = L_{\bar{W}}V = -2cV < 0. \quad (14)$$

Thus, the closed-loop system (13) is asymptotically stable. The next step is to establish stability of the third equation of (2), since the dynamics of  $e_{\theta R}$  has not been taken into account in the control design. The zero dynamics of  $e_{\theta R}$  is stable, but not asymptotically stable since  $e_{\theta R}(t) \rightarrow const \neq 0$  as  $t \rightarrow \infty$  which is in conformity with the Brockett's obstruction [24] for point stabilization of systems like (2) via smooth time-invariant feedback law.

Simulation results for the evolution in time of the error coordinates  $e(t)$  with initial conditions  $e = [e_{xR}(0) \ e_{yR}(0) \ e_{\theta R}(0)]^T = [0.3 \ 0.3 \ 0.1]^T$  are depicted in Fig. 9. The control parameter  $c$  was chosen to be equal to  $I$ .

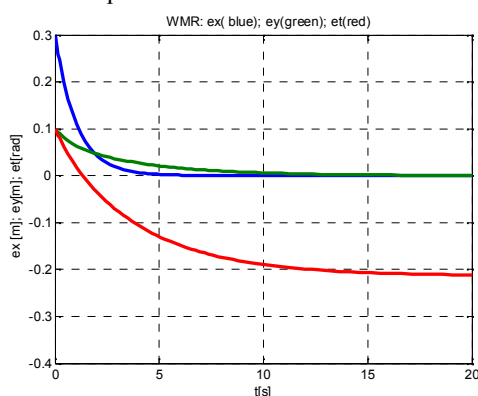


fig.9 Evolution in time of the error coordinates  $e(t)$ .

As seen from Fig. 9,  $e_{xR}(t) \rightarrow 0$ ,  $e_{yR}(t) \rightarrow 0$  and  $e_{\theta R}(t) \rightarrow const \neq 0$  as  $t \rightarrow \infty$ , which is in conformity with stability analysis of the closed-loop system (13). Time-plots of the control inputs  $v$  are depicted in Fig. 10.

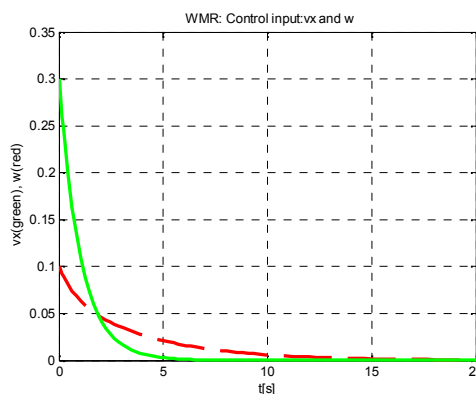


fig.10 Evolution in time of the control inputs  $v$ :  $v_x$  (solid line) and  $\omega$  (dashed line).

#### 4. EXTENSION FOR STABILIZATION OF A PLATOON OF MOBILE ROBOTS

In this Section, we describe an algorithm for stabilization of a longitudinal platoon of mobile robots in a “leader-follower” scenario (Fig. 11) without the use of inter-robot communication. The only information that the following robot can use for feedback control is the current position with respect to the lead robot obtained from a monocular camera, which observes the rear end of the lead vehicle where a specific rectangular marker (a planar object) has been fixed.

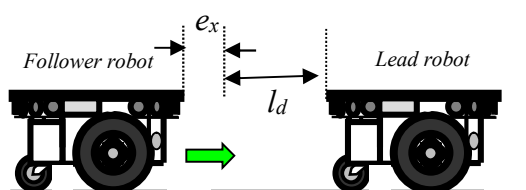


fig.11 Mobile robot longitudinal platooning

The control task for the lead robot is to track a target (the same specific rectangular marker which is used for the follower robot) at a given prescribed distance by using a proper on-board camera. The control system was designed for positioning the lead robot with respect to this marker which can be, in particular, motionless and, in this way, the lead

vehicle stops in front of the marker at a prescribed distance. The control task for the follower robot is to track the lead robot at a prescribed distance  $l_d$ . The robot also has to stop at distance  $l_d$  behind the lead robot in case of stopping maneuver for the lead robot.

In that follows, we will present in more details the controller design of the follower robot. Let  $l_d$  be the desired robot separation and  $e_x$  be the separation error (Fig. 11). In the platooning scenario, the controller of the follower robot has to maintain small the separation error  $e_x$ . The following equation holds for the separation error

$$e_x = \Delta x - l_d \quad (15)$$

where  $\Delta x$  is the actual robot separation. Differentiating (15), we obtain follows equation for the relative velocity

$$\dot{e}_x = v_{1x} - v_{2x} \quad (16)$$

where  $v_{1x}$  and  $v_{2x}$  are the velocities of the lead and follower robot, respectively. We note that  $v_{1x}(t)$  is a bounded function of time

$$|v_{1x}(t)| \leq \delta \quad (17)$$

where  $\delta$  is unknown constant. We propose a control law for the follower robot in the form

$$u = (k_{v1} + k_{v2})e_x \quad (18)$$

where  $k_{v1}$  and  $k_{v2}$  are positive gains. We consider the following radially unbounded positive definite quadratic function

$$V = \frac{1}{2}e_x^2 \quad (19)$$

The derivative of  $V$  along the solutions of the closed-loop system is

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -k_{v2}e_x^2 - k_{v1}e_x^2 + e_x v_{1x} \\ &\leq -k_{v2}e_x^2 + \frac{\delta^2}{4k_{v1}} \end{aligned} \quad (20)$$

where the Young's inequality ( $xy \leq kx^2 + (1/4k)y^2$ ) was used. Since  $v_{1x}$  is bounded by  $\delta$  (17), referring to (20), it can be seen that  $\dot{V}$  is negative whenever the separation error satisfied the following inequality

$$|e_x| \geq \frac{\delta}{2} \frac{1}{\sqrt{k_{v1}k_{v2}}} \quad (21)$$

Hence,  $|e_x(t)|$  decreases whenever  $e_x(t)$  is outside the set

$$S_{e_x} = \left\{ e_x : |e_x| \leq \frac{\|e_x\|_\infty}{2} \frac{1}{\sqrt{k_{v1}k_{v2}}} \right\} \quad (22)$$

and we obtain that

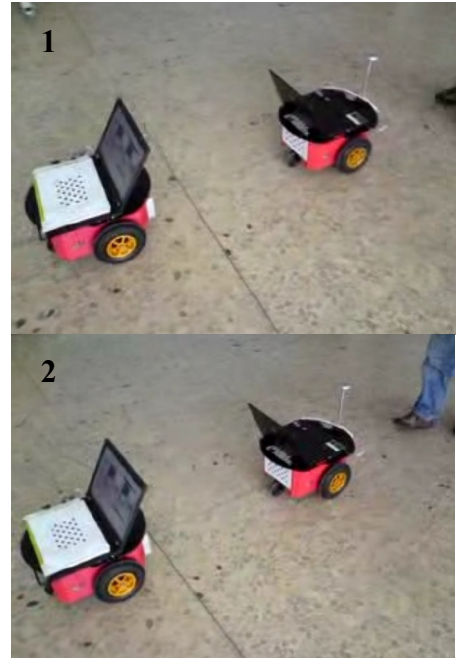
$$\|e_x\|_\infty \leq \max \left\{ |e_x(0)|, \frac{\|e_x\|_\infty}{2} \frac{1}{\sqrt{k_{v1}k_{v2}}} \right\} \quad (23)$$

Boundedness for the separation error  $e_x$  is achieved in the presence of bounded velocity of the lead vehicle. Using (19) and (20), it can be shown that the following inequality holds for the behavior of  $|e_x(t)|$

$$|e_x(t)| \leq |e_x(0)| \exp(-k_{v1}t) + \frac{\|e_x\|_\infty}{2} \frac{1}{\sqrt{k_{v1}k_{v2}}} \quad (24)$$

In particular, during the stopping maneuver, when  $v_{1x}$  converge to zero, which is the case of stabilization of the platoon,  $|e_x(t)|$  also decreases to zero. Similar controller can be used for the lead robot during the tracking of a moving target, and also for the stopping maneuver, when the marker is motionless. In the latter case, applying the control (18) with  $k_{v1} = 0$  to the lead robot, leads exponential convergence to zero of the separation error between the robot and the static marker. The lead robot is positioned in front of the marker at a given prescribed distance.

Experiments with automatic vision-based robot following and stabilization of a platoon of two mobile robots are shown in Fig. 12.



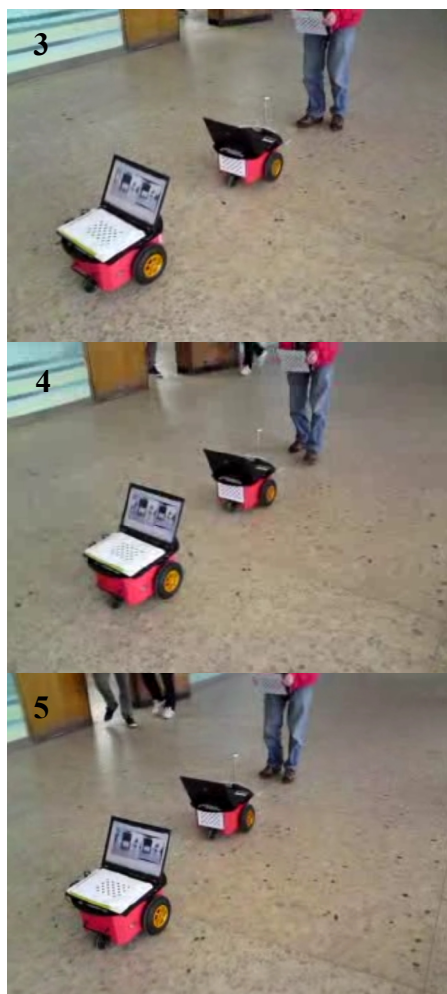


fig.12 Experiments with stabilization of a robot platoon

## 5. CONCLUSION

In this paper, the problem of practical stabilization of mobile robots has been considered in two different scenarios. In the first case, a feedback control was designed using information from a monocular camera for positioning the robot upon a stopping marker placed on the guided line. A circle detection algorithms based on Hough transform was proposed in order to obtain the pose of the robot with respect to a circular stopping marker. In the second case, a feedback controller was proposed for the regulation task of a longitudinal platoon of mobile robots. An autonomous platooning has been

considered, where the only information that the follower robot can use for feedback control is the current position with respect to the lead robot obtained from a monocular camera, which observes the rear end of the lead robot where a specific rectangular marker (a planar object) has been fixed. A feedback controller has been proposed which achieves exponential convergence to zero of the separation error between the robots when the velocity of the lead robot converges to zero, and the follower robot stops at prescribed distance behind the lead robot. On the other hand, boundedness for the separation error has been achieved in the presence of bounded velocity of the lead vehicle. Similar controller has been designed for the lead robot during the tracking of a moving target and for the stopping maneuver when the marker is motionless. Simulation and experimental results have been presented to illustrate the effectiveness of the proposed controllers.

## Acknowledgements

This work is a part of the Project “University scientific and research complex for innovations and transfer of knowledge in the fields of micro/nano-technologies, energy effectiveness, and virtual engineering”, Contract DYNK-01/3 from 29/12/2009 with the National Ministry of Science and Education of Bulgaria.

## References

1. **Malakov I., Zaharinov V.**, Interactive Software System for Multicriteria Choosing of the Structural Variant of Complex Technical Systems. Annals of DAAAM for 2012 & Proceedings of the 23rd International DAAAM Symposium, Published by DAAAM International, Vienna, Austria 2012.
2. **Малаков И.**, Нискостойностна автоматизация на дискретното производство, Издателство на ТУ – София, София, 2012.
3. **Чакърски Д.**, Теоретични аспекти на автоматизацията и автоматизиращата техника в дискретното производство, Комплексна автоматизация на дискретното производство, Издателство на Технически университет София, стр. 3-27, 2010.
4. **Siciliano B., Sciavicco L., Villani L., Oriolo G.**, Robotics: Modeling, planning and control, Springer-Verlag, 2009.
5. **Тимофеев А.**, Адаптивные роботехнические комплексы, Машиностроение, 1988.



6. **Нешков Т.**, Гъвкава автоматизация на монтажа (Мехатронен подход), Технически университет – София, 2007.
7. **Попов Е.**, Робототехника и гъвкави производствени системи, Наука, 1987.
8. **Fritz H.**, Longitudinal and lateral control of heavy duty trucks for automated vehicle following in mixed traffic: Experimental results from the CHAUFFER project, in Proc. IEEE Int. Conf. Contr. Applications, pp. 1348-1352, 1999.
9. Factory automation, Position Guided vision, Pepperl+Fuchs, Available at: [http://files.pepperl-fuchs.com/selector\\_files/navi/productInfo/doct/tdoct3561\\_\\_eng.pdf](http://files.pepperl-fuchs.com/selector_files/navi/productInfo/doct/tdoct3561__eng.pdf).
10. Vision AGVs, GP8 - General Purpose Pallet truck, Amerden AGVS, available at: <https://www.amerden.com/AmerdenWeb/Products/forklift.html>.
11. **Borkar A., Hayes M., Smith, M.T.**, Polar randomized Hough transform for lane detection using loose constraints of parallel lines, in Proc. IEEE ICASSP, pp. 1037-1040, 2011.
12. **Tian Y., Yang X., Arditi A.**, Computer vision-based door detection for accessibility of unfamiliar environments to blind persons, K. Miesenberger et al. (Eds.): ICCHP 2010, Part II, LNCS 6180, pp. 263–270, 2010.
13. **Bronte S., Bergasa L., Alcantarilla P.**, Fog detection system based on computer vision techniques, in Proc. IEEE Intell. Transp. Systems, pp. 1-9, 2009.
14. **Kolmanovsky I., McClamroch N.**, Developments in nonholonomic control problems, in IEEE Trans. Control systems, vol.15, issue 6, pp.20-36, 1995.
15. **Samson C.**, Control of chained systems: Application to path following and time time-varying point-stabilization of mobile robots, IEEE Trans. Aut. Control, vol.40, pp. 64-77, 1995.
16. **Marchand N, Almir M.**, Discontinuous exponential stabilization of chained form systems, in Proc. IEEE CDC, pp. 350-355, 2002.
17. **Fierro R., Lewis F.**, Control of a nonholonomic mobile robot: Backstepping kinematics into dynamics, in Proc. IEEE CDC, pp. 3805-3810, 1995.
18. **Cheok K., Smidt G., Kobayashi K., Overholt J., Lescoe P.**, A fuzzy logic intelligent control system paradigm for an in-line-of-sight leader-following HMMWV, Journal of Robotic Systems, 14(6), pp. 407-420, 1997.
19. **Yanakiev D., Kanellakopoulos I.**, Longitudinal control of heavy-duty vehicles for automated highway systems, in Proc. IEEE Am. Contr. Conference, pp.3096-3100, 1995.
20. **Parent M., Daviet P.**, Automated urban vehicles: towards a dual mode PRT (Personal Rapid Transit), *Proc. IEEE Conf. Rob. Automation*, pp.3129-3133, 1996.
21. **Sheikholeslam S., Desoer C.**, Longitudinal control of a platoon of vehicles with no communication of lead vehicle information: A system level study, IEEE Trans. Veh. Technology, Vol. 42, No 4, pp.546-554, 1993.
22. **Malis E., Chaumette F.**, 2,5 visual servoing with respect to unknown objects through a new estimation scheme of camera displacement, *Int. J. Comp. Vision*, no.1, pp.79-97, 2000.
23. **Pratt W.**, Digital Image Processing, John Wiley & Sons, Inc., 2001.
24. **Brockett R.**, Asymptotic stability and feedback stabilization, in *Differential Geometric Control Theory*, pp.181-191, 1983.