

# Българско списание за Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ

брой №19, юли 2013г.

## 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>Б.Туджаров</b>	ТУ-София, България	<b>М.Jovanovic</b>	University of Nish, Serbia
<b>Н.Л.Николов</b>	ТУ-София, България	<b>D.Michalopoulos</b>	University of Patras, Greece
<b>М.Георгиев</b>	МГТУ Станкин, Москва, Россия	<b>N.Kubota</b>	Tokyo Metropolitan University, Japan
<b>В.Христов</b>	ЮЗУ „Н.Рилски” Благоевград, България	<b>С.Емельянов</b>	Юго-Западный гос. университет, Курск, Россия
<b>Ch.Apostolopoulos</b>	University of Patras, Greece	<b>Л.Червяков</b>	Юго-Западный гос. университет, Курск, Россия

### 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).

# Bulgarian journal for **Engineering Design**

**issue №19, July 2013**

## 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>B.Tujarov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>M.Jovanovic</b>	University of Nish, Serbia
<b>N.L.Nikolov</b>	TU-Sofia, Bulgaria	<b>D.Michalopoulos</b>	University of Patras, Greece
<b>M.Georgiev</b>	MGTU Stankin, Moscow, Russia	<b>N.Kubota</b>	Tokyo Metropolitan Univer- sity, Japan
<b>V.Hristov</b>	SWU „N.Rilski” Blagoevgrad, Bulgaria	<b>S.Emelianov</b>	South West State University, Kursk, Russia
<b>Ch. Apostolopoulos</b>	University of Patras, Greece	<b>L.Cherviakov</b>	South West State University, Kursk, Russia

### 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).

## СЪДЪРЖАНИЕ

<b>Моделиране на микро-електромеханични системи чрез уравнения на Лагранж-Максуел...</b> Т.Тодоров	7
<b>Кинестатика на трансмисия, съставена от фрикционен вариатор и диференциален зъбен механизъм при различни кинематични схеми.....</b> К.Стоичков, Я.Софронов	13
<b>Относно геометричното проектиране на технически обекти.....</b> М.Лепаров	19
<b>Определяне на условията за празен ход на шестзвене лостов механизъм на импулсен вариатор.....</b> Л.Цонов, Т.Тодоров	29
<b>Усъвършенствана логистична мрежа за избор на целесъобразни транспортно-манипулационни схеми.....</b> С.Кирилова, С.Стоядинов	37
<b>Матрична кинематика на едномоторен едноместен самолет в 3D пространството.....</b> Д.Сейзински	45
<b>Проектиране и изследване на ултразвуков генератор на енергия.....</b> Т.Тодоров, Р.Йосифов	49
<b>Аварии при въжените линии и предложения за тяхното предотвратяване.....</b> В.Ахчийски	55
<b>Методика за изследване на концентратори на напрежение чрез метода на крайните елементи.....</b> П.Недялков	61
<b>Проектиране на регулируем клапан на радиатор, задвижван чрез сплави с памет на формата.....</b> В.Кличев, Т.Тодоров	69
<b>Относно квалификационните характеристики и изисквания към кандидатите и лицата автоексперти.....</b> В.Пенчев	75
<b>Проектиране на карданови съединители, насочено към минимизиране на габаритните им размери.....</b> В.Ронкова	79
<b>Изследване смисловото съдържание на понятието „операция” в индустриалното предприятие.....</b> С.Спасов	87

---

<b>Проектиране на ремъчни предавки. Сравнителен анализ на технологичните им възможности при еднакви условия на работа. II част. Методика за проектиране на ремъчна предавка с клинов ремък.....</b>	<b>101</b>
Г.Тонков	
<b>Изчисляване на носач на седалка за въжени линии.....</b>	<b>115</b>
И.Василев	
<b>Изчисляване на носеща рама на седалка за въжени линии.....</b>	<b>121</b>
И.Василев	
<b>Относно възможности за усъвършенстване на дейностите, свързани с пътно-транспортни произшествия.....</b>	<b>125</b>
В.Пенчев	

---

## CONTENTS

<b>Modelling of a micro electromechanical system by the equations of Lagrange-Maxwell.....</b>	<b>7</b>
T.Todorov	
<b>Force analysis of two transmissions mechanism including CVT and gear differential mechanism with different kinematic schemes.....</b>	<b>13</b>
K.Stoichkov, Y.Sofronov	
<b>About geometrical design of technical objects.....</b>	<b>19</b>
M.Leparov	
<b>Free stroke determination of a six link linkage for ratcheting continuous variable transmission..</b>	<b>29</b>
L.Tsonov, T.Todorov	
<b>Improved logistic system for the selection of expedient transport-manipulation schemes.....</b>	<b>37</b>
S.Kirilova, S.Stoiadinov	
<b>Matrix kinematics of the light single engine single seat aircraft in the three dimensional space.....</b>	<b>45</b>
D.Seyzinski	
<b>Design and analysis of ultrasonic energy generator.....</b>	<b>49</b>
T.Todorov, R.Yosifov	
<b>Accidents at cableways and suggestions for their prevention.....</b>	<b>55</b>
V.Ahchiyski	
<b>Research metodic of stress concentrator using finite element method.....</b>	<b>61</b>
P.Nedyalkov	
<b>Design of controllable radiator valve, driven by shape memory alloys .....</b>	<b>69</b>
V.Klichev, T.Todorov	
<b>About the characteristics and qualification requirements for autoexperts.....</b>	<b>75</b>
V.Penchev	
<b>Drive shafts joint designing, aiming the minimization of their dimensions.....</b>	<b>79</b>
V.Ronkova	
<b>A study of the “operation” concept meaning the industrial enterprise.....</b>	<b>87</b>
S.Spasov	
<b>Belted transmissions design. Comparative analysis of technological properties in case of similar conditions of work. II Part. Methodologies for belt drive design with V-belt.....</b>	<b>101</b>
G.Tonkov	

---

<b>Calculation of the chair hanger of a chairlift.....</b>	<b>115</b>
I.Vasilev	
<b>Calculation of support frame of seat for ropeways.....</b>	<b>121</b>
I.Vasilev	
<b>About the possibilities for improvement of the acts for vehicle crash accident investigation.....</b>	<b>125</b>
V.Penchev	

---

## МОДЕЛИРАНЕ НА МИКРО-ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧНИ СИСТЕМИ ЧРЕЗ УРАВНЕНИЯ НА ЛАГРАНЖ-МАКСУЕЛ

Тодор ТОДОРОВ

катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България  
e-mail: tst@tu-sofia.bg

**Резюме:** В настоящата публикация е описана методика за съставяне на динамичен модел на микро електромеханични системи (МЕМС), намиращи приложение при устройства с инерционно или деформационно действие. Освен еластична конзола и маса, системата съдържа променлива капацитивна и индуктивна част. Подобни модели са валидни за различните видове МЕМС сензори като акселерометри, жirosкопи и генератори на енергия. Динамичният модел, изведен на базата на уравненията на Лагранж-Максуел има обобщен характер и цели да разкрие общите свойства на системи от този вид.

**Ключови думи:** МЕМС, микросистема, динамичен модел

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Динамичното моделиране на микро електромеханични системи (МЕМС) се свежда до съставяне на диференциални уравнения и тяхното решаване.

Моделите с разпределени параметри съдържат системи от взаимно свързани частни диференциални уравнения, които най-често се решават по метода на крайните елементи. За тези цели се прилагат специализирани софтуерни приложения. Предимствата на моделите с разпределени параметри е, че дават по-точни решения за множество процеси, касаещи не само електронната и механична част. Като съществен техен недостатък може да се посочи наличието на „скрити” параметри в програмите, на които не може да се въздейства.

Моделите със съсредоточени параметри се базират на обосновани опростяващи предпоставки, които позволяват да се съсредоточават маси, да се идеализират параметри на еластични елементи, да се концентрират потоци на магнитните и електростатични полета. Тези опростявания водят до модели с частни диференциални уравнения, които може да се изследват с класическите методи на нелинейната динамика. Предимство на този вид модели е тяхната относителна простота и обзримост, което позволява да се анализират влиянията на отделните физични взаимодействия.

Цел на настоящата статия е да се състави и изследва динамичен модел на микросистема,

съдържаща механична, електростатична и индуктивна част с променливи характеристики. За описание на взаимно свързаните влияния на физичните процеси са използвани уравненията на Лагранж-Максуел. Такива системи намират конкретни приложения в МЕМС за акселерометри, жirosкопи, микрогенератори на енергия с настройваема собствена честота, сензори за налягане.

### 2. ПРИЛОЖЕНИЕ НА УРАВНЕНИЯТА НА ЛАГРАНЖ-МАКСУЕЛ В МЕМС

В аналитичната механика на Лагранж движението на една механична система се описва с обикновени диференциални уравнения от втора степен. Ако към механичните координати се добавят и количествата електричество на отделните затворени контури, диференциалните уравнения на Лагранж се разглеждат като уравнения на Лагранж-Максуел [1]. Тези уравнения имат вида

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_{\Sigma}(\dot{\chi}_k, \chi_k)}{\partial \dot{\chi}_k} - \frac{\partial [T_{\Sigma}(\dot{\chi}_k, \chi_k) - \Pi_{\Sigma}(\chi_k)]}{\partial \chi_k} = Q_k \quad (1)$$

където  $k=1, 2, \dots, n$  е общият брой на обобщените механични и електрически координати,  $\chi_k$  е обобщена механична или електрическа координата,  $\dot{\chi}_k = \frac{\partial \chi}{\partial t}$  е обобщена механична или електрическа скорост,  $T_{\Sigma}$  е сумата от кинетичната и магнитната енергии,  $\Pi_{\Sigma}$  е сумата от потенциал-

ната и електростатичната енергии и  $Q_k$  е обобщена механична или електрична работа.

Микро електромеханичните системи се подчиняват на същите закони както и конвенционалните системи, поради което тук ще бъде приложен този метод за изследване на комплексното поведение на електрическата и механичната част.

### 3. ОПИСАНИЕ НА СИСТЕМАТА И СЪСТАВЯНЕ НА ДИНАМИЧЕН МОДЕЛ

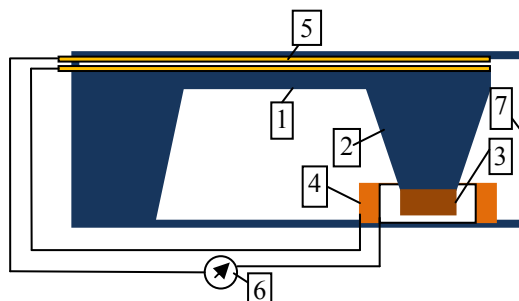
На фиг. 1 е показана схематично микро електромеханична система. В свободния край на конзола 1 е оформена инерционна маса 2, с феритен слой 3 в долната си част. В горната вътрешна стена на корпуса 7 е нанесен неподвижен електрод на кондензатор, чийто втори електрод е нанесен върху подвижната горна повърхност на конзолата. На долната стена на корпуса е изработена индуктивна бобина 4. Бобината и променливият кондензатор са свързани последователно през източник на напрежение 6. Такава схема в различни конструктивни разновидности може да намери приложение при инерционните MEMS. Това са един голям клас микросистеми, при които се използва инерционната сила на маса или инерционен момент на ротор [2,3,5]. Най-често се използват вибрации, които може да бъдат външни на околната среда, или вътрешни (предизвикани самата микросистема) за инициране на инерционни сили или моменти. Комбинирането на capacitивна и електромагнитна система се прилага и в случаите, когато се налага допълнително настройване на собствената честота на механичната система.

Обобщен динамичен модел на системата е показан на фиг. 2. Сърцевината на бобината и оформеното в края на конзолата тяло имат маса  $m$ . Еластичната константа на конзолата  $k$  е определена след якостно-деформационен анализ на конзолата. Аеродинамичното съпротивление е представено с коефициент на вискозно съпротивление  $\beta$ . Чрез  $L(x)$  е означена индуктивността на бобината. Капацитетът на кондензатора  $C(x)$ , подобно на индуктивността на бобината зависи също от положението на масата. Съпротивлението на електрическата верига е означено с  $R$ . Из-

точникът на напрежение има постоянно напрежение  $V$ .

За извеждане на уравненията на Лагранж-Максуел се избира една механична обобщена координата  $x$ , чрез която се определя положението на масовия център на сърцевината на бобината. Ако се пренебрегне ротацията на свободния край на конзолата, механичната част се оказва с една степен на свобода и така избраната координата е достатъчна за определяне на движението на сърцевината. Механичната обобщена скорост ще бъде производната на  $x$  спрямо времето или в съответствие със системата (1) може

да се запише  $\chi_1 \equiv x$ ,  $\dot{\chi}_1 \equiv \dot{x} = \frac{dx}{dt}$ .



фиг. 1 Принципна схема на MEMS кондензаторно-индуктивен сензор: 1. Конзола; 2. Инерционна маса; 3. Феритна сърцевина; 4. Бобина; 5. Променив кондензатор; 6. Източник на електрическо напрежение; 7. Корпус.

Електрическата част се състои от последователно свързан променлив кондензатор  $C(x)$ , бобина с променлива индуктивност  $L(x)$ , проводници със съпротивление  $R$  и източник на напрежение  $V$ . Има само един електрически контур, което означава, че обобщената електрическа координата е също една. Тук за обобщена електрическа координата е избрано количеството електричество  $q$  на контура.

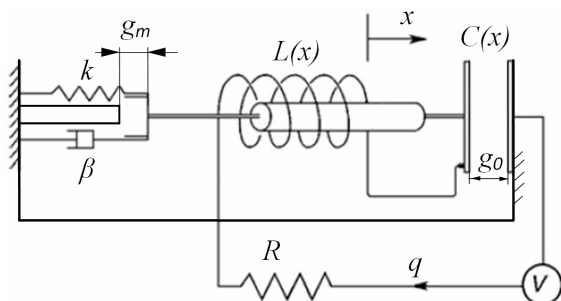
Производната на количеството електричество  $q$  спрямо времето  $t$  дава токът във контура т.е.

$$i = \frac{dq}{dt}$$

След като се установи, че реалната система притежава само две обобщени координати, следва, че нейното състояние се описва само от две диференциални уравнения. Първото уравнение се получава след диференциране на енерги-



ята спрямо механичната координата, поради което, следва да опише механични взаимодействия.



Фиг.2 Електромеханичен модел на MEMC [4].

Членовете на второто диференциално уравнение се извеждат след диференциране на енергията спрямо електрическата координата и би следвало да се очаква, че това уравнение ще отразява електрическите динамични взаимодействия.

Сумата от кинетичната и магнитната енергия на системата е

$$T_{\Sigma} = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} L(x) i^2, \quad (2)$$

а сумата от потенциалната и електростатичната енергии е определена чрез формулата

$$\Pi_{\Sigma} = \frac{1}{2} k x^2 + \frac{1}{2C(x)} q^2. \quad (3)$$

Обобщената механична работа е

$$Q_1 = -\beta \dot{x}, \quad (4)$$

а обобщената електрическа работа

$$Q_2 = u - Ri. \quad (5)$$

Последователното диференциране на сумарната кинетична енергия (3) спрямо обобщената механична скорост и след това по времето води до

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial \dot{x}} = m \ddot{x}. \quad (6)$$

Диференцирането на кинетичната енергия (3) този път спрямо обобщената механична координата дава израза

$$\frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial x} = \frac{1}{2} \frac{dL}{dx} i^2. \quad (7)$$

Производната на разликите от сумарните кинетични и потенциални енергии спрямо обобщената механична координата е

$$\frac{\partial (T_{\Sigma} - \Pi_{\Sigma})}{\partial x} = -kx + \frac{1}{2C(x)^2} \frac{dC(x)}{dx} q^2. \quad (8)$$

За извеждането на членовете на уравнението за електрическата част се извършва последователно диференциране на формула (3) спрямо обобщената електрическа скорост и времето. В резултат на тези диференцирания е получено

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial \dot{q}} &= \frac{d}{dt} \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial i} = \frac{d}{dt} (L(x)i) = \\ &= L(x) \frac{d^2 q}{dt^2} + \frac{dL(x)}{dt} \frac{dq}{dt} = \\ &= L(x) \ddot{q} + \frac{dL(x)}{dt} \dot{q} = \\ &= L(x) \frac{di}{dt} + \frac{dL(x)}{dt} i. \end{aligned} \quad (9)$$

Сумарната кинетична енергия (3) не зависи пряко от електрическия заряд  $q$ , поради което

$$\frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial q} = 0. \quad (10)$$

Производната на разликите от сумарните кинетични и потенциални енергии спрямо обобщената електрическа координата води до

$$\frac{\partial (T_{\Sigma} - \Pi_{\Sigma})}{\partial q} = \frac{q}{C(x)}. \quad (11)$$

След заместване на членовете (4), (6), (7) и (8) в системата (1) за  $\chi_1 = x$ , както и след заместване на (5), (9) и (11) за  $\chi_2 = q$  е получена системата на Лагранж-Максуел във вида

$$\begin{cases} m \ddot{x} - \frac{1}{2} \frac{dL}{dx} i^2 + kx - \frac{1}{2C(x)^2} \frac{dC(x)}{dx} q^2 = -\beta \dot{x} \\ L(x) \ddot{q} + \dot{q} \frac{dL(x)}{dt} + \frac{q}{C(x)} = u - R \dot{q} \end{cases} \quad (12)$$

Както вече беше споменато първото уравнение описва механични взаимодействия, т.е равновесие на сили. Второто уравнение дава динамичен баланс на електрически напрежения. Двете уравнения са свързани, защото в тях влизат едновременно неизвестните функции (обобщените координати)  $x=x(t)$  и  $q=q(t)$ . Освен това в уравнението на механичната част участват електрически сили, а в уравнението на електрическата

част има напрежения, зависещи от механични параметри.

Физическият смисъл на членовете в уравнението на механичната част е следният:

Първият член в уравнението на механичната част е инерционната сила

$$\Phi = -m\ddot{x}. \quad (13)$$

Вторият член е магнитната сила

$$F_m = \frac{1}{2} \frac{dL}{dx} i^2. \quad (14)$$

Като се вземе предвид, че

$$L = \frac{N^2}{R_c + R_g}. \quad (15)$$

където

$$R_g = \frac{g_m + x}{\mu_0 A_g} \quad (16)$$

е магнитното съпротивление на въздушната междина,  $\mu_0$  е магнитната проницаемост на въздуха,  $A_g$  е сечението на напречните повърхнини на въздушната междина,  $N$  е броят на намотките,

$$R_c = \sum \frac{l_i}{\mu_i A_{g_i}}, \quad (17)$$

$l_i$  - дължините на магнитопровода,  $A_{g_i}$  - сечението на различните участъци на магнитопровода,  $\mu_i$  - магнитните проницаемости на тези участъци.

След като се вземе предвид, че

$$\frac{dL}{dx} = -\frac{\mu_0 A_g N^2}{(R_c \mu_0 A_g + g + x)^2}, \quad (18)$$

след заместване на горния израз във формула (14) електромагнитната сила е получена във вида

$$F_m = -\frac{a_m}{2(b_m + x)^2} i^2, \quad (19)$$

където са положени константите  $a_m = \mu_0 A_g N^2$  и  $b_m = R_c \mu_0 A_g + g$ .

Третият член на първото уравнение дава еластичната сила на конзолата

$$F_{el} = -kx. \quad (20)$$

Капацитивната сила се описва чрез четвъртия член на уравнението

$$F_c = \frac{1}{2C(x)^2} \frac{dC(x)}{dx} q^2. \quad (21)$$

Ако се пренебрегне неравномерната междина, капацитетът се изразява с формулата

$$C = \frac{\varepsilon A}{g_o - x}. \quad (22)$$

където  $\varepsilon$  е диелектричната проницаемост на въздуха,  $g_o$  началната въздушна междина,  $A$  - площта на кондензаторните електроди. Като се вземе предвид, че

$$\frac{dC}{dx} = \frac{\varepsilon A}{(g_o - x)^2} \quad (23)$$

е получено

$$F_c = \frac{1}{2\varepsilon A} q^2, \quad (24)$$

от което следва, че капацитивната сила не зависи пряко от позицията  $x$ , а само от квадрата на количеството електричество  $q$  и параметрите  $\varepsilon$  и  $A$ .

Последната сила в уравнението на механичната част отразява механичните загуби

$$F_v = -\beta\dot{x}. \quad (25)$$

Физическият смисъл на членовете в уравнението на електрическата част е следният:

Индуктивното напрежение се пресмята с формулата

$$u_l = L(x) \frac{di}{dt}. \quad (26)$$

Напрежението, индуцирано от движението на котвата е

$$u_f = \dot{q} \frac{dL[x(t)]}{dt} = \dot{q} \frac{dL}{dx} \frac{dx}{dt}. \quad (27)$$

В горната формула е заместен изразът (18) и е получено

$$u_f = -\dot{q} \frac{a_m}{(b_m + x)^2} \dot{x}, \quad (28)$$

с което се доказва, че това напрежение е пропорционално на скоростта  $\dot{x}$  на котвата.

Напрежението на плочите на кондензатора е

$$u_c = \frac{q}{C(x)} = \frac{q(g_o - x)}{\varepsilon A}. \quad (29)$$

Напрежението на краищата на резистора е

$$u_R = Ri. \quad (30)$$

Моделът създава възможности за анализиране на системата и за търсене на нови свойства, които не може да се предскажат при другите методи за изследване.

Например, ако някоя от силите на електрическата част съдържа член, пропорционален на първата степен на  $x$ , той може да се добави към еластичната сила и по този начин да се промени приведената еластична константа на механичната част. Това ще доведе до промяна на собствената механична честота на системата. Така чрез електрическите параметри се създават възможности за настройване на собствената честота. Този подход се прилага за регулиране на собствената честота при микро генераторите на енергия, които трябва да работят в резонансен режим.

### 3. АНАЛИЗ НА СИСТЕМАТА ДИФЕРЕНЦИАЛНИ УРАВНЕНИЯ

Направените опростявания и полагания в системата от диференциални уравнения (12) я привеждат във вида

$$\begin{cases} m\ddot{x} + \frac{a_m}{2(b_m+x)^2} \dot{q}^2 + kx - \frac{1}{2\varepsilon A} q^2 = -\beta\dot{x} \\ \frac{a_m}{b_m+x} \ddot{q} - \frac{a_m}{(b_m+x)^2} \dot{q}\dot{x} + \frac{(g-x)}{\varepsilon A} q = u - R\dot{q} \end{cases} \quad (31)$$

След разделяне първото уравнение на масата  $m$  и второто уравнение на константата  $a_m$ , горната система добива формата

$$\begin{cases} \ddot{x} + \frac{\alpha_s}{(b_m+x)^2} \dot{q}^2 + \omega_0^2 x - \gamma_s q^2 + 2n\dot{x} = 0 \\ \frac{\ddot{q}}{b_m+x} - \frac{\dot{q}\dot{x}}{(b_m+x)^2} + \gamma_m (g_0-x)q = u_m - R_m\dot{q} \end{cases} \quad (32)$$

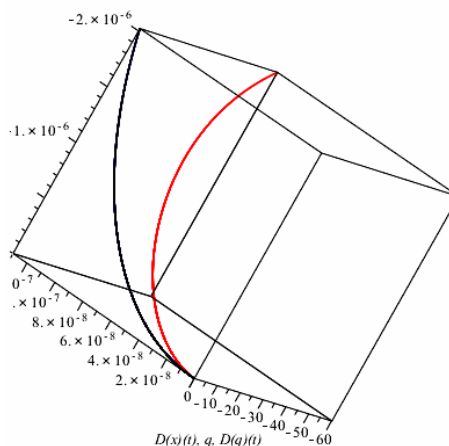
където:  $\alpha_s = \frac{a_m}{2m}$  ;  $\omega_0^2 = \frac{k}{m}$  ;  $\gamma_s = \frac{1}{2\varepsilon Am}$  ;

$$\gamma_m = 2\gamma_s m ; n = \frac{\beta}{2m} ; R_m = \frac{R}{a_m} ; u_m = \frac{u}{a_m} .$$

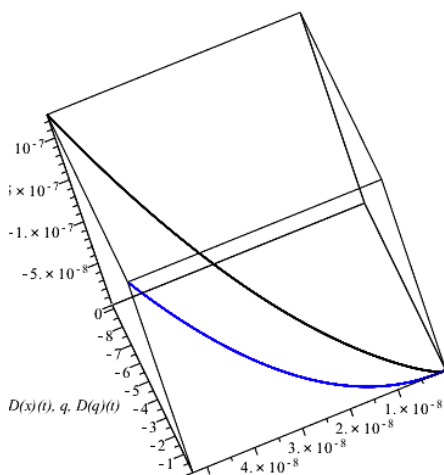
В общия случай системата (32) няма аналитично решение. Възможно е да се намери такова след приемане на опростяващи предпоставки,

или линеаризиране. Най-често за решаването ѝ се използват числени методи.

При пресметнати:  $m=5.10^{-3}$   $\mu\text{g}$ ;  $\omega_0 = 2.45.10^6$   $\text{s}^{-1}$ ,  $a_m = 5,02.10^{-10}$ ,  $b_m = 3.10^{-6}$ ,  $\alpha_s = 50,265$ ,  $A = 1,2.10^{-6}$   $\text{mm}^2$ ,  $\gamma_s = 9,41.10^{27}$ ,  $\gamma_m = 9.41.10^{16}$ ,  $n = 3.10^8$ ,  $u_m = 5,9.10^9$ ,  $R_m = 1,98.10^6$  са намерени решения представени във вид на пространствени фазови портрети на фиг. 3 и 4. Тези фазови портрети са направени за кратък интервал от време. При по-дълги интервали от време се получават данни за вида на механичното движение и характеристики на електрическата част. Освен това може да се изследват взаимно обвързани процеси.



фиг. 3 Фазов портрет на скоростта и електрическия товар за интервал от време  $\Delta t = 1.2.10^{-7}$ .



фиг. 4 Фазов портрет на скоростта и тока за интервал от време  $\Delta t = 1.2.10^{-7}$ .

#### 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Въпреки своите несъвършенства, изведените динамични модели може да се прилагат за описание на поведението на сложни микросистеми.

В някои задачи моделите подлежат на развитие. Например при акселерометрите трябва да се разглежда относителното движение на масата и да се добави инерционна сила на ускорението на корпуса. При настройваемите микрогенератори на енергия с подобна структура, вместо феромагнитна маса е уместно да се използва постоянен магнит. В този случай към потенциалната енергия трябва да се добави и енергията на подвижния магнит.

#### Литература

1. **Львович А. Ю.**, Электромеханические системы, Издательство ЛГУ, 1989, 298 с.
2. **Arnold D. P.**, Review of microscale magnetic power generation. IEEE Tran. Mag. Vol.43, (11), 2007, pp. 3940–3951.
3. **Glynn-Jones P., Tudor MJ, Beeby S. P., White N. M.**, An electromagnetic, vibration powered generator for intelligent sensor systems. Sens. Actuator A Vol. 2004 110, pp. 344–349.
4. **Moon F. C.**, Modeling Electromechanical Systems in Bishop Robert H., (editor) The Mechatronic Handbook, CRC Press LLC, 2002.
5. **Williams CB, Yates R. B.**, Analysis of a micro-electric generator for microsystems. Sens. Actuator A, Vol. 52, 1996, pp. 8–11..

## MODELING OF A MICRO ELECTROMECHANICAL SYSTEM BY THE EQUATIONS OF LAGRANGE-MAXWELL

**Todor TODOROV**

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

**Abstract:** The paper describes an approach for building of dynamical models of micro electromechanical systems (MEMS). Such MEMS are applicable in devices with inertial or deflectional action. The considered devices consist of elastic beam, mass, and capacitive, and inductive parts with variable characteristics. Such systems are applied in MEMS sensors as accelerometers, gyroscopes and energy harvesters. The dynamical model with general characteristics is worked out on the basis of Lagrange-Maxwell's equations and it means to describe the general properties of such type systems.

**Keywords:** MEMS, microsystems, dynamical model

## КИНЕТОСТАТИКА НА ТРАНСМИЯ СЪСТАВЕНА ОТ ФРИКЦИОНЕН ВАРИАТОР И ДИФЕРЕНЦИАЛЕН ЗЪБЕН МЕХАНИЗЪМ ПРИ РАЗЛИЧНИ КИНЕМАТИЧНИ СХЕМИ

Костадин СТОИЧКОВ Явор СОФРОНОВ

катедра „Теория на машините и механизмите”, Технически Университет –София, България  
e-mail: kks@tu-sofia .bg

**Резюме:** В статията са разгледани две трансмисии с безстепенно изменение на предавателното отношение съставени от фрикционен вариатор и диференциален зъбен механизъм. Двете трансмисии са с различни кинематични схеми. Направен е кинетостатичен анализ. Изведена е зависимостта между въртящият момент на изхода на трансмисията и този на изхода на вариатора. Изводите са направени както за положителни, така и за отрицателни предавателни отношения на трансмисията

**Ключови думи:** вариатор, диференциален механизъм, предавателно отношение въртящ момент

### 1. УВОД

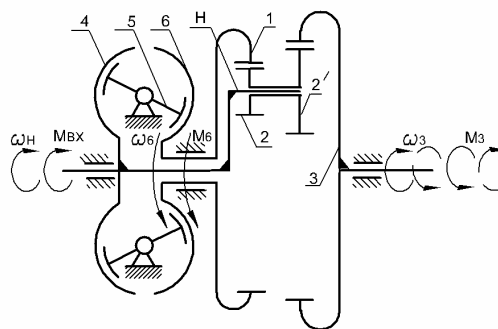
В статиите [1] и [2] е направен кинематичен анализ на трансмисии, включващи диференциален зъбен механизъм и фрикционен вариатор при три кинематични схеми на трансмисионния механизъм. Заключениеята от анализа доказват големите кинематични способности на механизмите описани подробно в горните статии. За да се преценят експлоатационните качества на тези устройства освен кинематичния анализ трябва да се направи и анализ на силите и моментите действащи върху техните звена по време на работа. Освен това трябва да се изследва и тяхната енергийна ефективност т.е да се определи техният К.П. Д. и да се намери връзката между неговата стойност и стойностите на основни параметри на механизма. Кинетостатичният анализ, и определяне на К.П.Д. при различни параметри на трансмисията са направени в публикацията [3] и се отнасят за кинематична схема при, която изходящо звено е водилото на епицикличния механизъм, а входящи двете централни зъбни колела [3, (фиг. 1)] Предавателното отношение на трансмисията се променя с изменение на предавателното отношение на вариатора. Това е причината то да бъде избрано като аргумент във функциите, описващи силовото натоварване на звената и К.П.Д. на трансмисията.

Настоящата работа прави кинетостатичен анализ на трансмисионен механизъм при две

други кинематични схеми-фиг.1 и фиг.2 от настоящата статия.

### 2. КИНЕТОСТАТИКА НА ТРАНСМИСИЯ ПРИ ВХОДЯЩИ ЗВЕНА НА ДИФЕРЕНЦИАЛНИЯ МЕХАНИЗЪМ - ВОДИЛО И ЦЕНТРАЛНО ЗЪБНО КОЛЕЛО ЗАДВИЖВАНО ОТ ВАРИАТОР

Кинематична схема на такъв механизъм е дадена на фиг.1.



**фиг.1.** Кинематична схема на трансмисия с входящи звена на епицикличния механизъм водило и централно зъбно колело задвижвано от вариатор

Както бе показано от кинематичният анализ [1,2] трансмисионният механизъм може да работи както с положителни така и с отрицателни предавателни отношения, което води до промяна посоката на скоростта на изходящото звено -  $\omega_3$  без промяна посоката на входящата скорост -  $\omega_1$ .

Поради това, че зв.3 е задвижвано посоките на момента  $M_3$  и скоростта  $\omega_3$  винаги са противоположни. В следствие от това при смяна на посоката на  $\omega_3$  се сменя и посоката на  $M_3$ . На фиг. 1 са дадени въртящите моменти и ъгловите скорости необходими за кинетостатичния анализ, като с плътна линия са изобразени тези при положителните предавателни отношения, а с прекъсната при отрицателните.

Първо ще бъде разгледан случай при който предавателното отношение на трансмисията е отрицателно. Както се вижда от кинематичната схема входящият в трансмисията момент  $M_{BX}$  се разделя на два такива  $M_4$  и  $M_H$  съответно върху входящият тороид на вариатора и водилото на епицикличния механизъм, като е в сила равенството

$$M_{BX} = M_4 + M_H \quad (1)$$

За моментите върху звената на вариатора [4] (ако не се отчита че коефициента на полезно действие е винаги по-малък от 1 ) важи зависимостта

$$M_4 = -\frac{M_6}{i_V} \quad (2)$$

където  $M_6$  е изходящият момент на вариатора. Както се вижда от фиг.1, изходящият тороид (6) на вариатора и входящото централно колело на епицикличния механизъм са елементи от едно и също звено на механизма. Следователно моментът върху (6) ще бъде равен на този върху (1) т.е.

$$M_1 = M_6 \quad (3)$$

На фиг.2 са дадени силите и моментите действащи върху звената на епицикличния механизъм. От моментовото условие за статично равновесие на зъбния блок 2-2' се получава следното уравнение

$$F_{12}r_2 + F_{32}r'_2 = 0 \quad (4)$$

Условието за статично равновесие на силите, действащи в-у сателитният зъбен блок се записва като уравнението

$$F_{H2} - F_{12} - F_{32} = 0 \quad (5)$$

След съвместно решаване на (4) и (5) се получават изразите

$$F_{12} = -F_{32} \frac{r'_2}{r_2} \quad (6)$$

$$F_{H2} = -F_{32} \left( 1 - \frac{r'_2}{r_2} \right) \quad (7)$$

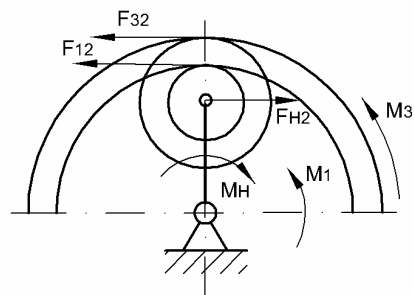
където с  $r_2$  и  $r'_2$  са означени началните радиуси на сателитните зъбни колела. Ако се означат с  $r_1$  и  $r_3$  началните радиуси на съответните централни зъбни колела, то силите, участващи в (6) и (7) се получават от въртящите моменти, натоварващи звената на механизма по следните равенства

$$F_{12} = \frac{M_1}{r_1}; \quad F_{32} = \frac{M_3}{r_3}; \quad F_{H2} = \frac{M_H}{r_1 + r_2} \quad (8)$$

След заместване на първите две равенства от (8) в (4) и съответната преработка се получава връзката между моментите приложени върху централните зъбни колела на епицикличния механизъм:

$$\frac{M_3}{M_1} = -i_{13}^H \quad (9)$$

Както е видно, от (9) може да се направи важният извод [4], че отношението на входящият и изходящият момент е равно на предавателното отношение на механизма при спряно водило и има знак противоположен на знака на това отношение.



фиг.2 Сили и моменти действащи върху звената на епицикличния механизъм

Както се вижда изразите от (2) до (9) дават възможност за намиране на всички сили и моменти необходими за изчисляване на натоварванията при конструиране на разглежданата трансмисия.

Същото така от изведените до тук зависимости може да бъде получен и друг важен параметър, а именно отношението между натоварването на изхода на механизма и въртящият момент

( $M_4$ ), който трябва да се пренесе през вариатора. Поради това, че товарносимостта на фрикционния вариатор е лимитираща за тази на трансмисията, този параметър ще определя възможностите на трансмисията по отношение на предаван въртящ момент. Отношението между моментите определящи натоварването на изхода на трансмисията ( $M_3$ ) и този, натоварващ входа на вариатора ( $M_4$ ) се получава, като първо въз основа на (2) и (3) запишем:

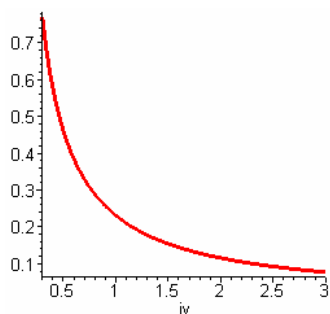
$$M_4 = -\frac{M_1}{i_v}, \quad (10)$$

след това изразим от  $M_1$  и заместим в (10) в следствие от което се стига до търсеното отношение:

$$\frac{M_4}{M_3} = \frac{1}{i_v \cdot i_{13}^H} \quad (11)$$

Както е видно от (11) отношението  $M_4/M_3$  намалява с увеличаване на предавателните отношения  $i_v$  и  $i_{13}^H$ , като диапазоните на изменение на двата параметъра са:  $i_v$  от 0,3 до 3 при тороиден вариатор,  $i_{13}^H$  от 0,1 до 10 при двустъпална зъбна предавка.

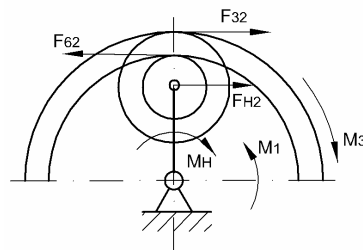
За гарантиране на въртене без смяна на посоката за целия диапазон ( $i_v = 0,3 \div 3$ ) на изменение на предавателното отношение на вариатора е необходимо [2] предавателното отношение на зъбния механизъм да има стойност  $i_{13}^H = 4,33$ . Сега при известни стойности на параметъра в дясната страна на (11) може да се начертае графиката (фиг.3) на функцията  $M_4/M_3 = f(i_v)$ .



фиг.3. Графика на функцията  $M_4/M_3 = f(i_v)$  при  $i_T < 0$

От графиката на фиг.3 се вижда, че въртящият момент, който трябва да пренесе вариатора се изменя от 10% до 70% от момента на изхода на трансмисията. Ясно е, също така, че по възможност вариатора трябва да се регулира в тази част на диапазона, която е с по-големи предавателни числа. Направените до тук изводи относно кинестатиката на разглеждания механизъм се отнасят за случаите, при които  $i_T < 0$ .

Както е известно от кинематичния анализ при  $i_{13}^H = 1,33$ ,  $i_T > 0$  за целия диапазон на вариатора. Силите и моментите при този случай са дадени на фиг.4.



фиг.4. Сили и моменти действащи върху звената на епициклическия механизъм при  $i_T > 0$

Както се вижда от фиг.1 и фиг.4 при този случай ъгловите скорости  $\omega_1$  и  $\omega_3$  са еднопосочни в следствие от което двигателният момент на входа и съпротивителният на изхода стават противоположни, което променя силовата картина на епициклическия механизъм. В случая силовото уравнение за статично равновесие на сателитния блок ще бъде:

$$F_{H2} - F_{12} + F_{32} = 0 \quad (12)$$

Съответно моментовото условие за статично равновесие на зъбния блок 2-2' ще се дава от уравнението

$$F_{12}r_2 - F_{32}r_2' = 0, \quad (13)$$

От (13) ще се получи връзката между моментите върху централните зъбни кола:

$$\frac{M_3}{M_1} = i_{13}^H. \quad (14)$$

Тук за разлика от механизмите с  $i_T < 0$  отношението между моментите съвпада по знак с това на инверсияния механизъм.

След съвместно решаване на (12) и (13) се получават уравненията

$$F_{12} = -F_{32} \frac{r_2'}{r_2} \quad (15)$$

$$F_{H2} = -F_{32} \left( 1 - \frac{r_2'}{r_2} \right), \quad (16)$$

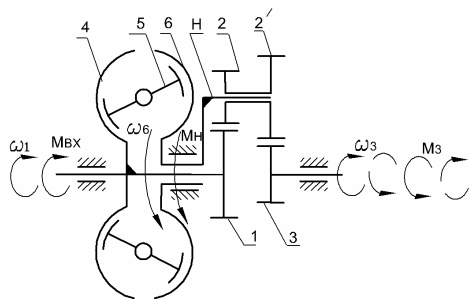
които показват, че посоките и големините на силите, натоварващи звената ще бъдат еднакви и както при положителни така и при отрицателни предавателни отношения на трансмисията.

Отношението на моментът предаван през вариатора и този на изхода на трансмисията при  $i_T > 0$  се получава от равенството:

$$\frac{M_4}{M_3} = -\frac{1}{i_V i_{13}^H}, \quad (17)$$

което показва, че при промяна знака на  $i_T$  силите, натоварващи на вариатора не променят големината но сменят посоката си което е важно да се има предвид при проектиране и конструиране на разглежданите механизми.

### 3.КИНЕТОСТАТИКА НА ТРАНСМИСИЯ С ВХОДЯЩИ ЗВЕНА НА ДИФЕРЕНЦИАЛНИЯ МЕХАНИЗЪМ- ЦЕНТРАЛНО ЗЪБНО КОЛЕЛО И ВОДИЛО ЗАДВИЖВАНО ОТ ВАРИАТОР



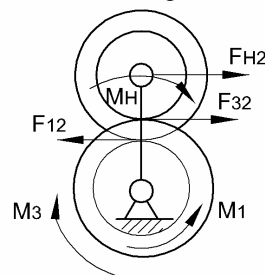
фиг.6. Кинематична схема на трансмисия с входящи звена на диференциалния механизъм централно зъбно колело и водило задвижвано от вариатор.

Устройството, принципа на действие и кинематиката на такъв механизъм са подробно описани в [2]. При тази кинематична схема входящият момент ( $M_{вх.}$ ) се разпределя между централното зъбно колело (1) на епцикличния

механизъм и входящия тороид на вариатора , като съответните моменти озаваме с  $M_1$  и  $M_4$ . Връзката между входящият и изходящият момент на вариатора е

$$M_4 = -\frac{M_H}{i_V}. \quad (17)$$

От израза за предавателното отношение на такъв механизъм [2] може да се направи заключение, че и в този случай е възможно предавателното отношение на трансмисията да бъде както положително ( $i_{13}^H = 1,3$ ) така и отрицателно ( $i_{13}^H = 4$ ). Силите и моментите действащи върху звената на епцикличния механизъм при положителни стойности на предавателното отношение на трансмисията са дадени на фиг.7.



фиг.7. Силе и моменти действащи върху звената на епцикличния механизъм при  $i_T > 0$

За намиране на силите и моментите ,действащи върху звената на механизма са в сила изразите (6), (7) и (8) от настоящата статия. Намирането на отношението между момента на изхода на трансмисията и момента, натоварващ вариатора става като се изрази  $M_H$  [4] от

$$\frac{M_H}{M_3} = \frac{1}{i_{H3}^1} \quad (18)$$

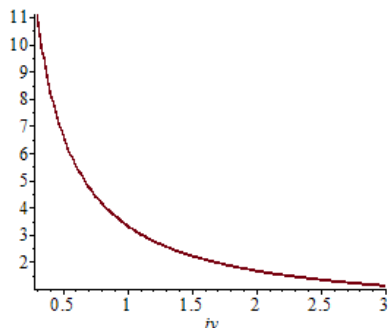
и имайки предвид, че  $i_{H3}^1 = 1 - i_{13}^H$  се замести в (17) . От където се определя отношението в явен вид:

$$\frac{M_4}{M_3} = -\frac{1}{i_V \cdot (1 - i_{13}^H)} \quad (19)$$

Както бе казано по-горе в статията при положителни предавателни отношения на трансмисията ( $i_T > 0$ ) предавателното отношение на зъбният механизъм е  $i_{13}^H = 1,3$  следователно може да се



начертае графиката на (19) като функция с аргумент  $i_V$  (фиг.8).



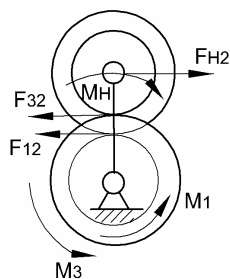
**фиг.8.** Графика на функцията  $M_4/M_3(i_V)$  при положителни стойности на  $i_T$

Графиката на фиг.8 ясно показва, че в случая при, който механизмът от фиг.6 работи с положителни предавателни отношения натоварването на вариатора многократно превишава това на изхода на трансмисията, което е неблагоприятно.

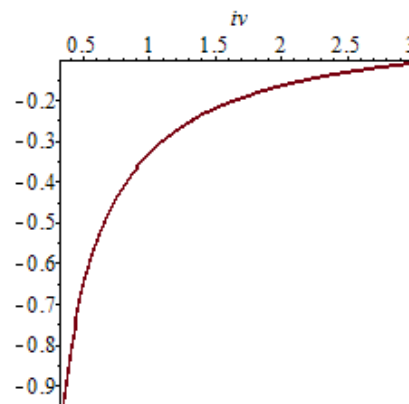
На фиг.9 е дадена схема на силите и моментите действащи върху звената на диференциалния механизъм от трансмисията на фиг.6. при  $i_T < 0$ . Аналогично на получаването на (15), (16) и (19) се получават основните кинетостатични зависимости. Отношението на момента през вариатора и този натоварващ изхода на трансмисията в този случай се дава от изразът

$$\frac{M_4}{M_3} = \frac{1}{i_V \cdot (1 - i_{13}^H)} \quad (20)$$

При полагане на  $i_{13}^H = 4$  с, което се осигурява отрицателен знак на  $i_T$  може да се начертае графиката (фиг.10) на (20).



**фиг.9.** Сили и моменти действащи върху звената на епцикличния механизъм при  $i_T < 0$



**фиг.10.** Графика на функцията  $M_4/M_3(i_V)$  при отрицателни стойности на  $i_T$

От графиката на фиг.10 може да се направи заключение, че за механизма на фиг.6, натоварването на вариатора е по-благоприятно при работа с отрицателни предавателни отношения на трансмисията

#### 4.ИЗВОДИ

В настоящата работа са дадени зависимости, даващи възможност за определяне силите и моментите натоварващи звената на разглежданите трансмисии. Това дава възможност за качествено оразмеряване на елементите на трансмисиите.

Други важни изводи от кинетостатичния анализ са свързани с товароносимостта на анализирания механизми при различни схеми: Стойността на предаваният от трансмисията въртящ момент се увеличава с намаляване тази част от него, която се предава през вариатора. Най-малко е натоварването на вариаторът при схемата от фиг.1, а най-голямо при схемата от фиг.6 особено при работа на трансмисията с положително предавателно отношение.

Направените изводи могат да служат при синтез и конструиране на трансмисии с безстепенно изменение на предавателното отношение съставени от тороиден фриксионен вариатор и затворен диференциален зъбен механизъм.

#### Литература

1. Стойчков К., Софронов Я. Трансмисия за електромобил задвижван от кинетичен акумулатор на енергия

включваща фрикционен вариатор и диференциален зъбен механизъм. XXVII международна научна конференция МТФ 2012 стр. 468. ТУ-София, м. октомври 2012 г.

2. **Стоичков К., Софронов Я.** Кинематичен анализ на трансмисии съставени от диференциален зъбен механизъм и фрикционен вариатор при различни кинематични схеми на трансмисията. Българско списание за инженерно проектиране, №18, стр.69, м. април 2013.

3. **Стоичков К, Софронов Я.** Кинетостатика и К.П.Д. на трансмисия съставена от затворен диференциален зъбен механизъм и фрикционен вариатор. Българско списание за инженерно проектиране, №17, стр.39, м. януари 2013.

4. **Кудрявцев В.Н.** Планетарные передачи. Машиностроение, Москва 1996.

5. **Константинов М., Бригазов Ал., Живков В.** Теория на механизмите и машините. ВМЕИ „Ленин“ 1978

## FORCES ANALYSIS OF TWO TRANSMISSIONS MECHANISM INCLUDING C.V.T AND GEAR DIFFERENTIAL MECHANISM WITH DIFFERENT KINEMATICS SHEMES

**Kostadin STOICHKOV Yavor SOFRONOV**

TU-Sofia, Bulgariq e-mail: [kks@tu-sofia.bg](mailto:kks@tu-sofia.bg)

**Abstract:** The article discusses two transmissions consisting of C.V.T. and gear differential mechanism. Make is forces analysis both mechanisms for fixed values of ratio of gear mechanism. Obtained is relationship between the stress of C.V.T and the output stress all transmission. Gift are the mains relations between the forces and moments actin on the elements of the transmission mechanism.

**Keywords:**transmission, mechanism , C.V.T., gear differential mechanism

## ОТНОСНО ГЕОМЕТРИЧНОТО ПРОЕКТИРАНЕ НА ТЕХНИЧЕСКИ ОБЕКТИ

Михаил ЛЕПАРОВ

катедра „ОТСК“, Технически университет - София, България

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

**Резюме:** При създаването на техническите обекти след концептуалното проектиране се преминава към геометрично проектиране, при което се уточняват: а) съставните части, б) техните форми, в) присъединяване (контактуване) един към друг, г) разположение, д) определяне на размерите и стойностите на останалите величини чрез пресмятания и чрез подходящи анализи и изследвания. В настоящата статия се предлагат два метода „Вариантни разположения“ и „Геометричен принцип на действие“, чрез които се подпомага решението на някои въпроси от геометричното проектиране на произволен технически обект. При първия метод се разглеждат различни вариантни разположения на съставните части на обекта, а при втория се използва „геометричен принцип на действие“, който има структурата на физически принцип на действие, но с изобразен силует на съответната съставна част. Методите са представени чрез евристичен алгоритъм и са илюстрирани чрез пример. Те могат да се използват в инженерната практика.

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

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ ОТНОСНО ГЕОМЕТРИЧНОТО ПРОЕКТИРАНЕ НА ТЕХНИЧЕСКИ ОБЕКТИ

Първият етап от жизнения цикъл на всеки технически обект (ТО) е проектирането му [1]. Самото проектиране най-общо може да бъде разграничено като концептуално (проектиране, в резултат на което се получава словесно или схематично описание на ТО, напр. физически принцип на действие ФПД, схематично изображение и др) и геометрично (проектиране, в резултат на което се получава 2D или 3D модел на изделиято, съдържащ необходимата информация за изработване на ТО, *напр. работна документация*). Последното проектиране някои автори [6] наричат пространствено-геометрично или конструиране. При геометричното проектиране се уточняват: а) съставните части, б) техните форми, в) присъединяване (контактуване) един към друг, г) разположение, д) определяне на размерите и стойностите на останалите величини чрез пресмятания и чрез подходящи анализи и изследвания.

Целта на настоящата работа е предложи някои методи за геометрично проектиране на произволен технически обект, като въпросите, отнасящи се до д) не се разглеждат. Методите са получени чрез логичен анализ.

Отделни въпроси на геометричното проектиране са разгледани в литературата [1,5,6 и др.], но от една страна то е несистемно, а от друга, поради преобладаващия творчески характер на тези въпроси важно е разработването на нови методи, които ще посочат нови пътища за търсене на решения.

Използуваната терминология е в съответствие с тази в [1].

### 2. МЕТОДИ

#### 2.1. Метод „Вариантни разположения“

Методът може да се прилага по следния

Алгоритъм

1. Уточняване на съществените съставни части на проектирания ТО.
2. Разграничаване на съставните части от т.1 като покупни и проектни.
3. Уточняване на формата на покупните части.
4. Приемане в първо приближение на формите на проектните съставни части.

Формите като правило са съвкупности от прости геометрични тела- най-често цилиндър, призма, (по-рядко останалите прости геометрични тела- конус, сфера и изключително рядко- пирамида) и се определят от изпълняваните функции на елементите на частта. Изключения правят т.н. скулптурни повърхнини, които се из-

ползват преди всичко при дизайнерското проектиране на ТО. Формите са най-често симетрични, освен ако някоя функционална особеност не прави обекта асиметричен.

5. Класификация на възможностите за взаимно разположение на съставните части.

Разположението на две съставни части може най-общо да бъде класифицирано като:

- радиално- едната съставна част е разположена вътре в друга, без да бъде обвита от другата в горната и долна си част, в резултат на което общата част на двете части е ниска и широка;

- аксиално- едната съставна част е разположена над другата, в резултат на което общата част е висока и тясна и

- аксиално- радиално- едната съставна част е разположена отчасти вътре и/или отчасти над другата, в резултат на което общата част е не много висока и не много широка;

- обвиващо- едната съставна част обвива изцяло друга;

- комбинирано, при което се комбинират елементи от горните възможности.

6. Уточняване на задължителните контактни повърхнини между детайлите.

7. Като се имат предвид задължителните контактни повърхнини от т.6 определяне на възможните взаимни разположения на съставните части с оглед класификацията от т.5.

8. Уточняване на задължителни взаимни разположения на елементи на съставни части (ако има такива).

9. Съставяне на проектираното изделие при отчитане на формите от т.3 и изискванията на т.8.

10. Анализ на получената конструкция от гл. т. на функциониране, сглобяване и разглобяване. При необходимост се извършват съответни промени в нея.

*Пример (ТО "Кафеварка")*

1. Съществените съставни части са: *нагревател (получаване на топлинна енергия), изпарител (получаване на смес от кипяща вода и пара), екстрактор (отнемане на кофеина от кафето чрез преминаване през него на кипяща вода и пара), резервоар (съхранение на полученото течно кафе).*

2. *Покупни: нагревател; проектни- останалите.*

3. *Нагревател: изолирана спирали.*

4. *Изпарител: кух цилиндър с капак; екстрактор: решетъчен кух цилиндър; резервоар- кух цилиндър с капак.*

5. *Радиално, аксиално, аксиално- радиално, обвиващо, комбинирано.*

6. *Нагревателят и изпарителят трябва да контактуват, защото така ще се нагрее водата. Останалите съставни части могат да бъдат произволно разположени една спрямо друга, тъй като водата може да бъде принудена да достигне всяка необходима точка от пространството на проектираното изделие.*

7. *Тъй като нагревателят е закупен и с ясно местоположение, той ще бъде изключен от разглежданията.*

*Някои възможни комбинации, които са схематично представени на фиг.1, са:*

*а) радиално разположение (фиг.1а):*

*- изпарител- екстрактор- резервоар;*

*- изпарител- резервоар- екстрактор;*

*- екстрактор- изпарител- резервоар;*

*- екстрактор- резервоар- изпарител;*

*- резервоар- изпарител- екстрактор;*

*- резервоар- екстрактор- изпарител;*

*Заб. Подреждането е от средата навън.*

*б) аксиално разположение:*

*(разположение отдолу нагоре) (фиг.1б);*

*(разположение отляво надясно) (фиг.1в);*

*в) ъглово (аксиално- радиално) разположение, което може да бъде както вертикално (две от съставните части са една над друга, фиг.1г), така и хоризонтално (две от съставните части са една до друга); при 3 съставни части всяко от положенията от фиг.1г може да бъде представено чрез вариантите, дадени на фиг.1д;*

*г) обвиващо разположение (фиг.1е);*

*д) комбинирано разположение; някои варианти са дадени на фиг.1ж.*

8. *Няма такива.*

9. *Опростени конструкции на кафеварката са представени на:*

*- фиг.2 (радиално разположение; конструкциите съответствуват на фиг.1а);*

*- фиг.3 (аксиално вертикално разположение; конструкциите съответствуват на фиг.1б);*

*- фиг.4 (аксиално хоризонтално разположение; фиг.4а отговаря на фиг.1в:1-2-3, фиг.4б- на фиг.1в:1-3-2, а фиг.4в- на фиг.1в:2-1-3; остана-*

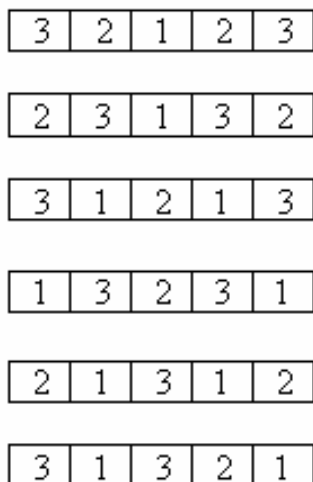
лите 3 схематични изображения от фиг.1в са симетрични на дадените на фиг.4);

- фиг.5 (ъглово вертикално разположение, като са дадени само някои варианти, отговарящи на фиг.1г,д; ъгловото хоризонтално разположение не е представено);

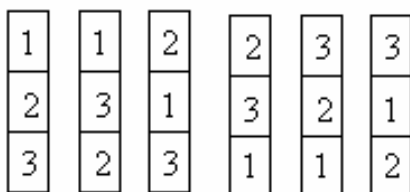
- фиг.6 (обвиващо разположение, като е представен само 1 вариант; конструкцията съответствува на фиг.1е: последно изображение) и

- фиг.7 (комбинирано разположение, като са дадени само някои варианти; кафеарката от фиг.7е е с крачно задействование).

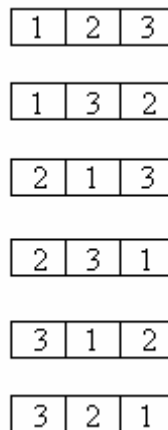
а)



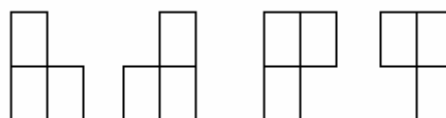
б)



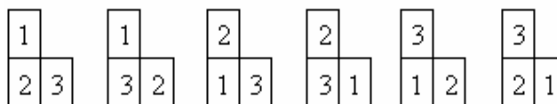
в)



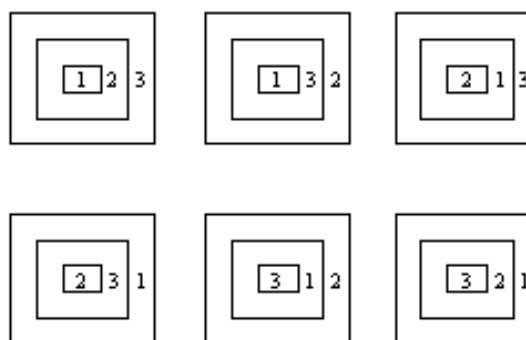
г)

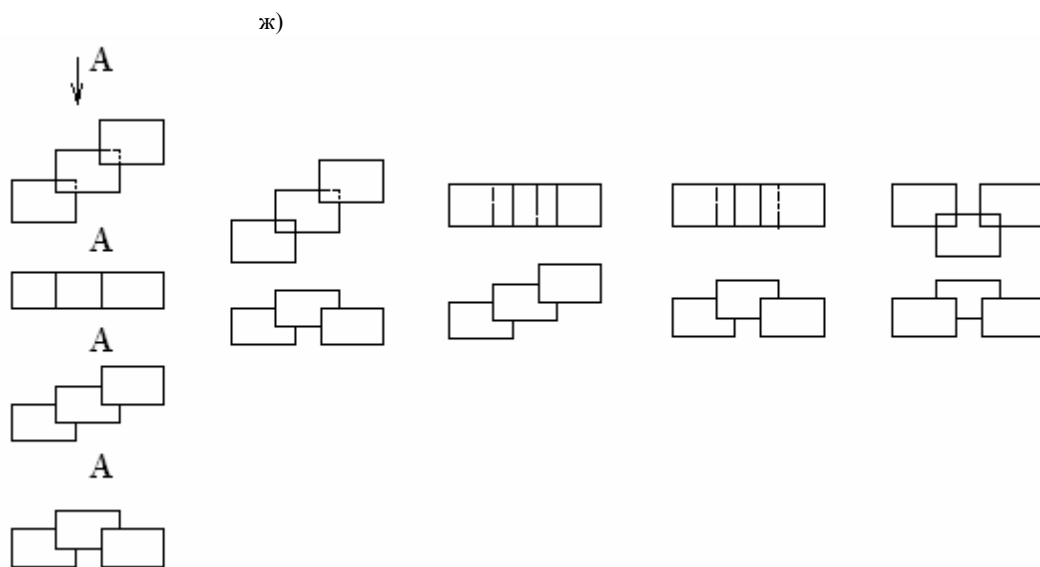


д)

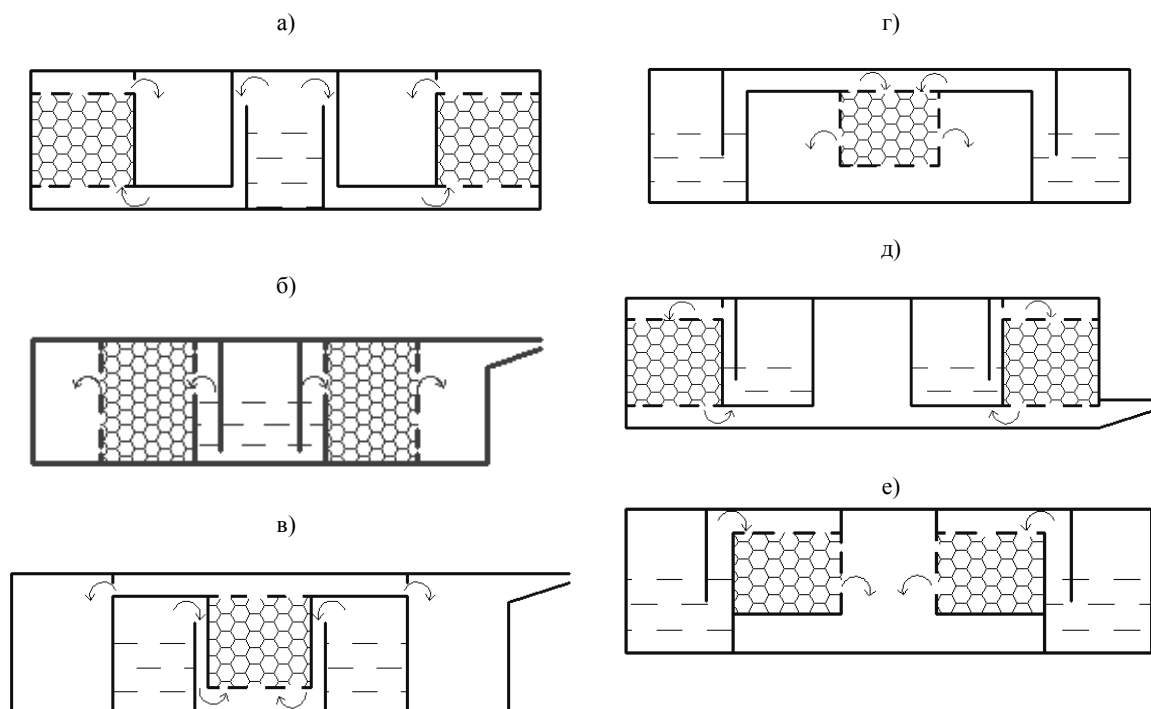


е)

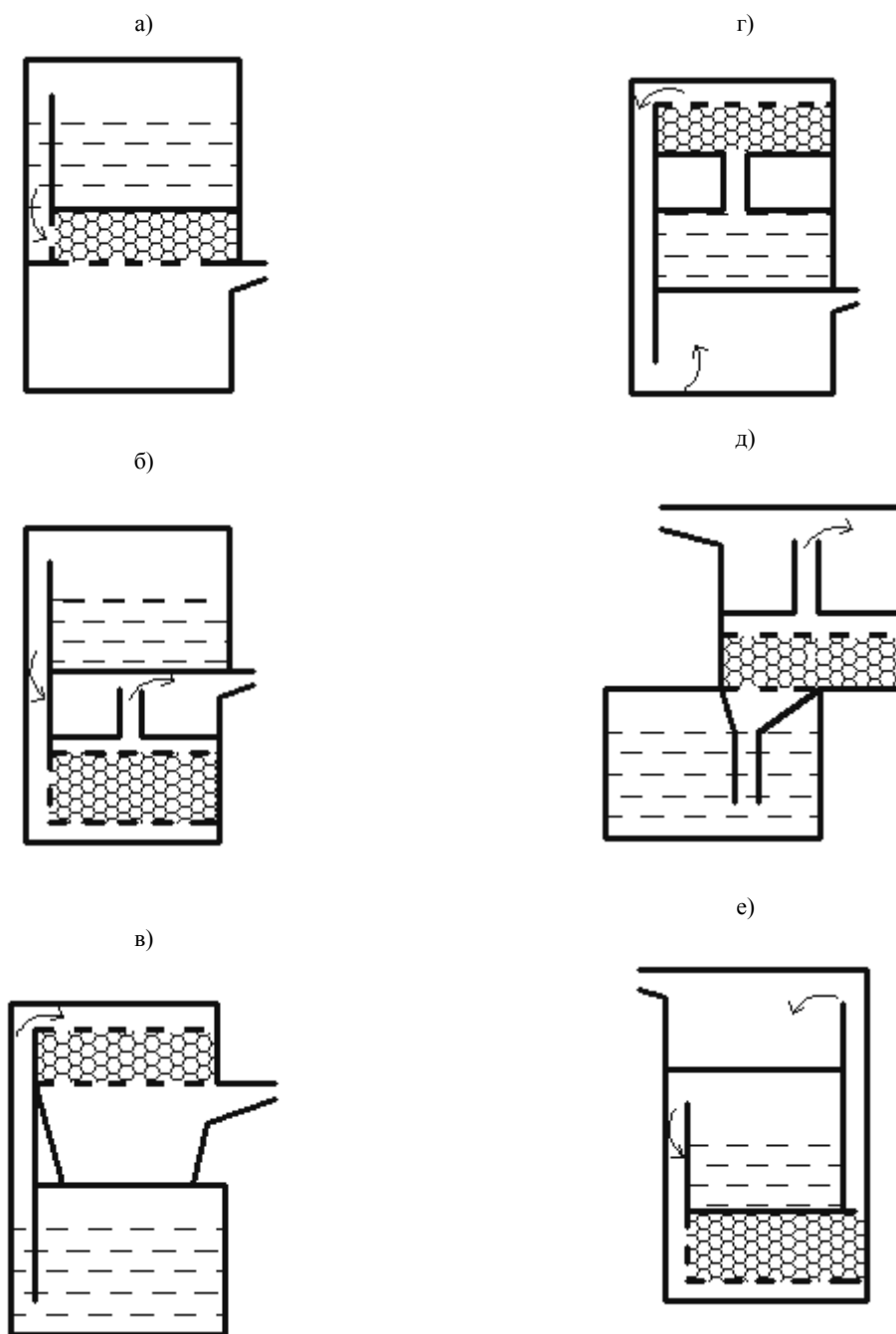




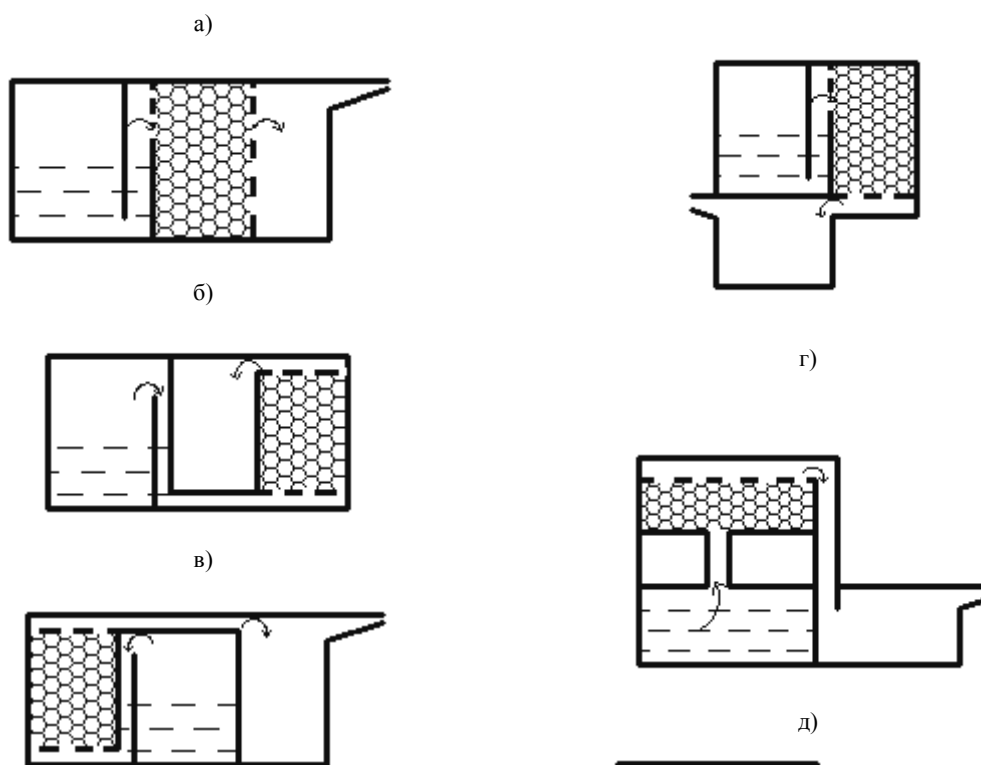
фиг.1 Схематични изображения на различните видове взаимни разположения на три съставни части



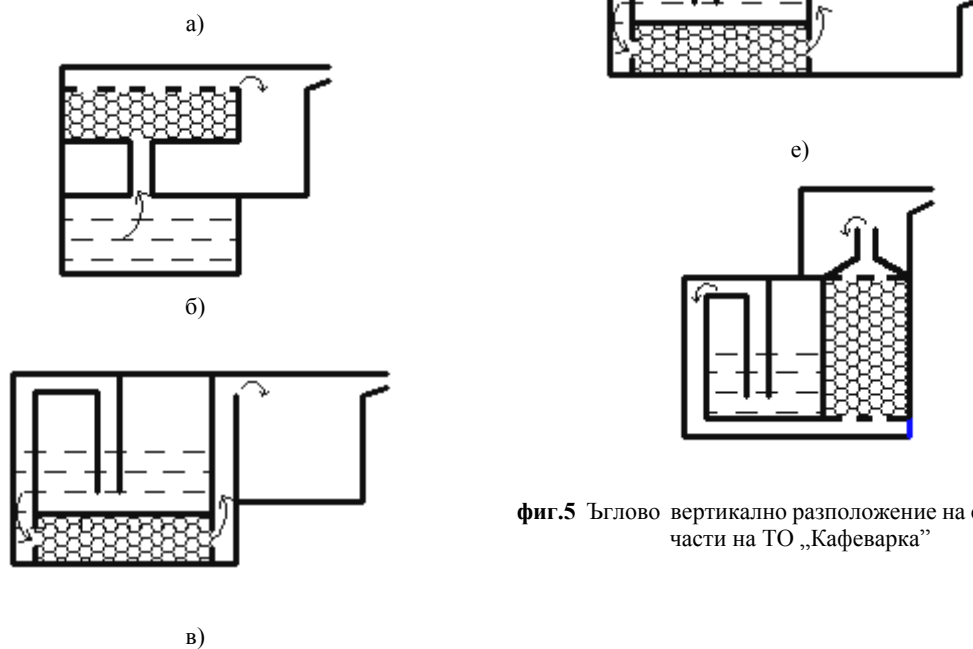
фиг.2 Радиално разположение на съставните части на ТО „Кафеварка”



Фиг.3 Аксиално вертикално разположение на съставните части на ТО „Кафеварка“

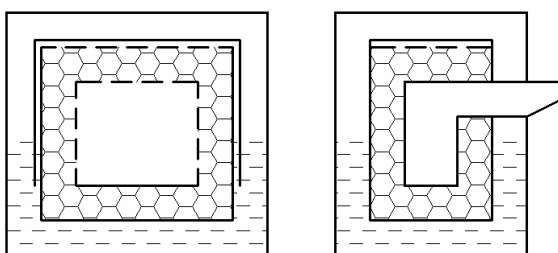


фиг.4 Аксиално хоризонтално разположение на съставните части на ТО „Кафеварка“

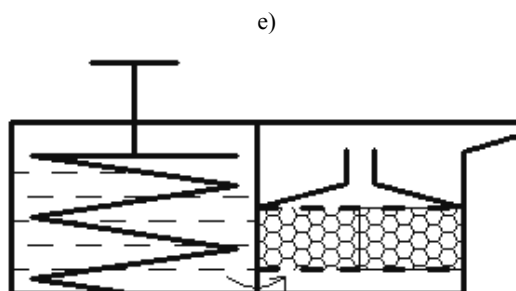


фиг.5 Ъглово вертикално разположение на съставните части на ТО „Кафеварка“

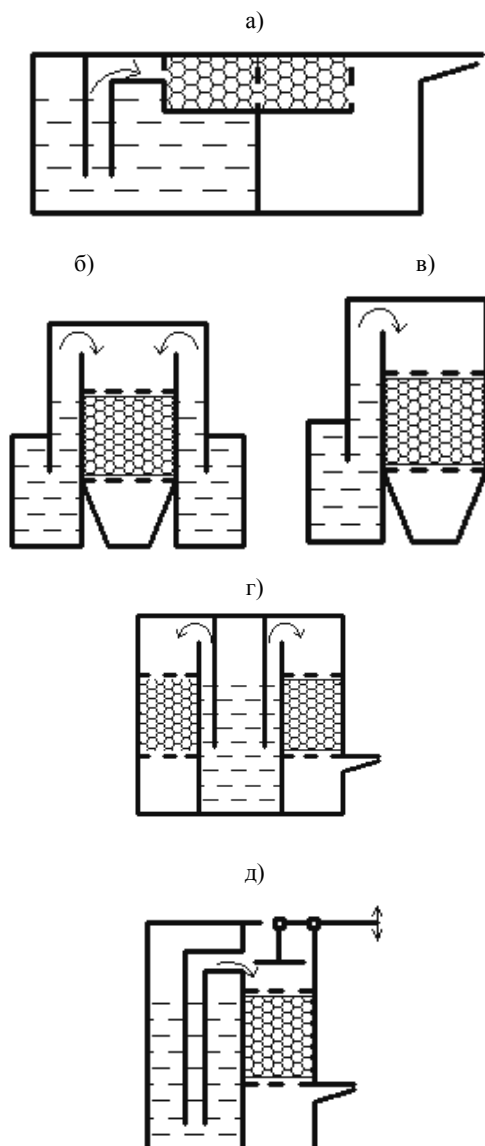




фиг.6 Обвиващо разположение на съставните части на ТО „Кафеварка”



фиг.7 Комбинирано разположение на съставните части на ТО „Кафеварка”



Трябва да се подчертае, че представените по-горе случаи са теоретични и от гл.т. на техническа реализация на изделието. Качествата на кафето, както и видовете кафе, които ще се приготвяват чрез тях са обект на самостоятелно и специфично изследване, което не е обект на настоящото разглеждане.

## 2.2. Метод “Геометричен принцип на действие”

Зададено: ФПД

Алгоритъм

1. По ФПД се определят наименованията на съставните части на всеки инженерен ефект (ИЕ) и всяка връзка между ИЕ.

2. За всяко наименование на съставна част от т.1:

Уточнява се дали ще бъде закупно изделие или проектирано такова.

3. За всяко проектирана съставна част:

3.1. Уточняват се изискванията към закупната съставна част.

3.2. По изискванията се определя устройството и опростена форма на частта. При необходимост от новост на частта се използва подходящ евристичен метод, чрез който се търсят решения.

Съставната част се представя силуетно без отразени дебелина на елементите ѝ.

4. Съставя се геометричният принцип на действие (ГПД), който представлява ФПД, в който вместо ЕИ и връзка между два ЕИ е изобразен силуетът на съответната съставната част.

5. Обединяват се всички съставни части като връзките между тях съответствуват на връзките отразени в ГПД.

Представя се в силуетен вид проектираният ТО, като се оформя корпус, който е самостоятелен или съдържа корпусите на част или на всички съставни части на изделието.

6. Търсят се варианти на разположение на съставните части. Това е възможно, тъй като връзките между ИЕ обикновено лесно се реализират при различни разположения на съставните части.

7. Добавя се дебелина на всички линии от силуетите.

8. Всеки получен вариант се анализира от гл.т. на функциониране, сглобяване и разглобяване на сглобената единица СЕ. При необходимост се извършват съответни промени в ТО.

За съществуването на СЕ като такава се счита, че всеки детайл трябва да е геометрично или силово затворен (като всяко правило и това има изключения). Геометричното затваряне е преди всичко при кинематичните двойки, където непрекъснатият контакт между елементите на двойката (неотделянето на един от друг на елементите) се осигурява благодарение на геометрията на самата кинематична двойка или на съседните на двойката подвижни съединения, докато при силовото затваряне непрекъснатият контакт се осигурява от някаква сила- тежестна, пружинна или друга.

9. Избор по предварително уточнени критерии на рационалния вариант.

*Пример*

Нека е зададен ФПД на ТО "Фенерче" (фиг.8).

1. Наименованията са дадени на фиг.9.

2. Покупни изделия: батерия, светодиод и ел. проводници, останалите са проектирани изделия.

3.1. *Прекъсвач:* служи за включване и изключване на ел. верига; ако се приеме, че прекъсвачът е от механичен тип, той съдържа две контактни пластини, които се свързват помежду чрез трета пластина (включване) чрез преместване; при връщане в изходно положение веригата се отваря (изключване).

*Отражател:* обикновено е с параболична форма, чрез която при отразяване на лъчите от светодиода същите стават успоредни на оста на параболата.

*Стъклен капак:* стъклото има защитна функция и да пропуска светлината, напр. до 97%.

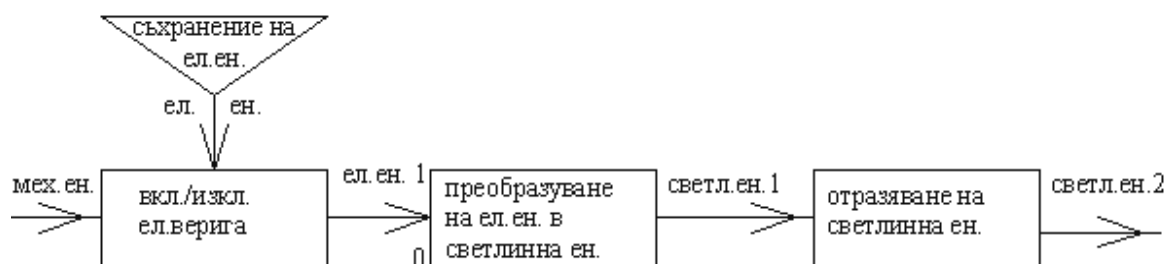
3.2. Силуетите на съставните части са поставени на съответните места на фиг.10.

4. ГПД е представен на фиг.10.

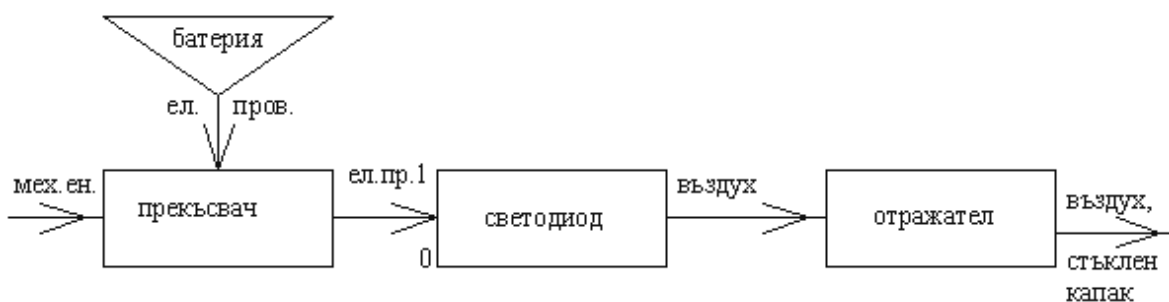
5. Един вариант на обединена силуетна конструкция е показан на фиг.11а.

6. Търсенето на варианти може да се извърши по някой от останалите методи за геометрично проектиране, напр. метод „Вариантни разположения“.

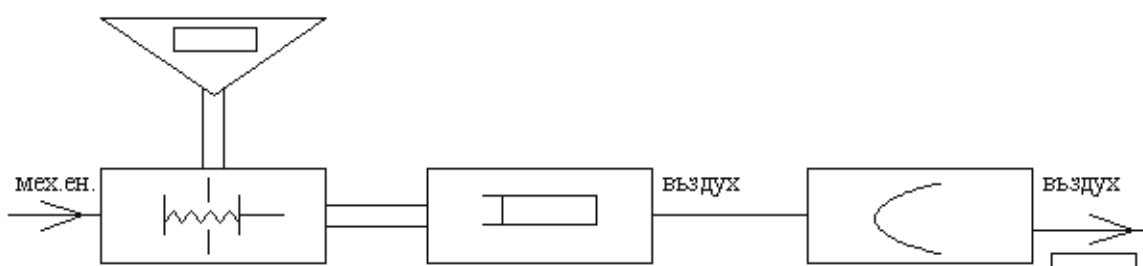
7,8. Окончателният вид на проектираното изделие (опростен сборен чертеж) е даден на фиг.12, като съставните части са: 1(СЕ)- корпус с впресована контактна пластина, 2 (СЕ)- бутон с впресована контактна пластина, 3 (СЕ)- капак малък с впресована контактна пластина, 4 (СЕ)- светодиод, 5- капак голям, 6- стъкло, 7- отражател параболичен, 8- пружина, 9- опора и 10- винт. Прекъсвачът е с подходящо ориентиран бутон 2 с цел достъп до него за включване на ел. верига. Електрическата част на фенерчето не е показана.



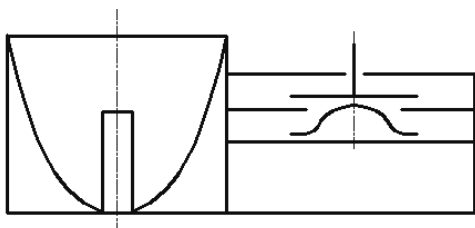
фиг.8 ФПД на ТО "Фенерче"



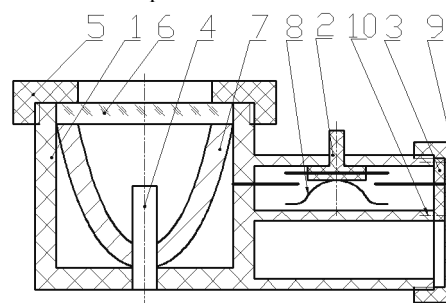
фиг.9 Съществени съставни части на ТО „Фенерче“



фиг.10 Геометричен принцип на действие на ТО „Фенерче“



фиг.11 Силуетна конструкция на ТО „Фенерче“



фиг.12 Опростен сборен чертеж

### 2.3. Други методи

Някои други методи, които могат да бъдат причислени към геометричното проектиране са:

2.3.1. Метод „Взаимно разположение“ [2].

2.3.2 Метод „Симетрии“ [3].

2.3.3. Метод „Геометрично структуриране“ [4].

2.3.4. Метод „Аналогия“- геометрията на проектираното изделие се съставя по аналогия със съществуващи аналози или сродни обекти (обекти от класа на проектирания ТО).

### 3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От казаното по- горе може да се формулира следното

#### Твърдение

**Методите за геометрично проектиране могат да се използват и като методи за търсене на варианти на ТО.**

Под вариант на даден ТО се разбира друг ТО, който е получен от първия, изпълнява същата главна функция, но се различава от него (по от-

ношение на брой/ форми/ разположение/ съединения на съставни части).

При метод 2.1. „Вариантни разположения” алгоритъмът за търсене на варианти ще бъде:

1. Избор на ТО, чийто варианти ще бъдат търсени;

Тт.5-10 от алгоритъма на метод 2.1.

Различните методи за геометрично проектиране дават възможност за съчетаване с различните методи за концептуално проектиране, в резултата на което се получават множество методи за проектиране на произволен ТО.

#### Литература

1. **Лепаров М., М. Вичева, М. Георгиев** Основи на инженерното проектиране, С., Софттрейд, 2011.
2. **Лепаров М.** Метод “Взаимно разположение” за решаване на евристични задачи, XI межд. симпозиум „Техномат и Инфотел’ 2009 Материали, методи и технологии” Бургас, 2009.
3. **Лепаров М, Н. Ганева** Относно начини за решаване на евристични проблеми, научна конф. на РУ”Ангел Кънчев” и Съюза на учените- Русе, Русе, 2009.
4. **Лепаров М.** Методология за геометрично структуриране на механично изделие, хабил. труд, С., България, Технически университет, 1997
5. **Otto K., K. Wood** Product Design. Techniques in Engineering and New Product Development, NJ, Prentice Hall, 2001.
6. **Pahl G., W. Beitz.** Engineering Design. A Systematic Approach, Springer- Verlag Berlin, 2001

## ABOUT GEOMETRICAL DESIGN OF TECHNICAL OBJECTS

**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:** In the creation of technical objects after the conceptual design it is proceed to geometrical design, by which are specified: a) the components, b) their shapes, c) the joining (contact) to each other, d) the placement, e) the determination of the size and values of the other parameters through calculations and appropriate analyzes and studies. The paper proposes two methods „Variant placements” and „A Geometrical principle of operation”, by which the solution of some problems of the geometrical design of any technical object is supported. In the first method various variant locations of the object components are considered, and in the second one the „geometrical principle of operation” is used which has the structure of the physical principle of operation, but with the depicted silhouette of the corresponding component. The methods are represented by a heuristic algorithm, and are illustrated by an example. They can be used in the engineering practice.

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

## ОПРЕДЕЛЯНЕ НА УСЛОВИЯТА ЗА ПРАЗЕН ХОД НА ШЕСТЗВЕНЕН ЛОСТОВ МЕХАНИЗЪМ НА ИМПУЛСЕН ВАРИАТОР

Любомир ЦОНОВ<sup>1</sup> Тодор Тодоров<sup>2</sup>

<sup>1</sup>катедра „Машинни елементи и неметални материали“, Технически университет - София, България  
e-mail: [tsonov@tu-sofia.bg](mailto:tsonov@tu-sofia.bg)

<sup>2</sup>катедра „Теория на механизмите и машините“, Технически университет - София, България  
e-mail: [tst@tu-sofia.bg](mailto:tst@tu-sofia.bg)

**Резюме:** В статията се разглежда кинематиката на шестзвенеен механизъм с променлива структура и регулируема геометрия, намиращ приложение в импулсните вариатори. Акцентирано е на изследването състоянието на вариатора наречено празен ход, при което въпреки непрекъснатата ротация на входното звено ъгловата скорост на изхода е нула. Намерени са конструктивни решения, при които въпреки липсата на престой на изходното звено, механизмът осигурява празен ход.

**Ключови думи:** импулсен вариатор, кинематичен анализ, празен ход

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Импулсните вариатори с лостови механизми се използват за плавно редуциране и или мултиплициране на входната ъглова скорост чрез регулиране на предавателните функции. Изходното звено, което извършва осцилираща ротация е свързано с изходящия вал чрез еднопосочен съединител. Тази връзка предизвиква импулсно завъртане на изходящия вал за един оборот на входното звено. Неравномерността на изхода се намалява кинематично чрез мултиплициране и дефазирание на изходните импулси като се добавят геометрично равномерно дефазирани идентични механизми. От друга страна плавността на движението зависи и от динамични показатели, които не са предмет на тази публикация. Предавателното отношение

$$i(\alpha) = \frac{\omega_1}{\omega_5} \quad (1)$$

на импулсните вариатори е отношението на входящата ъглова скорост  $\omega_1$  към изходящата  $\omega_5$  и зависи от стойността на регулиращ геометричен параметър  $\alpha$ , който е ъгъл, или линейна позиция.

Структурата и геометрията на механизма може да се синтезира, така че за дадена стойност на управляващия параметър да се постигне престой за изходното звено. В този случай изходната ъглова скорост  $\omega_5 = 0$ , въпреки че на входа има непрекъсната ротация. Такова поведение на механизма се прието да се нарича работа

на празен ход. Поради конструктивни ограничения идеални условия за празен ход (равнозначно на престой на изходното звено) трудно се постигат.

В настоящата статия чрез кинематичен анализ се прави оценка на възможностите за реализиране на празен ход при регулируем механизъм с шестзвенеен структура тип Wat II.

Интересни резултати в тази насока са дадени публикацията Pennock et al. 2009 [9]. Авторите разглеждат шестзвенеен лостов механизъм за приложение в импулсни предавки с променливо предавателно отношение. Изходящият вал е свързан с осцилиращо изходно звено чрез еднопосочен съединител. Кинематичният анализ се основава на нов метод, при който са получени кинематични коефициенти спрямо независима променлива. След инверсия, кинематичните коефициенти са изразени във функция на входната променлива на механизма. Така е постигнато декуплиране на позиционните уравнения и е определен механизма за регулиране. Изразен е ъгъла на осцилация в зависимост положението на регулиращото звено и са изследвани екстремните положения. Решена е и обратната задача за определяне вида и размерите на регулиращото звено.

В публикацията на Митрев от 2008 [3], е показан кинематичен анализ на шестзвенеен механизъм, намиращ приложение в подъемно транспортна машина. Уравненията на позиционния анализ са решени числено, след което са изведени

и решени уравненията за скоростите и ускоренията. За пресмятане и анализ на получените уравнения е използван продукта MathCAD.

Приложение на специализирания софтуерен продукт Catia за кинематичен анализ на шестзвенеен механизъм е дадена от Shelare et al 2012. Авторите са извели позиционните и предавателните функции. В резултат на подходящ избор на параметрите е постигнато постоянно предавателно отношение за относително голям ход на изходното звено [11].

Romero G et al. 2006 описват оригинален метод за кинематичен анализ, базиран на теория на графите и спецификата на движението на механизмите с една степен на свобода. Авторите прилагат успешно метода за анализ на движението на елементарни механизми от втори клас. Дадено е приложение на метода за осемзвенеен механизъм [10].

Delyová et al 2011 и Anis A., 2012 в своите публикации демонстрират възможностите на продукта MSC.ADAMS за анализ на лостови механизми [5,4].

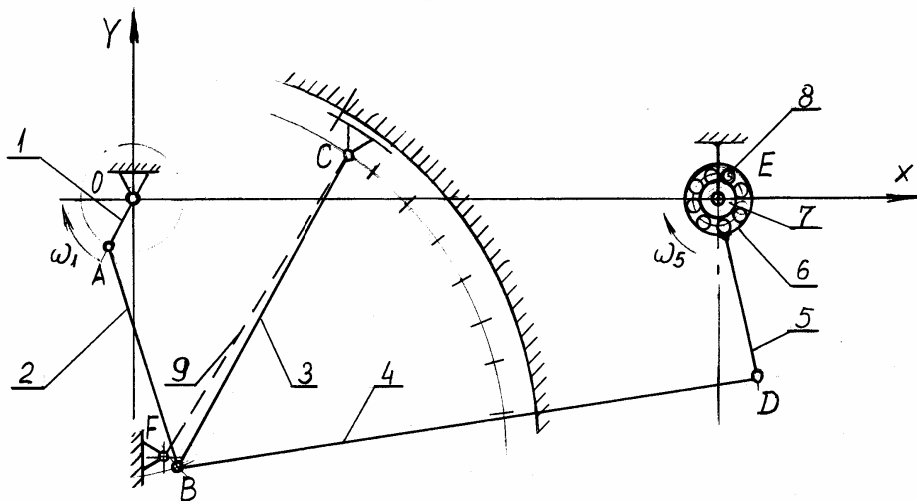
Въпреки безспорните предимства на цитираните методи за кинематичен анализ, в настоящата статия се използват класическите методи, които дават решенията в аналитичен вид, с всички улеснения, които следват от това [1,2]. За спецификата на следващи изследвания, касаещи синтеза на механизма кинематичният анализ е сведен метода на Фройденщайн [6,7].

## 2. СТРУКТУРНА И КИНЕМАТИЧНА СХЕМА. ОСОБЕНОСТИ И ЗАДАЧИ НА КИНЕМАТИЧНИЯ АНАЛИЗ

Кинематично-конструктивна схема на механичния импулсен вариатор е показана на фиг.1. Той се състои от преобразуващ механизъм, регулиращ механизъм и механизъм за еднопосочен ход. Преобразуващият механизъм включващ звената 1, 2, 3, 4 и 5 е предназначен да преобразува въртеливото движение с постоянна входяща ъглова скорост  $\omega_1$  на звено 1, във въртливо движение (осцилиране) на звено 5. Амплитудата на трептене на звено 5 се променя от регулиращ механизъм, включващ звено 9 и

застопоряващ механизъм, намиращ се обикновено в точка  $B_0$ , чрез който точка  $C$  заема отделни дискретни стойности от окръжността и остава неподвижна по време на работа. Трептенето на звено 5 се превръща във въртене в една посока от механизма за еднопосочен ход, съставен от изходящият вал 7, лагеруван в стойката 6, заклинящите тела 8 и уголемяният шарнир на звено 5. По време на работния ход, телата 8 са заклиняни и превръщат звеното 5 и валът 7 в едно цяло звено. При обратния ход телата 8 са отцепени и звеното 5 и валът 7 могат да се въртят в различни посоки. Наличието на механизъм за еднопосочен ход превръща механизма от шестзвенеен с една степен на свобода по време на работния ход в механизъм със седем звена и две степени на свобода при обратния ход. Така, от структурна гледна точка механизмът се класифицира като, механизъм с променлива структура, а наличието на регулиращ механизъм, го определя и като механизъм с променлива геометрия. Структурата по време на работа отговаря на структурна схема Watt II, с още една особеност – в шарнира  $B$  са свързани звена 2, 3 и 4. Той е вдвоен и равнозначен на два шарнира. В този си вид структурата е изградена от едно тернарно и пет бинарни звена. Описаната структура е подходяща за работа на импулсния вариатор в режим на редукция с променливо предавателно отношение, т. е. за  $i(\alpha) > 1$ .

При положение на регулиращия механизъм, реализиращо  $\omega_5 = 0$ , може да се смята, че  $i = \infty$ . Този случай, наречен „работа на празен ход“ е особено важен при използването на вариатора за задвижване на различни мобилни машини, трактори, косачки и автомобили, понеже премахва необходимостта от използването на съединител. На практика, при този режим на работа, в някои импулсни вариатори се наблюдава известно увеличение на изходящия вал, т. е.  $\omega_5$  е близка, но не е равна на нула. Затова е необходимо това състояние при кинематичния анализ да се разгледа по-обстойно. В публикацията [10], за друг тип шестзвенеен структура, е обърнато внимание на този случай, но предложението на авторите е трудно осъществимо в реална конструкция.



фиг.1. Конструктивно-кинематична схема на механичния импулсен вариатор.

### 3. КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ

На фиг. 2 е показана кинематичната схема на механизма. Приети са означенията:  $OA = r$ ,  $AB = l$ ,  $BC = R$ ,  $OC = d_1$ ,  $BD = L$ ,  $DE = k$ ,  $CE = d_2$ ,  $FC = m$ .

Положението на точка C се определя, чрез завъртане на лост FC на ъгъл  $\alpha$  около неподвижната точка F, от което следва

$$x_C = x_F + m \cos \alpha, \quad y_C = y_F + m \sin \alpha. \quad (2)$$

Ъгълът  $\alpha$  се фиксира в определен интервал  $\alpha_s \leq \alpha \leq \alpha_f$  и тук се приема за даден. В този случай за дължините на стойката са в сила зависимостите:

$$d_1 = \sqrt{x_C^2 + y_C^2}, \quad d_2 = \sqrt{(x_C - x_E)^2 + (y_C - y_E)^2} \quad (3)$$

За улесняване на анализа са приети следните означения

$$\phi_1 = \varphi_1 - \alpha_1, \quad \phi_2 = \varphi_2 - \alpha_1, \quad \phi_3 = \varphi_3 - \alpha_1 \quad (4)$$

и

$$\tilde{\phi}_3 = \varphi_3 - \alpha_2, \quad \phi_4 = \varphi_4 - \alpha_2, \quad \phi_5 = \varphi_5 - \alpha_2 \quad (5)$$

където

$$\alpha_1 = \arctan \frac{y_C}{x_C}, \quad \alpha_2 = \arctan \frac{y_C}{x_E - x_C}. \quad (6)$$

Проектира се векторното уравнение

$$\vec{r} + \vec{l} + \vec{R} = \vec{d}_1 \quad (7)$$

върху лъча OC и лъча перпендикулярен на OC минаващ през точка O, откъдето следва системата тригонометрични уравнения

$$\begin{cases} r \cos \phi_1 + l \cos \phi_2 + R \cos \phi_3 = d_1 \\ r \sin \phi_1 + l \sin \phi_2 + R \sin \phi_3 = 0, \end{cases} \quad (8)$$

която се представя във вида

$$\begin{cases} l \cos \phi_2 = d_1 - r \cos \phi_1 - R \cos \phi_3 \\ l \sin \phi_2 = -r \sin \phi_1 - R \sin \phi_3. \end{cases} \quad (9)$$

Двете уравнения се повдигат на квадрат и се сумират, от което е получено

$$l^2 = d_1^2 - r^2 - R^2 + 2rR \cos \phi_1 \cos \phi_3 + 2rR \sin \phi_1 \sin \phi_3 - 2d_1 r \cos \phi_1 - 2d_1 R \cos \phi_3 \quad (10)$$

Горният израз е преобразуван до

$$d_1^2 - l^2 - r^2 - R^2 + 2rR \cos(\phi_1 - \phi_3) - 2d_1 r \cos \phi_1 - 2d_1 R \cos \phi_3 = 0 \quad (11)$$

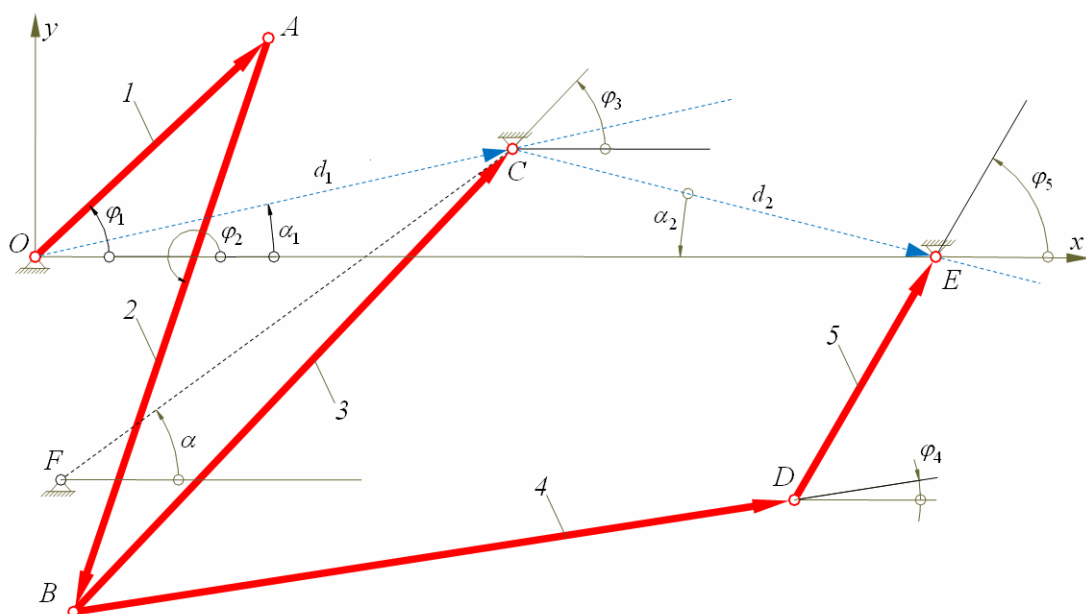
След разделяне на  $2rR$  и полагане на

$$p_1 = \frac{d_1^2 - l^2 - r^2 - R^2}{2Rr}, \quad p_2 = \frac{d_1}{R}, \quad p_3 = \frac{d_1}{r} \quad (12)$$

уравнение (11) е записано във вида

$$p_1 - p_2 \cos \phi_1 - p_3 \cos \phi_3 + \cos(\phi_1 - \phi_3) = 0, \quad (13)$$

което е уравнението на Фройденщайн (Ferdinand Freudenstein 1926–2006) за шарнирен четиризвенник OABC [6,7].



Фиг.2 Кинематична схема на механизма.

От уравнение (13) е изведено

$$\begin{aligned} \phi_3 = \arctan_2 \left[ \frac{1}{\sin \phi_1 Z_1} (p_1 - p_2 \cos \phi_1 \pm p_3 S_1 + \right. \\ \left. + p_2 \cos^3 \phi_1 - p_1 \cos^2 \phi_1 \pm \cos \phi_1 \cdot S_1), \right. \\ \left. \frac{1}{Z_1} (p_2 \cos \phi_1^2 + p_3 p_1 - p_1 \cos \phi_1 - \right. \\ \left. - p_2 p_3 \cos \phi_1 \pm S_1) \right] \end{aligned} \quad (14)$$

където

$$Z_1 = p_3^2 + 2p_3 \cos \phi_1 - 1, \quad (15)$$

$$S_1 = \sin \phi_1 \sqrt{(p_2 \cos \phi_1 - p_1)^2 + Z_1}, \quad (16)$$

Векторния контур

$$\vec{R} - \vec{L} - \vec{k} = \vec{d}_2 \quad (17)$$

се проектира върху лъч  $CE$  и лъча перпендикулярен на  $CE$  минаващ през точка  $C$ , от където е получена системата

$$\begin{cases} R \cos \tilde{\phi}_3 - L \cos \phi_4 - k \cos \phi_5 = d_2 \\ R \sin \tilde{\phi}_3 - L \sin \phi_4 - k \sin \phi_5 = 0, \end{cases} \quad (18)$$

която е записана във формата

$$\begin{cases} -L \cos \phi_4 = d_2 - R \cos \tilde{\phi}_3 + k \cos \phi_5 \\ -L \sin \phi_4 = -R \sin \tilde{\phi}_3 + k \sin \phi_5, \end{cases} \quad (19)$$

След повдигане на втора степен и сумиране на двете уравнения и аналогични преобразувания е изведено

$$\begin{aligned} d_2^2 - L^2 - k^2 + R^2 - 2Rk \cos(\phi_5 - \tilde{\phi}_3) - \\ - 2d_2 R \cos \tilde{\phi}_3 - 2d_2 k \cos \phi_5 = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

В горното уравнение са положени

$$p_4 = \frac{d_2^2 - L^2 + k^2 + R^2}{2Rk}; \quad p_5 = \frac{d_2}{k}; \quad p_6 = \frac{d_2}{R} \quad (21)$$

и е получено

$$p_4 - p_5 \cos \tilde{\phi}_3 - p_6 \cos \phi_5 - \cos(\phi_5 - \tilde{\phi}_3) = 0. \quad (22)$$

Това е уравнението на Фройденщайн за контура  $CBDE$ .

Аналогично на формула (14) е изразено

$$\begin{aligned} \phi_5 = \arctan_2 \left[ \frac{1}{\sin \phi_3 Z_2} (p_4 - p_5 \cos \tilde{\phi}_3 \pm p_6 S_2 - \right. \\ \left. - p_4 \cos^2 \tilde{\phi}_3 + p_5 \cos^3 \phi_3 \pm \cos \tilde{\phi}_3 \cdot S_2), \right. \\ \left. - \frac{1}{Z_2} (p_5 \cos \tilde{\phi}_3^2 - p_6 p_4 + p_4 \cos \tilde{\phi}_3 - p_5 p_6 \cos \tilde{\phi}_3 \pm S_2) \right] \end{aligned} \quad (23)$$

където

$$Z_2 = p_6^2 + 2p_5 \cos \tilde{\phi}_3 + 1, \quad (24)$$



$$S_2 = \sin \tilde{\phi}_3 \sqrt{(p_5 \cos \tilde{\phi}_3 - p_4)^2 - Z_2}, \quad (25)$$

От формули (4) и (5) следва

$$\phi_3 = \phi_3 + \alpha_1 = \tilde{\phi}_3 + \alpha_2, \quad (26)$$

от където

$$\tilde{\phi}_3 = \phi_3 + \alpha_1 - \alpha_2. \quad (27)$$

След заместване на формули (27) и (14) в израза (23) се намира функцията на положението  $\phi_5 = \phi_5(\phi_1)$ , която след като се вземат предвид трансформациите (4) и (5) приема вида  $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_1)$ .

Първите предавателни функции се намират след диференциране на уравнения (13) и (22) спрямо  $\phi_1$ .

$$\frac{d}{d\phi_1} [p_1 - p_2 \cos \phi_1 - p_3 \cos \phi_3 + \cos(\phi_1 - \phi_3)] = 0, \quad (28)$$

$$p_2 \sin \phi_1 + p_3 \sin \phi_3 \phi_3' - \sin(\phi_1 - \phi_3) \phi_3' = 0, \quad (29)$$

$$\phi_3' = \frac{[p_2 \sin \phi_1]}{\sin(\phi_1 - \phi_3) - p_3 \sin \phi_3}, \quad (30)$$

$$\frac{d}{d\phi_1} [p_4 - p_5 \cos(\phi_3 + \alpha_1 - \alpha_2) - p_6 \cos \phi_5 - \cos(\phi_5 - \phi_3 - \alpha_1 + \alpha_2)] = 0, \quad (31)$$

$$p_5 \sin(\phi_3 + \alpha_1 - \alpha_2) \phi_3' + p_6 \sin \phi_5 \phi_5' + \sin(\phi_5 - \phi_3 - \alpha_1 + \alpha_2)(\phi_5' - \phi_3') = 0, \quad (32)$$

$$\phi_5' = \frac{\sin(\phi_5 - \phi_3 - \alpha_1 + \alpha_2) - \phi_3' [p_5 \sin(\phi_3 + \alpha_1 - \alpha_2)]}{\sin(\phi_5 - \phi_3 - \alpha_1 + \alpha_2) + p_6 \sin \phi_5}, \quad (33)$$

Вторите предавателни функции са изведени след повторно диференциране на уравнения (13) и (26) и решаване на получените линейни уравнения спрямо  $\phi_3''$  и  $\phi_5''$ .

Понеже във формули (4) и (5)  $\phi_3$  и  $\phi_5$  се различават от  $\varphi_3$  и  $\varphi_5$  с константи, следва че

$$\varphi_3' = \phi_3' \quad \varphi_3'' = \phi_3'' \quad (34)$$

и

$$\varphi_5' = \phi_5' \quad \varphi_5'' = \phi_5''. \quad (35)$$

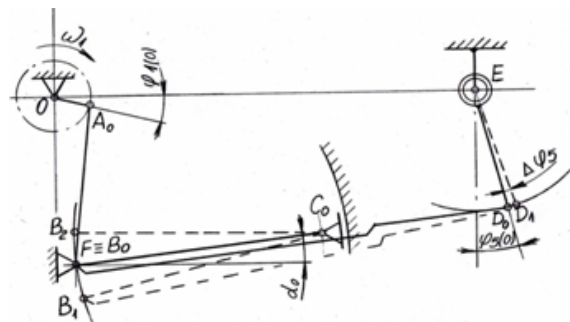
Освен решенията (14) и (23), в литературата например Khurmi et al [4] уравнението на

Фройденщайн се извежда в друга по-популярна форма.

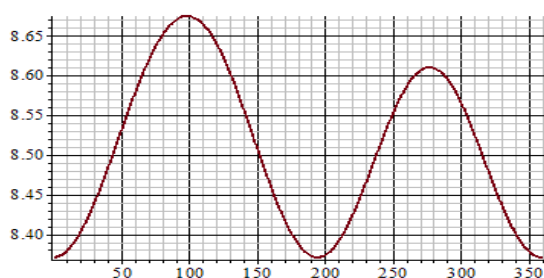
Използвайки горните уравнения е създадена програма, с която се решават уравненията и изчертават графиките, като са използвани данните на реален механизъм.

#### 4. РЕЗУЛТАТИ ОТ КИНЕМАТИЧНИЯ АНАЛИЗ

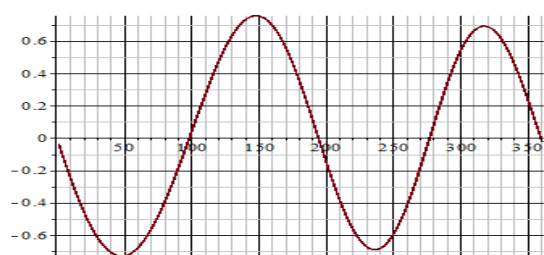
При работа в режим на празен ход, при въртене на входното звено 1 с каквато и да е ъглова скорост, изходящото звено 5, не трябва да извършва никакво движение т.е.  $\omega_5=0$ . Празен ход се реализира, когато, точка  $C$ , ротирайки около точка  $F$ , е заела положение  $C_0$  върху правата  $BD$  и звената 3 и 4 се припокриват. Това положение е показано на Фиг. 3, като за начално е прието положението  $OA_0B_0D_0$ . Ъгълът заключен между правите  $OA_0$  и  $OE$  е означен с  $\varphi_{1(0)}$  и това е началното положение, като посоката на въртене е по часовниковата стрелка. Ъгълът заключен между вертикалната права минаваща през точка  $E$  и правата  $ED_0$  е означен с  $\varphi_{5(0)}$ , а ъгълът между  $BC$  и хоризонталната права минаваща през точка  $F$  е означен с  $\alpha_0$ . Анализът извършен за това положение на точка  $C$  и въртене на звено 1 по часовниковата, с начало точка  $A_0$  е показан на графиките на фиг. 4, 5 и 6. На фиг. 4 е показано изменението  $\varphi_5$  във функция от  $\varphi_1$ . Вижда се, че за едно завъртане на звено 1, ъгълът  $\varphi_5$  два пъти достига максимум, като първата стойност е по-малка от втората. Първата стойност се получава при  $270^\circ$  или  $85^\circ$  от началото (точка  $A_0$ ) и нарастването е  $\Delta\varphi_5=0,26^\circ$ . Вторият пик е при  $100^\circ$  или  $260^\circ$  от началната точка и  $\Delta\varphi_5=0,30^\circ$ .



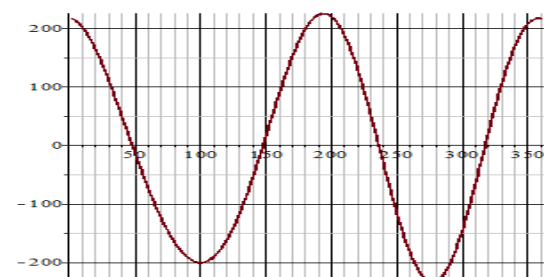
Фиг. 3. Положение на механизма при работа на празен ход



фиг. 4. Функция на положението  $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_1)$ .

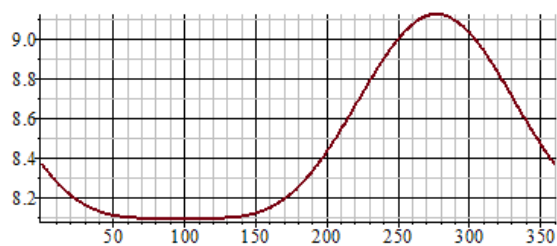


фиг. 5. Графика на ъгловата скорост  $\omega_5 = \omega_5(\varphi_1)$ .

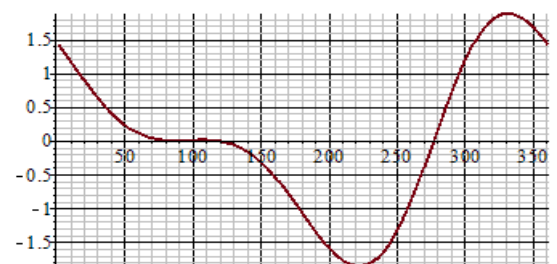


фиг. 6. Графика на ъглово ускорение на изходното звено  $\varepsilon_5 = \varepsilon_5(\varphi_1)$ .

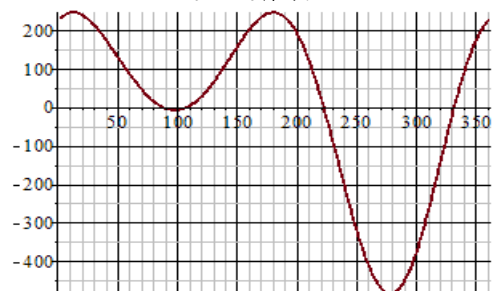
Така за едно завъртане се получават два работни хода на изходящото звено. На фиг. 5 и 6 се виждат скоковете в ъгловата скорост и ускорението. По нататък анализът е извършен при нарастване на ъгъл  $\alpha_0$  със стъпка  $0,5^\circ$ . Вижда се, че първият пик нараства, а вторият намалява не само спрямо първия, но и по абсолютна стойност. На фиг. 7, 8 и 9, са показани графиките на изменение на  $\varphi_5$ ,  $\omega_5$  и  $\varepsilon_5$ , за  $\alpha = \alpha_0 + 3^\circ$ . Установява се, че при  $\alpha = \alpha_0 + 3^\circ$ , вторият пик изчезва т.е.  $\varphi_5$  и  $\omega_5$  са константи, а ускорението е нула. В този случай  $\Delta\varphi_5 = 1,03^\circ$ , следователно, ако ъгълът на заклиняване на механизмите за еднопосочен ход е по голям ще съществува режим на работа на празен ход.



фиг. 7. Функция на положението  $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_1)$ .



фиг. 8. Графика на ъгловата скорост  $\omega_5 = \omega_5(\varphi_1)$ .



фиг. 9. Графика на ъглово ускорение на изходното звено  $\varepsilon_5 = \varepsilon_5(\varphi_1)$ .

Използването на механизми за еднопосочен ход с големи ъгли на заклиняване води до по големи динамични натоварвания особено при режим на работа без изпреварване. Използвайки резултатите от анализа могат да се формулират задачите на синтеза за постигане на празен ход. Освен това се виждат някои преки зависимости като например, за да се получи по-малка стойност на  $\Delta\varphi_5$  трябва да се намали съотношението в дължините между звената 3 и 4.

Импулсни вариатори само с един работен механизъм се изграждат рядко и обикновено работят в режим на изпреварване, така че този ефект на удвояване на импулсите при тях рядко би

създаде негативни явления. Най често импулсните вариатори се проектират с два и повече паралелно работещи механизма. При два и четири паралелно работещи механизма, които са дефазирани на  $180^\circ$  два по два, вторият импулс се припокрива от дефазираният механизъм. Ефектът на удвояване на импулсите е най изразен при три паралелно работещи механизма. Трябва да се има в предвид, че анализът е правен за идеални механизми. При реални механизми, където съществуват хлабини и еластични деформации и при механизмите за еднопосочен ход е наличен сравнително по-голям ъгъл на закливане, този ефект ще бъде незначителен или няма да съществува.

## 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

За да се осъществи режим на работа на празен ход е необходимо да се използват механизми за еднопосочен ход с ъгли на закливане по големи от  $\Delta\varphi_5$ .

Синтезът на механизма трябва да бъде извършен така, че ъгълът  $\Delta\varphi_5$  при работа в режим на празен ход, да има минимални стойности.

### Благодарности

Научните изследвания и резултатите, които са представени в настоящата публикация са финансирани от Вътрешния конкурс на ТУ – София 2012 г. дог. No. 122ПД0020-5.

### Литература

1. **Артоболовский, И.И.** Теория механизмов и машин, – М.: Наука, 1988. – 604 с.
2. **Константинов М.С.**, Теория на механизмите и машините, София, Техника, 1959г. с.
3. **Митрев Р. П.**, Компютърный кинематический анализ шестизвенного механизма для привода рабочих органов строительных и дорожных машин, Теория Механизмов и Машин. 2008. № 1. Том 6, стр. 81-88.
4. **Anis A.**, Simulation of Slider Crank Mechanism Using ADAMS Software, International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS Vol:12 No:04, 2012, pp.108-112.
5. **Delyová I, Frankovský P., Hroncová D.**, Kinematic analysis of movement of a point of a simple mechanism, Modelling of Mechanical and Mechatronic systems 2011, pp. 53-59.
6. **Freudenstein F.**, Approximate Synthesis of Four-Bar Linkages, Trans. ASME, Vol. 77, 1955, pp. 853-861.
7. **Freudenstein F.**, Design of Four-link Mechanisms, PhD Thesis, Columbia University, USA, 1954.
8. **Khurmi, R. S., Gupta J. K.**, Theory of Machines, Eurasia Publishing House, 2008, pp. 1003-1008.
9. **Pennock G. R., Israr A.**, Kinematic analysis and synthesis of an adjustable six-bar linkage, Mechanism and Machine Theory, Vol. 44, (2009), pp. 306–323
10. **Romero G., Féllez J., Martínez L. M., Maroto J.**, Kinematic analysis of mechanism by using bond-graph language, Proceedings 20th European Conference on Modelling and Simulation ECMS, 2006, pp. 59-65.
11. **Shelare S. D., Thakare P. S., Handa C. C.**, Computer Aided Modelling And Position Analysis of Crank And Slotted Lever Mechanism, International journal of scientific & technology research, Vol 1, (5), 2012 pp. 7-10.

## FREE STROKE DETERMINATION OF A SIX-LINK LINKAGE FOR RATCHETING CONTINUOUS VARIABLE TRANSMISSION

Lubomir TSONOV<sup>1</sup> Todor TODOROV<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Machine element and nonmetallic materials department, Technical University-Sofia, Bulgaria  
e-mail: [tsonov@tu-sofia.bg](mailto:tsonov@tu-sofia.bg)

<sup>2</sup>Theory of mechanisms and machines department, Technical University-Sofia, Bulgaria  
e-mail: [tst@tu-sofia.bg](mailto:tst@tu-sofia.bg)

**Abstract:** The paper deals kinematics of six-link mechanism with variable structure and tunable geometry, which is used in the ratcheting continuously variable transmissions (RCTV). The investigation emphasis is at the state of the RCTV called stroke stroke, at which although the input shaft rotates continuously the angular velocity of the output link is zero. Some design solutions have been found that provide free stroke of the mechanism although the lack of ideal kinematic conditions.

**Keywords:** ratcheting continuously variable transmission, kinematic analysis, free stroke



## УСВЪРШЕНСТВАНА ЛОГИСТИЧНА МРЕЖА ЗА ИЗБОР НА ЦЕЛЕСЪОБРАЗНИ ТРАНСПОРТНО-МАНИПУЛАЦИОННИ СХЕМИ

Станислава КИРИЛОВА<sup>1</sup> Симеон СТОЯДИНОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Областна администрация София град

e-mail: st\_mihailova@hotmail.com

<sup>2</sup>катедра „Железопътна техника“, Технически университет - София, България

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

**Резюме:** Представена е усъвършенствана структурата на разработената в [7] логистична мрежа чрез разширяване на изискванията към нея. Тя е модифицирана като еднопродуктова за доставка на товари от един товародател до един товарополучател. Разработени са алгоритми за изчисляване на изходящите параметри на мрежата и технология за нейното изграждане и вземане на оптимално решение.

**Ключови думи:** логистика, transport-handling process, логистична мрежа, модул, себестойност

### 1. ОБЩИ ПОЛОЖЕНИЯ

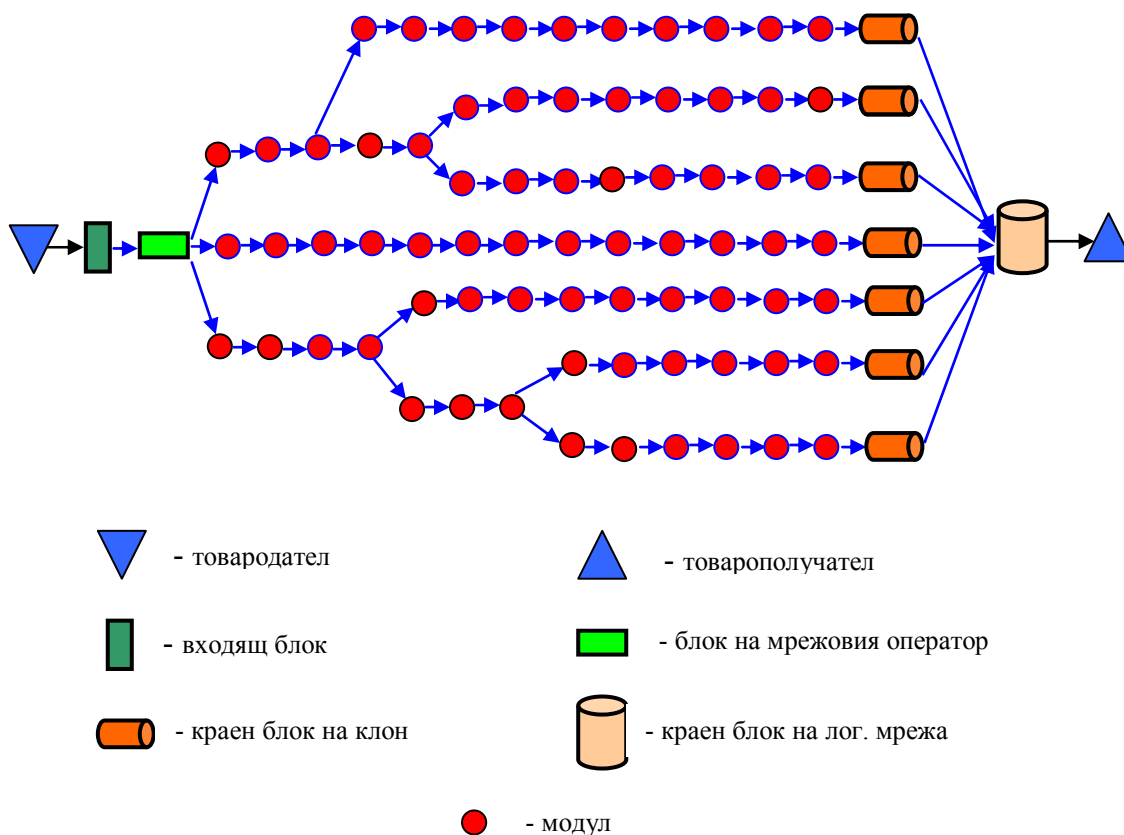
Изборът на целесъобразна транспортно-манипулационна схема е в пряка зависимост от ползването на транспортната инфраструктура. Логистиката е инструмент, чрез който може да се извърши този избор.

В [7] са изложени някои основни елементи на структурата на гъвкава логистична мрежа. Основната идея е намиране на оптимално решение между един товародател и един товарополучател. За намиране на такова решение е предложен балансиран разпределителен еднопродуктов математичен модел на линейното оптимизиране. Моделът решава разпределението от  $m$  товародатели до  $k$  товарополучатели, което противоречи на поставената цел. Не са посочени ограничителни условия като големина на партидата, налични технически ресурси и др. Няма разработени алгоритми на операционните процеси в отделните блокове и модули.

Тук ще бъде представена усъвършенствана структурата на разработената логистична мрежа [7] чрез разширяване на изискванията към нея. Тя ще бъде модифицирана като еднопродуктова за доставка на товари от един товародател до един товарополучател. Ще бъде бъдат представени алгоритми за изчисляване на изходящите параметри на мрежата и технология за нейното изграждане и вземане на оптимално решение.

Допълнителните изисквания към мрежата могат да се обобщят в следното:

- да има линейна дървовидна структура, съставена от клонове, модули и блокове;
  - да е ориентирана за реализация на ТМП между два крайни пункта в пространството;
  - да е отворена система;
  - да се разработва за един вид товар, съответно за една партида;
  - да има възможност, да се самоусъвършенства чрез съхраняване на базата от данни при различни задачи;
  - да създаде условия за визуализация на процеса в реално и мащабно време;
  - при изчерпване на ресурс в един от клоновете на мрежата да дава възможност за прехвърляне на част от пратката в друг клон.
- При използване на логистичната мрежа за вземане на целесъобразно решение са възможни два случая – превозвачът е един и реализира ТМП със собствени транспортни средства (напр. с автомобилен транспорт от товародател до товарополучател или в отделни елементи на мрежата) и спедиционна фирма, която използва различни превозвачи.
- в първия случай параметрите на отделните модули се определят на базата на себестойността на превозите;
  - във втория случай параметрите на отделните модули се определят на базата на тарифните цени, предлагани от отделните участници в ТМП.



фиг.1 Графичен модел на структурата на гъвкава модулна логистична мрежа

На фиг.1 е показан графичният модел на структурата на логистичната мрежа. Видно е, че логистичната мрежа е съставена от клонове, модули и блокове.

## 2.2. Входящ блок

Входящият блок [7] съдържа началната информация, която се получава от товародателя (клиента). В него се създава база от данни, които отразяват изискванията на товародателя и на характерните особености на товара. В най-общ вид съдържанието на входящия блок е показан на фиг.

## 2.3. Блок на мрежовия оператор

Логистичната мрежа се поддържа и управлява от мрежов оператор. Той систематизира базата данни от входящия блок и ги привежда в база данни, подходяща за ползване по вид и форма, като същевременно генерира клоновете на ло-

гистичната мрежа и при необходимост създава условия и данни за реализиране на ТМП. При реализация на оптимизационната процедура той взема решение за намеса в елементите на структурата на логистичната мрежа. Общият вид на съдържанието на блока на мрежовия оператор е показан на фиг.3. Мрежовият оператор създава, актуализира и допълва базата от данни за всеки елемент от логистичната мрежа. Чрез нея той може да структурира всеки клон и същевременно да взема оперативни решения.

## 2.4. Модули

### 2.4.1. Общи положения

Модулите в логистичната мрежа осигуряват оразмеряване на дейността, която представляват. Основно изискване към всеки модул е, структурата на изходящата база от данни от всеки модул да е напълно идентична с тази от входящата база от данни на другите модули. Това позволява купли-

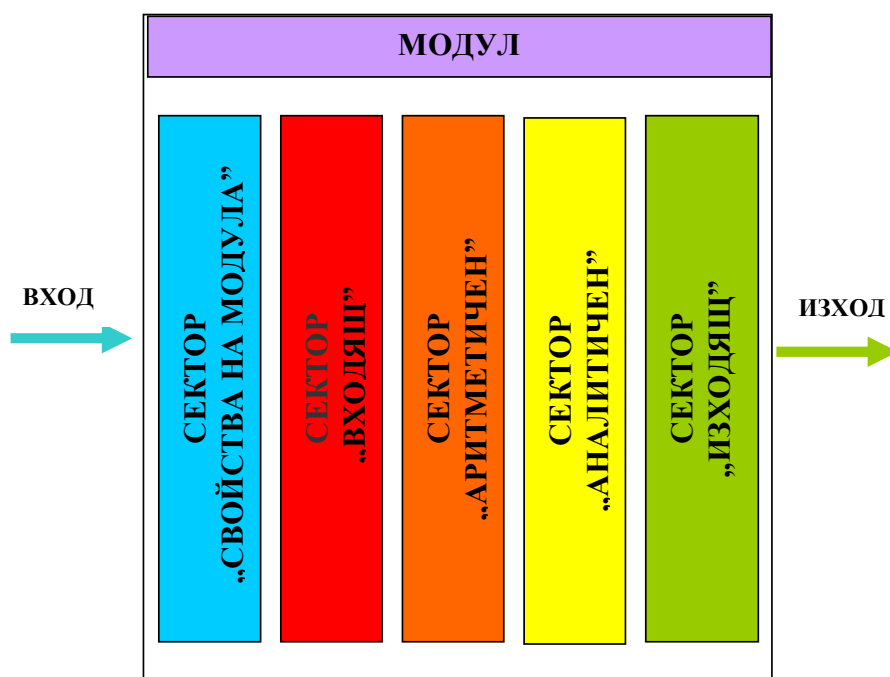
ране (съединяване) между тях и конструиране на различна структура в зависимост от конкретните условия, т.е. входящите параметри на модула са съвместими и се получават от предходния блок или модул. Общият вид на един модул е показан на фиг. 4. Както се вижда, модулът е съставен от 5 сектора и върху него въздействат управляеми и неуправляеми параметри.

<b>ВХОДЯЩ БЛОК</b>
<ol style="list-style-type: none"><li>1. Вид на товара (пратката)</li><li>2. Транспортно-манипулационна характеристика на товара</li><li>3. Количество на пратката - Q</li><li>4. Маса на единица товар - q</li><li>5. Адрес на товародателя и на товарополучателя</li><li>6. Максимален срок на доставка на пратката – <math>T_{max}</math></li><li>7. Максимални/минимални стойности на ресурсите за реализация на транспортно-манипулационния процес – <math>R_{min}/R_{max}</math></li><li>8. Критерий за оценка</li><li>9. Други особени изисквания към транспортно-манипулационни процес</li></ol>

фиг. 2. Общ вид на съдържанието на входящ блок

<b>БЛОК НА МРЕЖОВИЯ ОПЕРАТОР</b>
<ol style="list-style-type: none"><li>1. Вид на товара (пратката)</li><li>2. Транспортно-манипулационна характеристика на товара</li><li>3. Изисквания за уедрена товарна единица</li><li>4. Количество на пратката - Q</li><li>5. Маса на единица товар - q</li><li>6. Необходима площ за единица товар – f</li><li>7. Адрес на товародателя</li><li>8. Адрес на товарополучателя</li><li>9. Максимален срок на доставка на пратката - <math>T_{max}</math></li><li>10. Минимални/максимални стойности на ресурсите за реализация на транспортно-манипулационния процес <math>\Pi_{min} / \Pi_{max}</math></li><li>11. Други особени изисквания към транспортно-манипулационни процес</li><li>12. Определяне на критерия за оценка</li><li>13. Съставяне на броя и на вида на клоновете на логистичната мрежа</li><li>14. Определяне на управляемите параметри на системата</li><li>15. Определяне на неуправляемите параметри на системата</li><li>16. При необходимост създаване на нови елементи в структурата на логистичната мрежа</li><li>17. Определяне на допълнителни показатели при определяне на оптимален вариант</li><li>18. Определяне на метода на оптимизационната процедура</li><li>19. Извършване на оперативни корекции в реализацията</li><li>20. Други специфични дейности за всяка оперативна задача</li></ol>

фиг. 3. Общият вид на съдържанието на блока на мрежовия оператор



фиг.4 Общ вид на модул

В конфигурацията на един клон на логистичната мрежа може да се съдържат няколко модула от един вид (най-често това са транспортните модули в отделен етап на реализация на ТМП).

Всеки модул съдържа сектор със собствените му параметри и възможности за реализация.

В зависимост от спецификата на ТМП и условията за доставка тези параметри могат да променят своето съдържание. С индекс  $i$  е означен поредния номер на клона на логистичната верига, с индекс  $j$  – номера на вида на модула и с индекс  $k$  – поредния номер на ползване на  $j$ -тия модул в клона.

- Сектор “Параметри на модула” – съдържа параметрите и възможностите на модула (налични транспортни средства по вид и параметри, производителност на модула, възможности за реализация на задачата и т.н.) – фиг. 5;

- Сектор “Входящ” – информацията, която се получава на входа на модула (параметрите на товара, текущото време, текуща цена на реализацията на пратката) – фиг. 6;

- Сектор “Аритметичен” – в него на база на входящата информация и параметрите на модула се извършват изчисления и се създава изходна база от данни за състоянието на модула след реали-

зация на предвидените ТМП (цена на услугата, изразходван ресурс на изпълнението, текуща стойност на продължителността на ТМП и др.). В зависимост от целесъобразността може да се извършва локална оптимизационна процедура (оптимално подреждане на товарните единици, укрепване и др.)– фиг. 7;

- Сектор “Аналитичен” – извършва проверка на възможностите за реализация на вида дейност (спазване на ограниченията, недостиг на ресурс, строителни и транспортни габарити и други подобни). В него може да се получи информация за невъзможност ТМП да се реализира. Тогава действието на клона се прекратява и информацията се изпраща в крайния блок на клона – фиг. 8.

- Сектор “Изходящ” – систематизира изходящата информация (входяща и трансформирана в модула). В изходящата информация се показва натрупването на ресурс на всеки етап от технологичния процес – фиг.9.

#### 2.4.2. Основни видове модули

Тук са изложени посочените в [7] основни модули, като са систематизирани изискванията към модулите “Железопътен транспорт” и “Автомобилен транспорт”.



СЕКТОР „ПАРАМЕТРИ НА МОДУЛА”
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Вид на товара</li> <li>2. Маса на единица товар - <math>q</math></li> <li>3. Количество на товара - <math>Q</math></li> <li>4. Транспортно-манипулационна характеристика на товара</li> <li>5. Производителност/преработвателна възможност - <math>Pr</math></li> <li>6. Вид и параметри на техническите средства, с които разполага модула</li> <li>6. Ресурс от техн. средства по видове - <math>N_{рес}</math></li> <li>7. Вместимост (складове, козовози) - <math>F, L</math></li> <li>8. Цена на единица продукция - <math>c^{ysl}</math></li> <li>9. Продължителност на единица услуга - <math>t^{изп}</math></li> <li>10. Транспортни и складови габарити</li> <li>11. Други специфични особености на модула</li> </ol>

фиг. 5 Сектор “Параметри на модула”

СЕКТОР „ВХОДЯЩ”
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Вид на товара</li> <li>2. Маса на единица товар - <math>q</math></li> <li>3. Количество на товара - <math>Q</math></li> <li>4. Транспортно-манипулационна характеристика на товара</li> <li>5. Максимален срок за реализация - <math>T_{max}</math></li> <li>6. Минимален/максимален ресурс за реализация на услугата - <math>C_{max}/C_{min}</math></li> <li>7. Текущо време на входа - <math>T_{ijk}^{vx}</math></li> <li>8. Текуща цена на входа - <math>C_{ijk}^{vx}</math></li> <li>9. Свободни позиции за друга информация</li> </ol>

фиг.6 Сектор “Входящ”

СЕКТОР „АРИТМЕТИЧЕН”
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Цена на услугата - <math>C_{ijk}^{ysl} = Q \cdot c_{ijk}^{ysl}</math></li> <li>2. Текуща цена на услугата - <math>C_{ijk}^{изх} = C_{ijk}^{vx} + C_{ijk}^{ysl}</math></li> <li>3. Текущ срок на изпълнение - <math>T_{ijk}^{изх} = T_{ijk}^{vx} + Q \cdot t_{ijk}^{изп}</math></li> <li>4. Друга оптимизационна процедура</li> </ol>

фиг.7 Сектор “Аритметичен”

СЕКТОР „АНАЛИТИЧЕН”
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Изпълнение на изискването за максимален срок на услугата - <math>T_{ij}^{изх} \leq T_{max}</math></li> <li>2. Изпълнение на изискването за максимална цена на услугата - <math>C_{ij}^{изх} \leq C_{max}</math></li> <li>4. Наличие на необходим ресурс от технически средства - <math>N_{нал} \leq N_{рес}^{необх}</math></li> <li>4. Други ограничаващи условия</li> </ol>

фиг.8 Сектор “Аналитичен”

- Модул “**Формиране/разформиране на товарна единица**” – определя ресурсите, необходими за реализиране на определените от товародателя и мрежовия оператор начини за формиране/разформиране на товарните единици на една пратка.

- Модул “**Складиране**” – определя параметрите на складовите процеси в зависимост от вида и параметрите на складовата структура. Отчита продължителността на престоя на товара, в зависимост от необходимостта да се формира пратка с определени параметри.

- Модул “**Натоварване, разтоварване или претоварване**” – по същество това са три идентични по функции модули. В зависимост от изискванията на товародателя или на мрежовия

оператор се определят параметрите на манипулационните процеси при избраната технология.

СЕКТОР „ИЗХОДЯЩ”
1. Вид на товара
2. Маса на единица товар - $q$
3. Количество на товара - $Q$
4. ТМ характеристика на товара
5. Максимален срок за реализация - $T_{\max}$
6. Максимална цена на услугата - $\Pi_{\max}$
7. Текущо време на изхода на модула - $T_{ij}^{\text{изх}} = T_{ijk}^{\text{изх}}$
8. Текуща цена на изхода - $\Pi_{ij}^{\text{изх}} = \Pi_{ijk}^{\text{изх}}$
9. Информация за състоянието на клона - при изпълнение на условията от сектор „Аритметичен” – преминава се към реализация на следващия модул; - при неизпълнение на едно от условията от сектор „Аритметичен” – изпълнението на клона се прекратява
10. Свободни позиции

фиг. 9. Сектор “Изходящ”

- Модул “**Железопътен транспорт**” – определя ресурсите, необходими за реализиране на транспортната услуга. Мрежовият оператор определя възможните конкурентни трасета, вида на използваните вагони, необходимият им брой. Тук е възможно да се извършва локална оптимизация за начина на подреждане на товара и методите за укрепването им. При транспортирането на товари със специално предназначение е възможно да се осигурява допълнителна охрана. Най-често използваните показатели са транспортно разстояние, цена на транспортната услуга, продължителност на процеса, възможност за реализация.

- Модул „**Автомобилен транспорт**” - определя ресурсите, необходими за реализиране на транспортната услуга. Мрежовият оператор определя реално приложимите конкурентни трасета и вида на използваните автомобили. Тук е възможно да се извършва локална оптимизация

за начина на подреждане на товара в транспортните средства и методите за укрепването им. Както в предходния модул, най-често използваните показатели са транспортно разстояние, цена на транспортната услуга, продължителност на процеса, възможност за реализация. Характерно при този модул е възможностите за превоз на автомобилните возила чрез интермодален транспорт при наличие или не на влекач и водач.

- Модул „**Речен транспорт**”, модул „**Морски транспорт**”, модул „**Въздушен транспорт**” – тези модули имат същата характеристика както модулите „Железопътен транспорт” и „Автомобилен транспорт”. Характерно за първите два е възможността за ползване на фериботни услуги. Тук те не са обект на разработване.

## 2.5. Краен блок на клон на логистичната мрежа

Усъвършенстваният общ вид на краен блок на логистичната мрежа е показан на фиг.10. В него са изложени всички показатели на логистичния клон и техните числени и логични стойности след получаване на пратката в крайния получател [7]. Той е съставен от четири сектора – входяден, аритметичен, аналитичен и изходен.

Входящият сектор получава информацията, която се съдържа в изходящия сектор на последния модул на логистичната мрежа. (параметрите на товара, текущото време, текуща стойност на изразходвания ресурс при реализацията на пратката и др.).

В аритметичния сектор се извършват окончателните изчисления за параметрите на съответния клон на логистичната мрежа, като се отчитат и оперативни данни от мрежовия оператор.

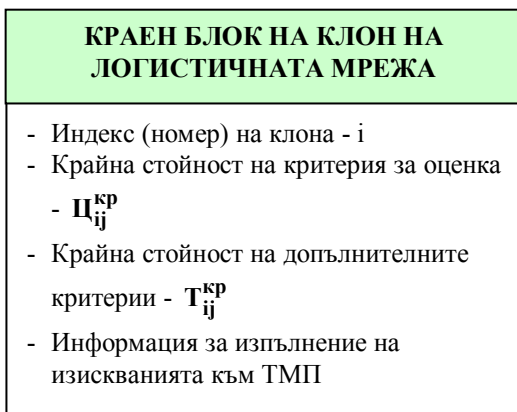
В аналитичния сектор се извършва сравнение на данните от входящия сектор на блока с поставените изисквания към ТМП. Тук се отчитат всички числени и булеви стойности на ТМП. Определя се, дали даден клон е изпълнил поставената задача да достави пратката или в някой етап на процеса са нарушени ограничителните условия, или се е появил недостиг на ресурс (недостиг на транспортни средства, недостиг на превозна възможност, ограничения от транспортен или строителен габарит и т.н).

В изходния информационен сектор се систематизират данните от сравнителния сектор и се подреждат по предварително определен начин.

## 2.6. Краен блок на логистичната мрежа

В него се получават данните от всички крайните блокове на клоновете на логистичната мрежа. Той е съставен от два сектора - сравнителен и информационен [7].

В сравнителния сектор се извършва съпоставяне по числените или логичните показатели на всички клонове на логистичната мрежа и се определя оптималния/оптималните вариант/и на доставка на пратката съгласно избрания критерий.



Фиг. 10. Общ вид на краен блок на клон на логистичната мрежа

В информационния сектор се систематизират и подреждат по предварително определена методика показателите от всички клонове. Най-често това са числените стойности на критерия за оптималност, следвани от ограничаващите условия, някои специфични изисквания и др.

Въз основа на тези данни мрежовият оператор определя оптималния начин за реализация на ТМП от товародател до товарополучател. При определени условия мрежовият оператор може да предложи, изпълнението на поръчката да се изпълни при близка до оптималната, при съобразяване на други вторични показатели (напр. изпълнение в условия на риск).

Предложената усъвършенствана логистична мрежа е отворена и позволява непрекъснато усъвършенстване и разширяване на възможностите. Тя дава възможност, при наличието на GPS сис-

теми и подходящ софтуер да се осъществи оперативно следене и контрол на избраната транспортна схема в реално или мащабно време и в реално време да се разгледат голям брой възможни решения и да се избере оптималното от тях, като се използва компютърна конфигурация.

Целесъобразно е изграждането на мощни софтуерни продукти за взимане на оптимално решение, което в определени случаи може да стане автоматизирано и конструиране на база данни с натрупване от предходни ситуации;

## 3. Технология на създаване и реализация на логистична мрежа

Технологията за създаване на логистичната мрежа и вземане на оптимално решение в най-общи линии е следната:

- в логистичния център се получава заявка за превоз от товародател;

- мрежовият оператор систематизира информацията и при необходимост изисква допълнителна такава;

- мрежовият оператор конструира краен брой реално възможни и целесъобразни клонове на логистичната мрежа, които да удовлетворяват изискванията на товародателя;

- мрежовият оператор зарежда модулите във всеки клон с вътрешна информация (наличен ресурс, разходни норми, продължителност на процеса, стойност на процеса и т.н.);

- начиная от входящия модул на всеки клон се извършват всички изчисления до крайния блок;

- всички клонове, които не могат да удовлетворят началните изисквания (недостиг на ресурс, на складова вместимост, на превозна възможност, превишаване на лимита от време за изпълнение на ТМП до товародателя, превишаване на лимита от средства за реализация на ТМП и т.н.) се изключват от крайното решение;

- всички клонове, които удовлетворяват изискванията, се сравняват по критерия за оптималност и се определя оптималният вариант. Тук е възможно да има повече от един клон с еднакви или близки стойности на критерия за оптималност. Мрежовият оператор може да използва вторични критерии за оценка;

- в крайния блок на логистичната мрежа параметрите на оптималния логистичен клон се систематизират от мрежовия оператор;

- за оптималния клон мрежовият оператор разработва технологията за изпълнение на ТМП от товародател до товарополучател.

#### Литература

1. Баджева, С., Б. Матеева, А. Маринова, В. Василев, Т. Стоев, С. Пенева-Григорова. Как се пресмята себестойността на логистичното обслужване. Сп. „Логистика” 2010г., София
2. Димитров, С. Теоретични основи на логистиката. Сп. „Диалог”, 2.2007г., София.
3. Дрожжин А.И. Логистика. Изд. МИЭМП, 2010
4. В.А. Камышников. Введение в логистику - Монография. Томск. Журнал "Самиздат". 2005.

5. Канке А., И. Кошечая. Логистика. Издательство КноРус. 2011
6. Логистиката в променящия се свят - Том 1 (под редакцията на Павел Димитров), С. Българска асоциация по логистика (БАЛ), 1994.
7. Мартинов С., Е. Станоева, С. Стоядинов, Д. Дичев. Основни принципи за изграждане на гъвкава модулна мрежа на логистично оптимизиране. Созопол, Научна конференция „БулТранс 2011”, 2011.
8. Миронова, М., Миронов, К. Логистиката като наука и приложението ѝ в строителството.
9. Смехов А. А. Основы транспортной логистики: Учеб. для вузов. М.: Транспорт, 1995. - 197 с.
10. Смехов А.А. Логистика, Транспорт и экономика. М. 1988

## IMPROVED LOGISTICS SYSTEM FOR THE SELECTION OF EXPEDIENT TRANSPORT-MANIPULATION SCHEMES

Stanislava KIRILOVA<sup>1</sup> Simeon STOYADINOV<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Sofia town District Administration  
e-mail: st\_mihailova@hotmail.com

<sup>2</sup>Railway technics department, Technical University-Sofia, Bulgaria  
e-mail: simeons@tu-sofia.bg

**Abstract:** Presented is an improved structure of the developed in logistics network [7] by extending the requirements to it. It has been modified as a delivery of freights from one freighter to one receiver. Algorithms have been developed for calculating the output parameters of the network as well as a technology for its building and making an optimal decision.

**Keywords:** logistics, logistics network, transport-handling process, module, prime cost.

## МАТРИЧНА КИНЕМАТИКА НА ЕДНОМОТОРЕН ЕДНОМЕСТЕН САМОЛЕТ В 3D ПРОСТРАНСТВОТО

Добрин СЕЙЗИНСКИ

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

**Резюме:** В тази работа се изследва кинематиката на лек едномоторен едноместен самолет в пространството, с методите на матричната механика [1,2]. Обоснован е броят и са избрани телата, от които е съставен кинематичния модел на лек едномоторен едноместен самолет. Избрано е положението на неподвижно свързаните с телата координатни системи. Дефинирани са векторите на обобщените координати. Съставени са матриците на трансляция и на ротация на координатните системи. Изведени са радиус - векторите на центровете на масите в свързаните и в глобалната координатни системи. Изведени са формули за линейните скорости на масовите центрове на възлите на самолета в глобалната координатна система и ъгловите скорости на телата в свързаните координатни системи. Получените формули се използват за изследване кинематиката, динамиката и трептенията на лек едномоторен едноместен самолет с 13 степени на свобода.

**Ключови думи:** матрична механика, кинематика, линейна, ъглова, скорост, самолет.

### 1. КИНЕМАТИЧЕН МОДЕЛ

От познатата литература не са известни формули за определяне на кинематиката на самолет и неговите части в тримерното пространство. Известни са формули за кинематика на автомобил и мотокар [3,4] при пространствено изследване динамиката и трептенията им. На фиг.1 е дадена схема на лек самолет, за който: 1 - корпус, 2 – витло – моторна група, 3 –седалка.

В статията са направени следните означения:  $O_0x_0y_0z_0$  - отправна координатна система (ОКС), която съгласно авиационните стандарти се нарича свързана КС,  $O_i x_i y_i z_i$ , ( $i= 1, 2, 3$ ) – локална координатна система (ЛКС) неподвижно свързана с  $i$ -тото тяло,  $\mathbf{R}_{O_i}^0 = [x_i \ y_i \ z_i]^T$  - радиус - вектор на положението на началото  $O_i$  на  $i$ -тата ЛКС в ОКС,  $\mathbf{R}_{C_i}^0 = \mathbf{A}_i^0 \cdot \mathbf{r}_{C_i}$  - радиус - вектор на положението на центъра на тежестта (ЦТ)  $C_i$  на  $i$ -тото тяло в ЛКС,  $\mathbf{r}_{C_i} = [l_{C_i x_i} \ l_{C_i y_i} \ l_{C_i z_i} \ 1]^T$  - радиус - вектор на положението на ЦТ  $C_i$  на  $i$ -тото тяло в  $i$ -тата ЛКС,  $\mathbf{A}_i^0$  - матрица на преход на  $i$ -тото тяло към ОКС,  $\mathbf{A}_i^{i-1}$  - матрица на преход на  $i$ -тата към  $(i-1)$ -та ЛКС,  $\mathbf{U}_i^{i-1}$  - матрица на ротация от  $i$ -тата към  $(i-1)$ -та ЛКС,  $\mathbf{V}_{C_i}$  - вектор на линейната

скорост на  $i$ -тия масов център,  $\mathbf{\Omega}_i^i$  - вектор на ъгловата скорост на  $i$ -тото тяло в свързаната с него ЛКС.



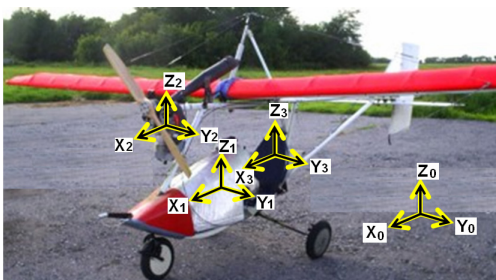
фиг. 1 Схема на възлите на автомобила

Кинематичният модел на самолета включва 3 тела – корпус на самолета, двигател с вътрешно горене и седалка на пилота. Основен източник на принудени трептения на самолета са двигателя с вътрешно горене и неравностите на пътеката за излитане и кацане, а при летене - само двигателя и въздушните пориви. Двигателят е монтиран на корпуса на самолета и предава принудени трептения на последния. Пилотът се моделира като твърдо тяло. Седалката на пилота се моделира като еластичен елемент, който осигурява една относителна степен на свобода спрямо корпуса на самолета. Затова кинематичния модел на самолета е съставен от тези три тела. Наложените

връзки на телата са холономни и стационарни и определят 13 степени на свобода, дефинирани чрез обобщени координати. Векторът на обобщените координати, записан в матричен вид, е:

$$\mathbf{q} = [x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1} \ x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_{x2} \ \theta_{y2} \ \theta_{z2} \ z_3]^T \quad (1)$$

Където:  $x_i, y_i, z_i$  са линейни премествания по осите  $O_i x_i, O_i y_i, O_i z_i$ ;  $\theta_{x_i}, \theta_{y_i}, \theta_{z_i}$  са малки ( $< 6^\circ$ ) ъгли завъртания около осите  $O_i x_i, O_i y_i, O_i z_i$ .



фиг. 2 Схема на координатните системи

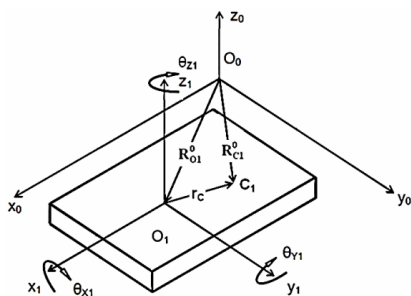
Телата корпус 1 и витло – моторна група 2 са по шест степени на свобода - три трансляции по координатните оси и три ротации около последните. Тяло 3 пилот е с една степен на свобода - трансляция по една ос.

## 2.ЛИНЕЙНА СКОРОСТ НА ЦЕНТЪРА НА ТЕЖЕСТТА И ЪГЛОВА СКОРОСТ НА ТЕЛАТА

### 2.1 Тяло 1 – корпус на лекия самолет

Векторът на обобщените координати на корпуса (фиг.3) има вида:

$$\mathbf{q} = [x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1}]^T \quad (2)$$



фиг. 3 Схема на координатните системи на корпуса на лекия самолет

Матрицата на трансформация от ЛКС  $O_1 x_1 y_1 z_1$ , към ОКС  $O_0 x_0 y_0 z_0$ , е равна на:

$$\mathbf{A}_1^0 = \mathbf{A} t_1^0 \cdot \mathbf{A} u_1^0 \quad (3)$$

където

$$\mathbf{A} t_1^0 = \begin{bmatrix} 0 & [\mathbf{R}_{O1}^0]_{3 \times 1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{R}_{O1}^0 = [x_1 \ y_1 \ z_1]^T \quad (5)$$

$$\mathbf{A} u_1^0 = \begin{bmatrix} [\mathbf{U}_1^0] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

При малки ъгли на ротация приемаме, че  $\sin \theta = \theta, \cos \theta = 1$  и матрицата на ротация има вида:

$$\mathbf{U}_1^0 = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z1} & \theta_{y1} \\ \theta_{z1} & 1 & -\theta_{x1} \\ -\theta_{y1} & \theta_{x1} & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

За  $\mathbf{A}_1^0$  се получава израза:

$$\mathbf{A}_1^0 = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z1} & \theta_{y1} & x_1 \\ \theta_{z1} & 1 & -\theta_{x1} & y_1 \\ -\theta_{y1} & \theta_{x1} & 1 & z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Радиус - векторът на ЦТ  $C_1$  на корпуса в ЛКС  $O_1 x_1 y_1 z_1$  е равен на:

$$\mathbf{r}_{C1} = [l_{C1x1} \ l_{C1y1} \ l_{C1z1} \ 1]^T \quad (9)$$

Радиус - векторът на ЦТ  $C_1$  на купето в ОКС  $O_0 x_0 y_0 z_0$  е равен на:

$$\mathbf{R}_{C1}^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{r}_{C1} \quad (10)$$

Линейната скорост  $\mathbf{V}_{C1}^0$  на центъра на тежестта  $C_1$  на корпуса в КС  $O_0 x_0 y_0 z_0$  е равна на:

$$\begin{aligned} \mathbf{V}_{C1}^0 &= \frac{d\mathbf{R}_{C1}^0}{dt} = \\ &= \frac{\partial \mathbf{R}_{C1}^0}{\partial x_1} \mathbf{v}_{x1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C1}^0}{\partial y_1} \mathbf{v}_{y1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C1}^0}{\partial z_1} \mathbf{v}_{z1} + \\ &+ \frac{\partial \mathbf{R}_{C1}^0}{\partial \theta_{x1}} \mathbf{w}_{x1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C1}^0}{\partial \theta_{y1}} \mathbf{w}_{y1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C1}^0}{\partial \theta_{z1}} \mathbf{w}_{z1} \end{aligned} \quad (11)$$

където:  $\mathbf{W}_{x1}; \mathbf{W}_{y1}; \mathbf{W}_{z1}$  е съответно ъглова скорост по ос  $x, y, z$  на ЛКС на тяло 1.

Векторът на абсолютната ъглова скорост на  $i$ -то тяло  $\mathbf{W}_i^i$ , проектиран върху осите на ЛКС  $O_i X_i Y_i Z_i$ , се изчислява с уравнението:

$$\mathbf{W}_1^1 = \mathbf{A}_{z1}^T \cdot \mathbf{A}_{y1}^T \cdot \mathbf{W}_{x1}^1 + \mathbf{A}_{z1}^T \cdot \mathbf{W}_{y1}^1 + \mathbf{W}_{z1}^1, \quad (12)$$

където:

$$\mathbf{W}_{1x1} = \begin{bmatrix} \mathbf{W}_{x1} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{W}_{1y1} = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{W}_{y1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{W}_{1z1} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \mathbf{W}_{z1} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$\mathbf{A}_{z1} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{z1} & -\sin\theta_{z1} & 0 & 0 \\ \sin\theta_{z1} & \cos\theta_{z1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (14)$$

$$\mathbf{A}_{y1} = \begin{bmatrix} \cos\theta_{y1} & 0 & \sin\theta_{y1} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin\theta_{y1} & 0 & \cos\theta_{y1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

## 2.2 Тяло 2 – витло – моторна група

Векторът на обобщените координати на тялото е равен на:

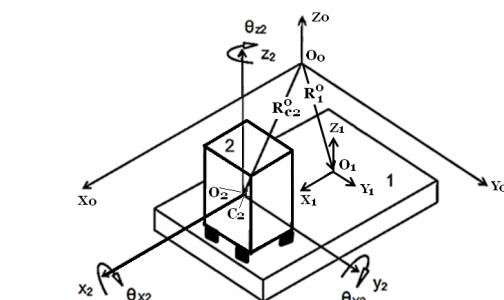
$$\mathbf{q}_2 = [x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_{x_2} \ \theta_{y_2} \ \theta_{z_2}]^T \quad (15)$$

Тъй като центърът  $O_2$  (фиг.4) на ЛКС  $O_2 x_2 y_2 z_2$  съвпада с центъра на тежестта  $C_2$  на двигателя, линейната скорост на масовия център на витло – моторната група е равна на:

$$\mathbf{V}_{C02} = \frac{\partial \mathbf{R}_{C02}}{\partial x_2} \mathbf{v}_{x2} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C02}}{\partial y_2} \mathbf{v}_{y2} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C02}}{\partial z_2} \mathbf{v}_{z2} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C02}}{\partial \theta_{x_2}} \mathbf{w}_{x2} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C02}}{\partial \theta_{y_2}} \mathbf{w}_{y2} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C02}}{\partial \theta_{z_2}} \mathbf{w}_{z2} \quad (16)$$

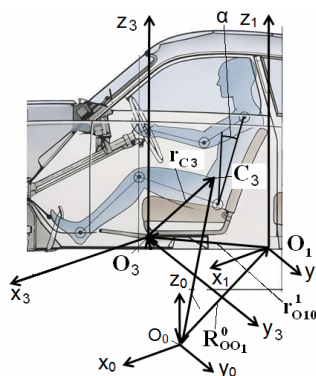
Векторът на ъгловата скорост на тяло 2 в свързаната КС  $O_2 x_2 y_2 z_2$  е равен на:

$$\mathbf{W}_2^2 = \mathbf{A}_{z2}^T \cdot \mathbf{A}_{y2}^T \cdot \mathbf{W}_{x2}^2 + \mathbf{A}_{z2}^T \cdot \mathbf{W}_{y2}^2 + \mathbf{W}_{z2}^2 \quad (17)$$



Фиг. 4 Схема на координатните системи на витло – моторна група

## 2.3 Тяло 3 – пилот



Фиг. 5 Схема на координатните системи на седалка и пилота

Седалката (фиг. 5) е монтирана неподвижно към корпуса. Приема се, че пилотът се движи транслационно по ос  $O_3 z_3$ . Векторът на обобщените координати на тялото 3 е равен на:

$$\mathbf{q}_3 = [z_3] \quad (18)$$

Вектор на положението на масовия център - точка  $C_3$  - в отправна координатна система.

$$\mathbf{R}_{C3}^0 = \mathbf{A}_3^0 \cdot \mathbf{r}_{C3}, \quad (19)$$

където

$$\mathbf{r}_{C3} = [l_{C3x3} \ l_{C3y3} \ l_{C3z3} \ 1]^T \quad (20)$$

Матрица на преход от ЛКС на тяло 3 към ОКС  $O_0 x_0 y_0 z_0$  е от вида:

$$\mathbf{A}_3^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_3^1 \quad (21)$$

където

$$\mathbf{A}_3^1 = \mathbf{A}_{t3^*}^1 \cdot \mathbf{A}_{u3^*}^1 \cdot \mathbf{A}_{t3^*}^3 \quad (22)$$

$$\mathbf{A}t_{3*}^1 = \begin{bmatrix} 0 & [\mathbf{R}_{3*}^1]_{3 \times 1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$\mathbf{R}_{3*}^1 = [l_{x10*} \ l_{y10*} \ l_{z10*}]^T \quad (24)$$

$$\mathbf{A}u_{3*}^1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \alpha_{y10*} \\ 0 & 0 & 0 \\ -\alpha_{y10*} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (25)$$

Ъгълът  $\alpha_{y3*}$  е ъгъл на наклона на облегалката към седалката.

$$\mathbf{A}t_{3*}^3 = [0 \ 0 \ z_{10*}]^T \quad (26)$$

Линейната скорост на масовия център  $C_3$  на пилота е равна на:

$$\begin{aligned} \mathbf{V}_{C03} = & \frac{\partial \mathbf{R}_{C03}}{\partial x_1} \mathbf{V}_{x1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C03}}{\partial y_1} \mathbf{V}_{y1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C03}}{\partial z_1} \mathbf{V}_{z1} + \\ & + \frac{\partial \mathbf{R}_{C03}}{\partial \theta_{x1}} \mathbf{W}_{x1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C03}}{\partial \theta_{y1}} \mathbf{W}_{y1} + \frac{\partial \mathbf{R}_{C03}}{\partial \theta_{z1}} \mathbf{W}_{z1} + \\ & + \frac{\partial \mathbf{R}_{C03}}{\partial z_3} \mathbf{V}_{z3} \end{aligned} \quad (27)$$

Векторът на ъгловата скорост в свързаната с тялото КС  $O_3x_3y_3z_3$ ,

$$\mathbf{W}_3^3 = \mathbf{W}_1^1 \quad (28)$$

### 3. ИЗВОД

## MATRIX KINEMATICS OF THE A LIGHT SINGLE-ENGINE SINGLE-SEAT AIRCRAFT IN THE TREE-DIMENSIONAL SPACE

Dobrin SEYZINSKI

Department of transport and aircraft equipment and technologies ", Technical university – Sofia, branch Plovdiv, Bulgaria  
e-mail: [dobsey@tu-plovdiv.bg](mailto:dobsey@tu-plovdiv.bg)

**Summary:** This article explores the kinematics of a light single-engine single-seater aeroplane in space with the methods of matrix mechanics [1,2]. The number of subjects and the subjects of which the kinematic model of a light single-engine single-seater aeroplane consists have been chosen. The place of the coordinate systems that are still connected to the subjects has been chosen. The vectors of the summarized coordinates have been defined. Matrixes of translation and rotation of the coordinate systems have been created. The radius-vectors of the centers of the masses in the connected coordinate systems and in the global coordinate system have been brought out. Formulas for the linear velocities of the mass centers of the aeroplane knots in the global coordinate systems and formulas for the angular velocities of the subjects in the connected coordinate systems have been brought out. The derived formulas are used for research on the kinematics, dynamics and oscillations of a light single-engine single-seater aeroplane with 13 degrees of freedom.

**Keywords:** matrix mechanics, the kinematics, linear, angular, speed, aeroplane.

С методите на матричната механика [1,2] е изследвана кинематиката на възлите на лек едноместен самолет и са получени формули за линейните скорости на центровете на тежестта на съответните възли на самолета и ъгловите им скорости в локалните координатни системи. Тези формули са използвани за изследване динамиката и трептенията в пространството на лек едномоторен самолет.

### Литература

1. **Ангелов И.** Матрична механика Кинематика. София, Авангард Прима, 2008.
2. **Ангелов И.** Матрично моделиране в 3D пространството на кинематиката, динамиката и трептенията на механични модули и масови системи. Дисертация за присъждане на научна степен дтн. София, ТУ-С., 2001.
3. **Ангелов Ил., В. Бачев, В. Ахчийски.** Матрична кинематика на лек автомобил в тримерното пространство. Българско списание за инженерно проектиране, брой 11, април 2012., стр.29-38.
4. **Ангелов Ил. В., Д. В. Желев, В. Г. Бачев, В. Н. Николов,** Матрична кинематика на мотокар с хидродинамичен повдигач в тримерното пространство, Национална конференция "Машинни науки 2012", 29.06-01.07.2012 г., Сливен, Научно списание "Механика на машините", год. XX, кн. 4, бр. 99, ISSN 0861-9727, стр. 37-42.
5. **Amiroche F.** Computer – aided design and manufacturing. Prentice hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1993.
6. **Beer F.P., Johnston E.R.** Vector Mechanics for Engineers. Mc Graw – Hill Book Company.



## ПРОЕКТИРАНЕ И ИЗСЛЕДВАНЕ НА УЛТРАЗВУКОВ ГЕНЕРАТОР НА ЕНЕРГИЯ

Тодор ТОДОРОВ<sup>1</sup> Райчо ЙОСИФОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България  
e-mail: [tst@tu-sofia.bg](mailto:tst@tu-sofia.bg)

<sup>2</sup>катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България  
e-mail: [rjj@abv.bg](mailto:rjj@abv.bg)

**Резюме:** В статията се разглежда иновативен начин за безжичен пренос на електрическа енергия чрез системи, състоящи се от ултразвуков микро-генератор на енергия и ултразвуков източник на акустични вълни. Проектиран е и изработен ултразвуков генератор на енергия с възможност за промяна на някои от ключовите му параметри. Обособена е опитна постановка с конфигурация: източник на ултразвук – ултразвуков генератор. Проведени са експериментални изследвания и анализирани резултатите.

**Ключови думи:** ултразвук, генератор на енергия, резонанс, вибрации, МЕМС, медицина, импланти

### 1. УВОД

Ултразвуковите микро-генератори на енергия намират приложение в медицината като начин за безжичен пренос на електрическа енергия, нужна за работата на имплантирани в човешкото тяло микросистеми с различни функции. Всички те имат нужда от независимо захранване. Предвид напредъка на медико-технологичните стандарти, този проблем все повече нараства. Използването на батерии с ограничен ресурс не е добро решение, защото подмяната им е съпроводена с хирургическа намеса върху пациента. Една алтернатива е именно използването на ултразвуков микро-генератор на енергия вграден в човешкото тяло и независим източник на вибрации извън него, който подава енергия под формата на ултразвук.

В миналото са разработвани и индуктивни системи за безжичен пренос на електроенергия със същата цел. Ефективността им е значително по-висока за малки (около 10мм) разстояния на пренос, но с нарастване на дистанцията, ефективността драстично намалява в сравнение с ултразвуковите системи [3]. От друга страна консумацията на имплантите все повече намалява с напредване на технологиите. Друг недостатък на индуктивния подход е по-големия размер на генератора имплантиран в човешкото тяло, което създава неудобство за пациента.

При проектиране на ултразвукови микро-генератори на енергия трябва да се изпълнят множество условия, за да се постигне добра

ефективност. Един фактор, който оказва голямо влияние е разликата в акустичния импеданс на различните среди, в които се разпространява ултразвуковата вълна. Вибриращият източник на ултразвук влияе върху заобикалящата го въздушна среда и произвежда звукова вълна. За да се получи ефективен трансфер е желателно да се използва преходен слой от материал със стойност на акустичен импеданс между тази на генериращия кристал (висок) и на въздуха (нисък) [4]. Възможно е и използването на няколко преходни слоя [2]. Аналогично механичният импеданс на генериращата система трябва да е близък до акустичния импеданс на средата, в която работи.

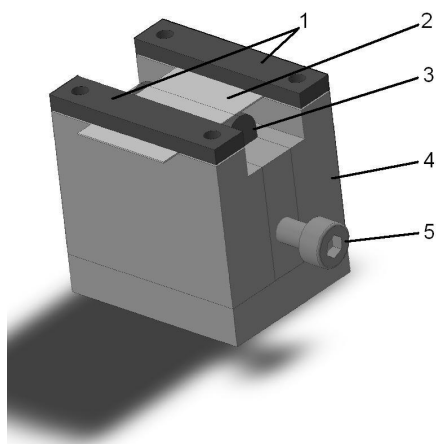
Друго важно условие за ефективен трансфер на енергия е изборът на работна честота на системата. Задължително условие е ултразвуковият генератор да получава вълни с честота максимално близка до собствената му резонантна. Освен това е важно работната честота на генератора да бъде съобразена със средата, в която се разпространява ултразвуковата вълна и разстоянието, което тя преминава. За системи, които пренасят енергия през човешка тъкан е препоръчително работната честота да бъде в интервала 200 kHz – 1.2 MHz [5]. За определяне точната честота трябва да се вземат предвид разстояние между излъчвател и генератор, структура и размери на генератора, и др.

Още едно предизвикателство е улавянето на вълни от различни посоки. Към момента проучванията в тази насока са малко, но това ще се

окаже важно условие за ефективността на системата, в случай че не може да се предвиди положението ѝ.

## 2. ОПИСАНИЕ НА ГЕНЕРАТОРА НА ЕНЕРГИЯ

С цел експериментално изследване на параметрите при генериране на енергия от ултразвук е проектиран и изработен ултразвуковият генератор показан на фиг. 1.

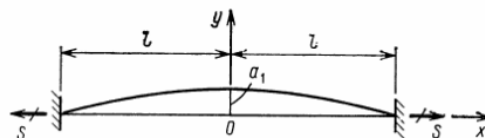


фиг.1 Виртуална илюстрация на ултразвуковия генератор на енергия

Той се състои от корпус 4, пиезоелектричен елемент 2 и клинов обтяжен механизъм 3, който се задейства от болт 5. Към корпуса се захваща пиезоелектричен сензор 2 посредством елементи 1, така че да може да се опъва в средата от обтяжния механизъм. Целта е при опъване на пиезоелемента, който в следствие ще бъде подложен на външни вибрации, да се променя собствената му честота. По този начин имаме възможност да наблюдаваме и изследваме изменението в амплитудата на вибрация при различна резонантна честота на системата и различни условия на външно въздействие чрез ултразвук. Използваният пиезоелектричен елемент е FS-2513P доставен от фирма Фарнел. Резонансната му честота е 80 Hz.

## 3. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ОСНОВНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ГЕНЕРАТОРА НА ЕНЕРГИЯ

Вибриращият елемент на микро-генератора на енергия с тънка гъвкава пластина, с известни идеализации, може да бъде представен с модела на фиг. 1 [1]. Когато двойно запъната греда е гъвкава, опорните моменти в точките на окачване може да се пренебрегнат. Двата запънати края са подложени на осово усилие  $S$ .



фиг.2 Схема на напречни трептения на греда подложена на опън [1].

В този случай първата собствена честота съгласно Тимошенко [1] се изчислява с формулата:

$$p_1 = \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{S}{m}} \quad (1)$$

където за конкретния случай опъновата сила се пресмята чрез закона на Хук

$$S = \sigma A = E \varepsilon A, \quad (2)$$

$$m = \rho A, \quad (3)$$

е масата на гредата за единица дължина,  $E$  – модул на Юнг,  $\sigma$  е напрежението на опън,  $A$  е напречното сечение на гредата.

Замествайки формули (2) и (3) в (1), за собствената честота се получава:

$$p_1 = \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{E \varepsilon}{\rho}}. \quad (4)$$

Относителната линейна деформация се изчислява чрез израза:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}. \quad (5)$$

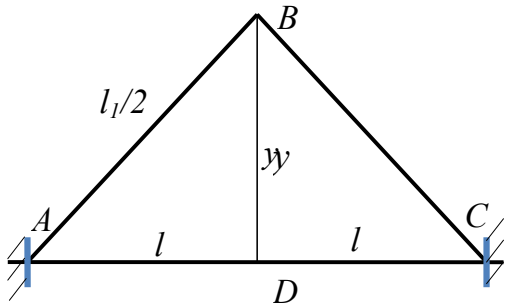
На фиг. 3 е дадена схемата за деформиране на пластината. Отсечката  $AC$  е първоначално монтираната пластина без опън. С отсечките  $AB$  и  $BC$  е изобразена формата на деформираната пластина след като клинът се е преместил вертикално на разстояние  $y$ .

От фиг. 3 за абсолютната дължина след деформацията на пластината ( $AB+BC$ ) следва

$$l_1 = 2\sqrt{y^2 + l^2}, \quad (6)$$

където  $y$  е вертикалното преместване на клина, което се пресмята от

$$y = s \tan \alpha \quad (7)$$



**фиг.3** Геометрични зависимости между хода  $y$  на разтяжния механизъм и относителната деформация на сензора.

Тук  $s$  е преместването на хоризонталния клин и  $\alpha$  е ъгъла на клина. Чрез формули (6) и (7) абсолютната деформация придобива вида

$$\Delta l = 2l - l_1 = 2l - 2\sqrt{s^2 \tan^2 \alpha + l^2} \quad (8)$$

Относителната деформация на гредата в този случай следва да бъде:

$$\varepsilon = \frac{2l - 2\sqrt{s^2 \tan^2 \alpha + l^2}}{l} = 2 - 2\sqrt{s_l^2 \tan^2 \alpha + 1} \quad (9)$$

където  $s_l = \frac{s}{l}$  е относителното хоризонтално преместване на клина.

На база горните изводи е получена първата собствена честота във вида

$$p_1 = \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{2E(1 - \sqrt{s_l^2 \tan^2 \alpha + 1})}{\rho}} \quad (10)$$

Формула (10) налага само едно конструктивно ограничение за размерите на генератора на енергия при известна първа собствена честота. Другите ограничения следват от предварително избрания пиезоелектричен елемент, който има известни геометрични размери, еластични и масови параметри. Чрез формула (10) може да се изчисли ъгъла  $\alpha$  на клина.

При проектирането трябва да се вземе предвид зависимостта между преместването на винта  $s$  и ъгъла му на завъртане  $\varphi$ , която има вида

$$s = \frac{P}{2\pi} \varphi, \quad (11)$$

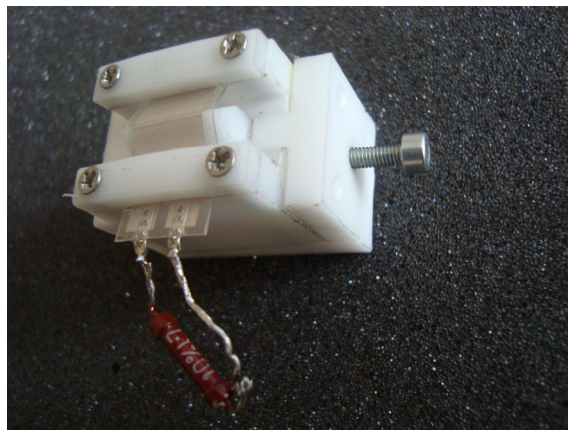
където  $s$  е означена стъпката на винта.

За сензора са известни размерите: дължина  $l = 5 \text{ mm}$ , височина  $h = 0,3 \text{ mm}$ , широчина  $w = 13 \text{ mm}$ , маса на деформираната част на сензора, получена чрез измерване  $m_l = 0,16 \text{ g}$ . За разпределената по дължината на гредата маса  $m$  се получава  $m = m_l/l = 0,032 \text{ [kg/m]}$ .

Модулът на надлъжна еластичност  $E = 1,6 \cdot 10^8 \text{ [N/m}^2\text{]}$  е определен експериментално.

В резултат на горните данни при работна честота  $p_1 = 25 \text{ kHz}$  чрез формула (10) е пресметнато  $\alpha = 17^\circ$ . Резултатът е изчислен при прието преместване на клина  $s_{avg} = 2,5 \text{ mm}$ .

Фотография на изработения сензор е показана на фиг. 4.

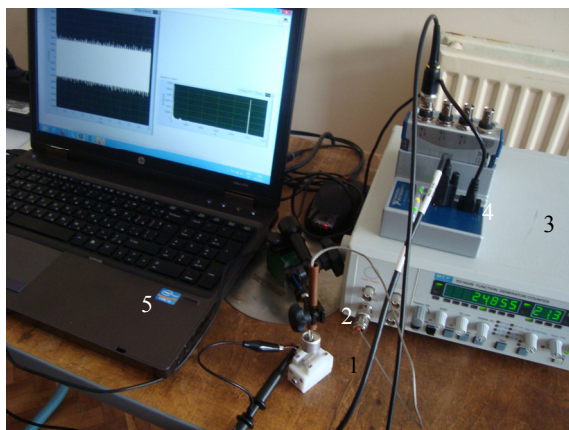


**фиг.4** Фотография на изработения ултразвуков генератор на енергия

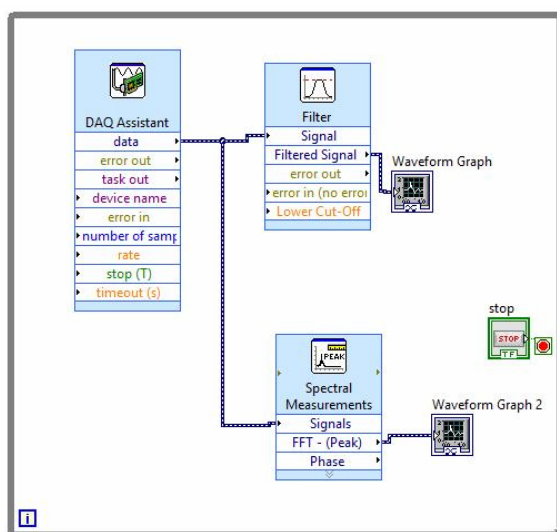
#### 4. ОПИСАНИЕ НА ОПИТНАТА ПОСТАНОВКА

За източник на ултразвук се използва генератор на променливо напрежение с възможност за промяна на честотата и ултразвуков излъчвател 25T-16 AW на фирма APC International. Оптималната му работна честота е 25 kHz, а максималното работно напрежение 30 Vrms. Излъчвателят е закрепен неподвижно на специално избрана за целта стойка с възможност за промяна на положението (фиг. 5).

Резултатите се обработват чрез LabVIEW като е конфигурирана блок диаграмата показана на фиг.6.



фиг.5 Фотография на стенда за изследване на ултразвуковия генератор на енергия: 1. Ултразвуков генератор; 2. Стойка с излъчвател на ултразвук; 3. Генератор на напрежение; 4. Система за събиране на данни; 5.Лаптоп.



фиг.6 Блок диаграма LabVIEW

Резултатите от системата за събиране се филтрират с филтър за ниски честоти - с цел избягване на нискочестотните шумове. За измерване на амплитудата на ултразвуковия сигнал е използван блок за Бърза Трансформация по Фу-

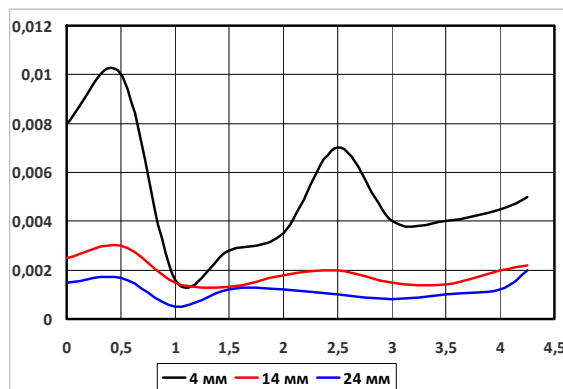
рие (FFT – Fast Fourier’s Transformation). Двата вида сигнали се наблюдават през различни виртуални екрани на лаптопа.

## 5. АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

Чрез показаната на фиг. 5 опитна постановка са проведени серии измервания, които са обработени чрез MS Excel.

При измерванията е варирана деформацията на гредата и са отчитани получените амплитуди. Честотата на генератора на напрежение при тези измервания остава постоянна 25 kHz. Ултразвуковият генератор на енергия е натоварен със съпротивление от 2.2 kΩ.

На фиг. 7 са дадени графиките при вертикално разположение на ултразвуковия излъчвател. Тези графики са получени за три разстояния от 4, 14 и 24 mm между началното (недеформирано) състояние на пиезоелектричната греда и челото на ултразвуковия източник.

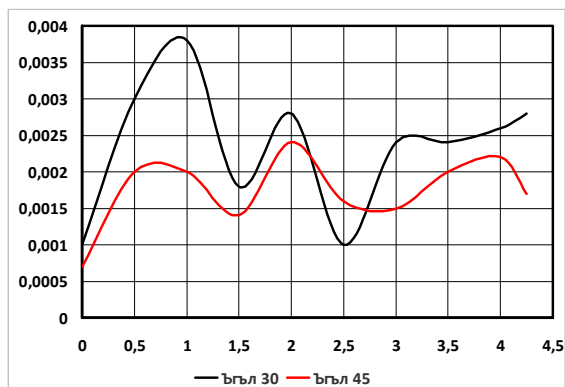


фиг.7 Експериментални графики за зависимостта на амплитудата от деформацията на пиезоелектричния елемент за разстояния между ултразвуковия излъчвател и генератора от 4, 14 и 24 mm.

В графиката на близкото положение на ултразвуковия източник при 4 mm се забелязват два пика от 0.01 V и 0.007 V. Появата на тези два пика вероятно се дължи на различията в дължините на двата напрегнати клона на гредата. Тези различия се обясняват с неточностите при изработката, монтажа и деформацията на детайлите на микрогенератора. Получената максимална енергия при използваното товарно съпротивление е  $P_{\max} = U_{\max}^2 / R = 0.01^2 / 2,2 \cdot 10^3 = 0.045 \mu\text{W}$ . При

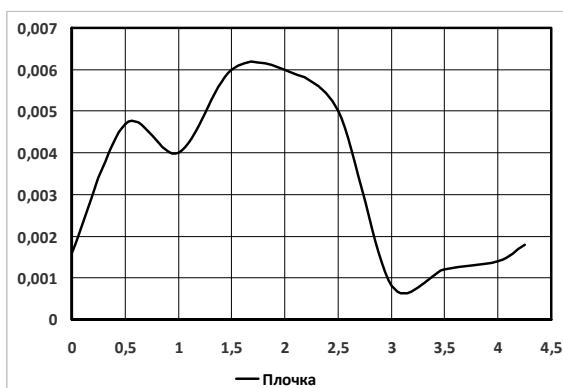
такива малки мощности е известно, че голяма част от енергията се губи в свързващите проводници. За да се увеличи ефективността на подобен генератор на енергия, се използват специални интегрални схеми и елементи. Изводът показва, че по-висока ефективност може да се очаква при микро размерен генератор с интегрирана електроника.

В показаните експериментални графики от фиг. 8 се вижда зависимостта на тока от ъгъла на наклона на генератора. Отново се наблюдават два резонансни пика и различна форма на графиките за двата ъгъла. Например при  $45^\circ$  градуса е по-висок пикът на втория резонанс за разлика от пиковите за  $30^\circ$ . Тук различията може да се обяснят с променливия ъгъл на гредата, която застава перпендикулярно спрямо ултразвуковия източник. При тези положения на перпендикулярност се очаква да се добие максимална енергия. Освен това се натовазва само единият клон, което понижава ефективността на системата като цяло.



фиг.8 Зависимост на амплитудата от деформацията на пиезоелектричния елемент за наклони на ултразвуковия излъчвател от  $30^\circ$  и  $45^\circ$ .

На фиг. 9 е дадена зависимостта на амплитудата от деформацията на пиезоелектричния елемент през преграда от алуминий с дебелина 4,5 mm. Промяната в големината на пиковите и тяхното разположение може да се обясни чрез влиянието на изменението на скоростта на вълната на пиезоелектричния излъчвател в алуминиевата преграда.



фиг.9 Зависимост на амплитудата от деформацията на пиезоелектричния елемент през преграда от алуминий с дебелина 4,5 mm.

## 6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Създаденият пиезоелектричен генератор на енергия и стенд за неговото изследване дават възможност на конструктора да се ориентира в избора на основните параметри.

Получената максимална изходна мощност е твърде ниска, което прави генератора на енергия неприложим за предвидените цели. Такова устройство е неприложимо в медицината и поради големите си размери.

Въпреки това, получените резултати показват, че има възможности за подобряване работата на пиезоелектрични генератори на енергия с променлива честота. Решение на проблема трябва да се търси в микро скалата, където загубата на енергия и влиянието на шумовете е възможно почти да се елиминира.

Една от възможностите за повишаване на ефективността на генератора се крие и в подобряване на конструкцията на излъчвателя на ултразвук, който в разглеждания стенд работи без концентратор на енергията.

### Благодарности

Научните изследвания и резултатите, които са представени в настоящата публикация са финансирани от Вътрешния конкурс на ТУ – София 2012 г. дог. No. 122ПД0055-5.

### Литература

1. Тимошенко С. П. Янг Д. Х., Уивер У., Колебания в инженерном деле, Москва, „Машиностроение“, 1985 стр. 366 -371.

2. **Chen Y., Wu S.** Multiple Acoustical Matching Layer Design of Ultrasonic Transducer for Medical Application, Japanese Journal of Applied Physics, Volume 41, Issue 10, 2002, p. 6098.

3. **Denisov A., Yeatman E.** Ultrasonic vs. Inductive Power Delivery for Miniature Biomedical Implants, Wearable and Implantable Body Sensor Networks - BSN , 2010

4. **Milligan S., Vandelinde H., Cavanagh M.** Understanding Ultrasonic Level Measurement, Momentum Press, 2013, p. 17.

5. **Ozeri S., Shmilovitz D., Singer S., Wang C.** Ultrasonic transcutaneous energy transfer for powering implanted devices, Ultrasonics 50, 2010, p. 556 – 566.

## DESIGN AND ANALYSIS OF ULTRASONIC ENERGY GENERATOR

**Todor TODOROV<sup>1</sup> Raycho YOSIFOV<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Department „Theory of Mechanisms and Machines”, Technical University - Sofia, Bulgaria  
e-mail: [tst@tu-sofia.bg](mailto:tst@tu-sofia.bg)

<sup>2</sup> Department „Theory of Mechanisms and Machines”, Technical University - Sofia, Bulgaria  
e-mail: [rjj@abv.bg](mailto:rjj@abv.bg)

**Abstract:** In this article an innovative technique for wireless energy transfer is discussed using systems that consist of ultrasonic energy micro-generator and ultrasonic transmitter. Ultrasonic energy generator with variable key parameter control is designed and fabricated. Experimental setup is configured consisting of ultrasonic transmitter and ultrasonic energy generator. Finally analysis of the experimental results is done.

**Keywords:** ultrasound, energy generator, resonance, vibration, MEMS, medicine, implanted devices

## АВАРИИ ПРИ ВЪЖЕНИТЕ ЛИНИИ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ ЗА ТЯХНОТО ПРЕДОТВРАТЯВАНЕ

**Васил АХЧИЙСКИ**

катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника, Технически университет - София,  
България  
e-mail: [v.ahchiski@gmail.com](mailto:v.ahchiski@gmail.com)

**Резюме:** С цел повишаване на безопасността и надеждността на въжените линии и техните подсистеми, е изключително важно да се подобри ветроустойчивостта на превозните средства, тъй като прекомерното люлеене на превозните средства от вятъра може да доведе до сериозна катастрофа, като сблъсък с стълбовете и дарайлиране на въжето. Като първа стъпка за подобряване системите на въжените линии, тази статия представя резултатите от анализа на инцидентите дължащи се на вятър, човешка грешка и техническа повреда. Представени са различните видове ненадеждни ситуации (аварии) при въжените линии. Дадени са предложения за безопасно превозване на пътници, предотвратяване на аварии от вятър и човешка грешка и решения на проблемите с вибрациите.

**Ключови думи:** въжени линии, аварии, предложения

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Всяка въжена линия (лифт) [1,3], независимо от вида и предназначението ѝ отговаря на изискванията за изправност, като нарушението в една част оказва влияние върху цялата система и застрашава нормалното функциониране. Това може да застраши живота на превозваните пътници и обслужващия персонал. Въпреки напредналите технологии и надеждните материали, които изграждат всяка въжена линия, винаги съществува риск от повреда или нежелана авария. Поглеждайки в историята на въжените линии се вижда, че е имало инциденти от началото на създаването им и до наши дни [4,5,6]. Никой не може да гарантира, че за в бъдеще няма да има аварии, но може да се изградят по строги критерии на безопасност, чрез който инцидентите да се сведат до минимум.

Проблема за безопасността при въжените линии се отчита и с въведени „Хармонизирани стандарти“, които са приети от една от европейските организации за стандартизация. Това са така наречените „директива от нов подход“ [2] представлява иновативен начин за техническо хармонизиране чрез Европейски директиви, които определят „основните изисквания“ за осигуряване на висока степен на защита на здравето, защита на безопасността на потребителите или опазване на околната среда.

### 2. ВИДОВЕ АВАРИИ ПРИ ВЪЖЕНИТЕ ЛИНИИ

Неблагоприятно влияние върху въжените линии оказват лошите метеорологични условия, човешки грешки и технически повреди на елементи от линията. При експлоатация на въжените линии в световен мащаб са възникнали аварии, които може да се обобщат в следните видове.

**Падане на превозно средство.** При този вид авария превозното средство с хващача се освобождава от транспортното въже и падане на земята (фиг.1).

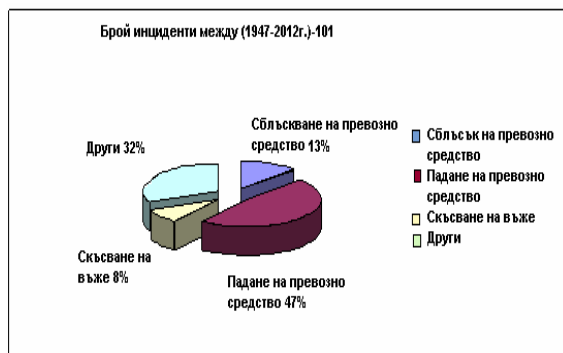
**Скъсване на въже.** При този вид авария транспортното въже на линията се къса или някое от въжетата, когато линията е многовъжена. Този вид авария се е случвал в началото на създаването на въжените линии. Обобщения вид на аварията е представен на (фиг.2)

**Сблъсък на превозното средство.** При тази авария превозното средство се сблъсква с друго от същия вид, в елемент от въжената линия или в станцията.

Има и други аварии, които не попадат при видовете по горе. При тях са представени рядко срещани инциденти или нетипични за въжените линии. Пример за такива са прерязване на въжето на лифта от самолет, изпускане на бетонен блок върху линията, или закачване на въжетата от преминаващ кораб.



фиг.1 Паднала кабина от лифт



фиг.2 Брой инциденти при въжените линии

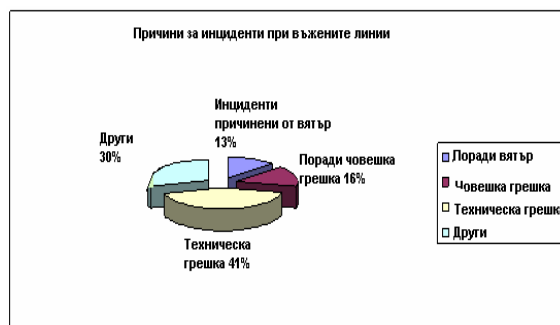
### 3. ПРИЧИНИ ЗА ИНЦИДЕНТИТЕ ПРИ ВЪЖЕНИТЕ ЛИНИИ

При разгледаните инциденти могат да се определят следните причини за възникване на аварията.

**Техническа неизправност.** Една от основните причини за аварията при въжените линии е техническа неизправност (фиг.10). При нея въжената линия е повредена, или част от нея е с дефект. Както и дадена система не сработва и не функционира по предназначението си. Пример за този вид е претоварване на въжената линия, при който спирачките не сработват или техническа неизправност спомага за инцидента. Също така и дефектни хващачи, които причиняват авария.

**Човешка грешка.** Аварии причинени в следствие от човешка грешка, неправилна поддръжка и небезопасна работа на въжената линия

причиняват инциденти, които застрашават нормалното функциониране на въжените линии. Подобен случай е показан на (фиг.4), където обръщателната шайба на лифта пада на земята. Причината за инцидента е неправилен монтаж и поддръжка на въжената линия.



фиг.3 Причини за инцидентите при въжените линии



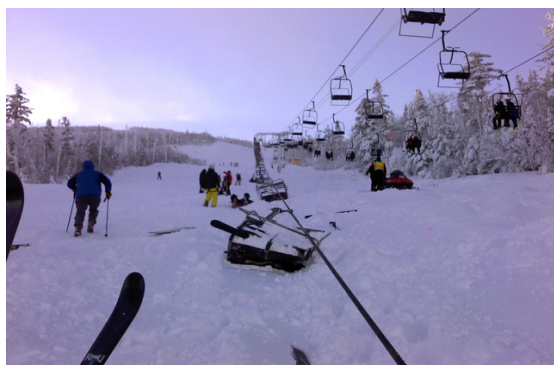
фиг.4 Паднала обръщателна шайба на двуседалков лифт

**Аварии причинени от вятър.** В случай когато, въжето на въжената линия излиза от носещите ролки (фиг.5), поради силен вятър и нарушава нормалното функциониране на системата (фиг.6). Аварии, при които вятъра откъсва комуникационните кабели или други елементи и се закачва за превозното средство.

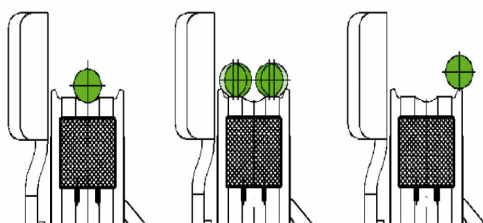
**Други.** Съществуват причини, които са рядко срещани или необичайни аварии за въжените линии. Авария причинена от корозия на стълба или неблагоприятни вибрации, които са спомогнали за аварията (фиг.7). Неблагоприятните виб-



рации са причина и за намаляване комфорта при возене на въжената линия.



фиг.5 Дерайлиране на транспортното въже



фиг.6 Положения на въжето на ролката при дерайлиране



фиг.7 Разрушаване на стълб от кабинков лифт

#### 4.ФАКТИ ОТ РАЗГЛЕДАНИТЕ АВАРИИ ПРИ ВЪЖЕНИТЕ ЛИНИИ

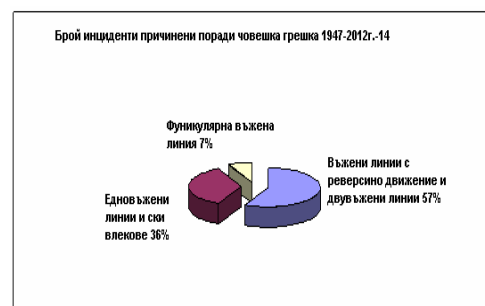
Водещи страни на инсталирани въжени линии в света са Австрия, Франция, Сащ и Швейцария. Най-много аварии са възникнали на едновъжени линии и ски влекове, следвани от многовъжените и двувъжени линии.

Броят на инцидентите причинени от вятър и човешка грешка при видовете въжени линии са представени на (фиг.8, фиг.9).

Броят на инцидентите причинени от техническа неизправност при различните видове въжени линии са показани на (фиг.10).



фиг.8.Брой инциденти причинени от вятър



фиг.9 Брой инциденти причинени поради човешка грешка



фиг.10 Брой инциденти причинени поради техническа неизправност

## 5. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ЗА ПРЕДОТВРАТЯВАНЕ НА ИНЦИДЕНТИ ПРИ ВЪЖЕНИТЕ ЛИНИИ

За гарантиране на правилното функциониране на системите на въжени линии е необходимо:

- Съвременен пресмятане и конструиране чрез отчитане на динамиката, трептенията и якостта на отделните възли

- Изпитания на отделните възли и агрегати

- Конкретни конструктивни изменения на сега съществуващите и новостроящи въжени линии

Инцидентите биха могли да се предотвратят със следните предложения:

**1) За безопасно превозване на пътници.** Обозначаване на ясни и видими места за пътниците и инструкции за начина на ползване на съоръженията, с позволения начин на превозване на техния багаж.

**2) За инцидентите, които са причинени от човешка грешка.** Изисквания за обучение на персонала. Добре подготвен и квалифициран персонал на въжената линия. По добра комуникативност между работещия персонал. Извършване на поставената работа по чек листи и водене на документация за въжената линия.

**3) За предотвратяване на аварии причинени от вятър.** Необходимо е поставяне на системи за следене на въжето върху ролките (ако няма такива), както и използване на по-добри системи за следене на вятъра, като брой устройства тяхното разположение и функционалност. За въжени линии, които не са снабдени с подходящи устройства (въжеуловители) на потенциални места на дерайлиране на въжето. По строг контрол от съответните органи на състоянието и технологията на експлоатация.

**4) Решения за проблемите с вибрациите.**

За решаване на проблемите с прекалени натоварвания на структурни компоненти, шум, намаляване комфорта на возене биха могли да се направят преустройства и внасяне на нови компоненти и иновативни материали.

- Първият подход за справяне с проблемите с вибрациите е да се елиминира причината, тоест възбудителя на това трептене, независимо дали едно или друго периодично възбуждане е създадено. Ако не може напълно да се отстрани трептенето, то би могло да се намали интензивността

на трептенето до ниво, което няма значителни въздействия.

- Променяйки възбуждащата честота или собствената честота на възбудителя. Това се прави с цел да се намали резонансната, но това може да включва експлоатационни ограничения или значителни модернизации на конструкцията. Приемайки че стъпката на дилките на въжето възбуждат трептения, може да бъде променена структурата на въжето. Възможна би била използване на сърцевина, която да излиза и да обвива част от дилките. По този начин могат да се намалят възбуждащите вибрации, които възникват при преминаване на въжето по ролките.

- Намаляване на трептенията, които са ефективни в случай над определена амплитуда. Подобни трептения се създават от преминаване на хващач на кабината под подтискащ стълб на линията. Могат да се използват хващачи с определена форма и регулиране на преминаване на съответните кабинни при качващия и слизащ клон на линията при подтискащите стълбове. Изолиране на възбудителя (тоест прекъсване на енергията произлизаща от възбудителя).

- Наслагване на обратно-трептене. Този метод е познат като активно затихващо трептене, изисква непрекъснато взаимодействие със системата.

Тези представени потенциални решения могат да бъдат пълно ефективни само тогава, когато се модернизират и усъвършенстват въжените линии. На практика това може да се изпълни с нови материали съставляващи транспортните системи и иновативни технологии, които да ги следят по всяко време при експлоатация и поддръжка.

## 5. ИЗВОД

Анализирани са аварията при въжените линии и са дадени предложения и решения за тяхното предотвратяване. От разгледаните случаи на аварии при въжени линии се вижда, че въпроса за безопасността при този вид транспорт на пътници е от съществено значение при тяхното използване. С осигуряване на по строги критерии при тяхното конструиране, поддръжка и експлоатация могат да се сведат инцидентите до минимум.

## Литература

1. **Дивизиев.В.Й.** Въжени линии и кабелни кранове. Издателство "Техника", София, 1975
2. Directive 2000/9/EC of the European Parliament and of the Council of 20 March 2000 relating to cableway installations designed to carry persons
3. **Schneigert.Z.** Aerial ropeways and funicular railways. 1966
4. [http://en.wikipedia.org/wiki/Gondola\\_lift](http://en.wikipedia.org/wiki/Gondola_lift) .Посетен на 05.05.2013г.
5. [http://de.wikipedia.org/wiki/Liste\\_von\\_Seilbahnungl%C3%BCcken#1951.E2.80.931960](http://de.wikipedia.org/wiki/Liste_von_Seilbahnungl%C3%BCcken#1951.E2.80.931960) .Посетен на 05.06.2013г.
6. <http://www.seilbahntechnik.net/en/start.htm> .Посетен на 04.04.2013г

## ACCIDENTS AT CABLEWAYS AND SUGGESTIONS FOR THEIR PREVENTION

**Vasil AHCHIYSKI**

Logistics engineering department, Technical University-Sofia, Bulgaria  
e-mail: [v.ahchiski@gmail.com](mailto:v.ahchiski@gmail.com)

**Abstract:** In order to increase the safety and reliability of the ropeway and its subsystems, it is essential to improve the wind resistance of the vehicle as excessive rocking the vehicle from wind can cause a serious accident by colliding with pillars and derailment the rope. As a first step to improve the lift systems, this article presents the results of the analysis of accidents caused by wind, human error and technical failure. Presents various types of unsafe situations (accidents) in cableways. The following are suggestions for safe carriage of passengers and prevent accidents of wind and human error, and solution to the vibration problems.

**Keywords:** cableways, accidents, suggestions



## МЕТОДИКА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА КОНЦЕНТРАТОРИ НА НАПРЕЖЕНИЕ ЧРЕЗ МЕТОДА НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

**Петко НЕДЯЛКОВ**

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

**Резюме:** В работата е направено статичен структурен анализ чрез метода на крайните елементи (МКЕ) на максималните напрежения в опитни образци, породени от различни статични концентратори на напрежение. Сравнени са симулационните изследвания изпълнени чрез три вида симулационен софтуер. Също така са сравнени изследванията при различни размери на мрежата от крайни елементи. Симулационните резултати са сравнени с пресметнатите, чрез класическите методи в машинните елементи.

**Ключови думи:** концентратори на напрежение, метод на крайните елементи

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

При определяне на номиналните напрежения в сеченията на машинните елементи според класическата теория за пресмятане и конструиране се предполага равномерно разпределение на напреженията в разглежданите сечения. В действителност обаче това не е така. При наличие на преходи от едно сечение към друго, на отвори, канали, прорези, пресови съединения и др. се появяват т.н. концентрация на напреженията. В областта около причинителя на концентрацията (концентратора), се пораждат върхови напрежения, които в някои случаи могат да бъдат няколкократно по-високи от номиналните.

При статично натоварване на машинни елементи, изработени от пластични материали, концентрацията на напреженията не е от голямо значение, тъй като в зоната на върховете напрежения материалът поддава пластично и напрежението в сечението се преразпределя, като върховите напрежения спадат под границата на еластичност на материала. За детайли от непластични (крехки и трошливи) материали концентрацията на напреженията е от особена важност и е значим фактор определящ якостта на детайла. Тя е особено опасна при циклично натоварване на такива материали, където върховите напрежения стават причина за появяване на местни микрорупкнатини. С течение на времето тези пукнатини нарастват прогресивно, като благоприятстват за още по-голямото увеличаване на върховите напрежения и така, докато номиналното напрежение нарасне до границата на разрушаване на материала, когато настъпва внезапно разрушаване на детайла.

режение нарасне до границата на разрушаване на материала, когато настъпва внезапно разрушаване на детайла.

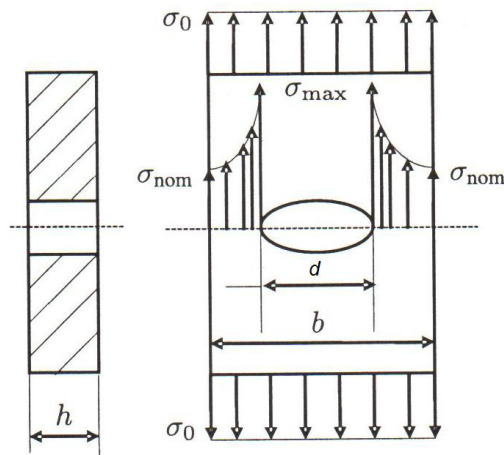
Концентрацията на напреженията се характеризира с теоретичния коефициент на концентрация  $\alpha_\sigma$  и  $\alpha_\tau$ . Поради пластични деформации в мястото на върховото напрежение теоретичния коефициент на концентрация на напреженията фактически се намалява, но неговата действителна стойност трудно може да се определи. Затова се въвежда т.н. ефективен коефициент на концентрация на напреженията  $k_\sigma$  и  $k_\tau$ , той е дефиниран съгласно [1] съответно при статично натоварване и при натоварване със знакопроменливо напрежение по симетричен цикъл. Теоретичния коефициент зависи от вида и геометричната форма на концентраторите на напрежение в машинните детайли, а ефективния коефициент зависи още и от материала на детайлите.

Класическите методи и теория за пресмятане и конструиране на машинни елементи определя стойността на ефективния коефициент на концентрация на напреженията, но само при наличието на един концентратор на напрежение в даденото сечение на детайла. Въздействието и взаимовръзката между повече от един концентратори на напрежение в дадено сечение, върху номиналните напрежения в детайла е почти невъзможно да бъде определено с помощта на класическите методи за изчисляване.

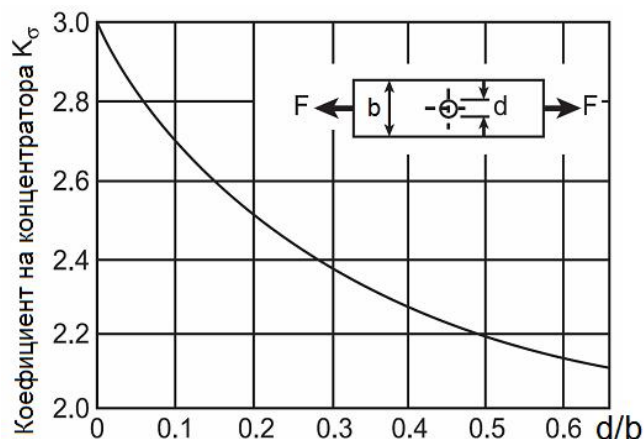
### 2. ТЕОРЕТИЧНА ПОСТАНОВКА

Разглежда се следната задача – плоча с определена дебелина  $h$ , в която е разпробит централно отвор с диаметър  $d$  е натоварена на опън със статичен товар  $F$  (фиг.1). Отворът в плочата се

явява концентратор на напрежение. Необходимо е да се определи максималното напрежение на опън в плочата породено от концентратора на напрежение.



фиг.1 Схема на натоварване на плоча с разпробит централен отвор



фиг. 2 Зависимост между  $k_{\sigma}$  и  $d/b$

Номиналното напрежение на опън в разглежданото сечение на плочата може да бъде определено с помощта на следната формула:

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{(b-d).h}, \quad Pa \quad (1)$$

където:  $b$ , m – ширина на плочата;  $d$ , m – диаметър на отвора;  $h$ , m – дебелина на плочата.

Максималните напрежения на опън в областта около концентратора на напрежение се определят по:

$$\sigma_{max} = k_{\sigma} \cdot \sigma_{nom}, \quad Pa \quad (2)$$

където  $k_{\sigma}$  е ефективен коефициент на концентратора на напрежение. Неговата стойност се определя от графиката [3] представена на фигура 2 в зависимост от стойността на отношението на диаметъра на отвора към широчината на плочата.

### 3. ЗАДАЧА И РЕШЕНИЕ С МЕТОДА НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ (МКЕ)

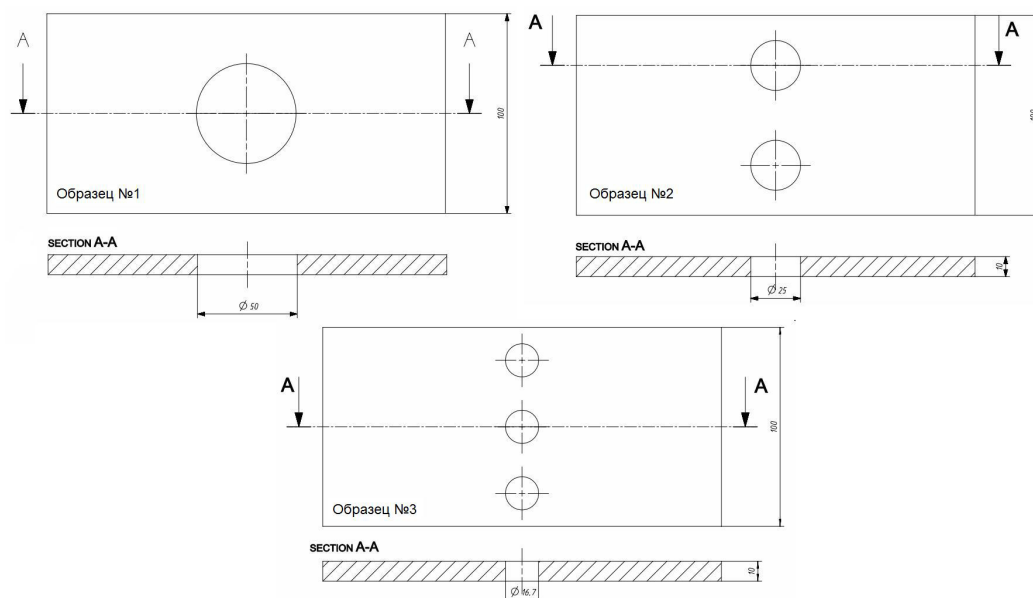
Методичния подход за решаване на поставената задача ще бъде извършен в следната последователност:

- уточняване на геометрията на изследваните образци;
- теоретично пресмятане на напрежението на опън в образците чрез класическите методи за пресмятане и конструиране на машинни елементи;
- създаване на модел в крайните елементи – създаване на мрежа и задаване на материал;
- създаване на симулационен модел на базата на омрежването (от горната стъпка), задаване на началните условия – опорите, задаване на крайните условия – силите действащи в модела;

- определяне на напрежението на опън чрез решаване на гореописаният модел с помощта на метода на крайните елементи;

- сравнение на получените резултати.

Изследваните образци (фиг.3) са три плочи с еднакви размери 200x100x10 mm и с един и същ зададен материал. Централно на всяка плоча са разпробити отвори с различен размер и брой, както по този начин се симулират различни концентратори на напрежение. Първата плоча има един отвор с диаметър  $\phi 50$  mm, втората има два отвора с диаметър  $\phi 25$  mm и третата има три отвора с диаметър  $\phi 17.5$  mm. Сумарното сечение на отворите и при трите плочи е еднакво т.е. и от трите плочи липсва едно и също количество материал, но тази липса е разпределена по различен начин.



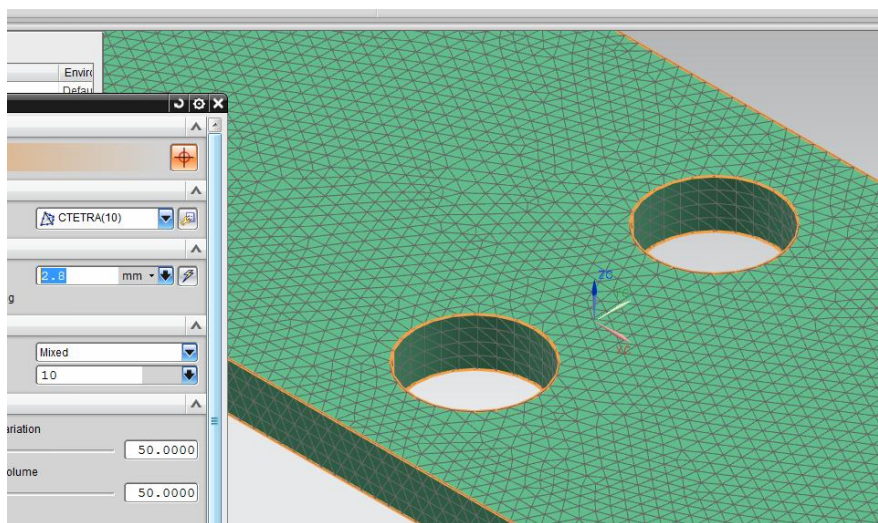
фиг.3 Изследвани образци

Омрежването на модела е подчинено на баланса между търсената висока оценка на числените резултати и използваният за изчислението компютърен ресурс, като на първо предложение симулационните модули предлагат доста груба мрежа. За да се оцени влиянието на едрината на мрежата върху резултатите се въвежда параметър на ниво на наситняване, който представлява отношение между най-малкия размер от физическите размери на детайла и размерите на мрежата:

$$k_s = \frac{s}{h} \quad (3)$$

където:  $s$ , mm – най-малкият размер на мрежата от крайни елементи;  $h$ , mm – най-малкият размер на детайла (в случая дебелината на плочата).

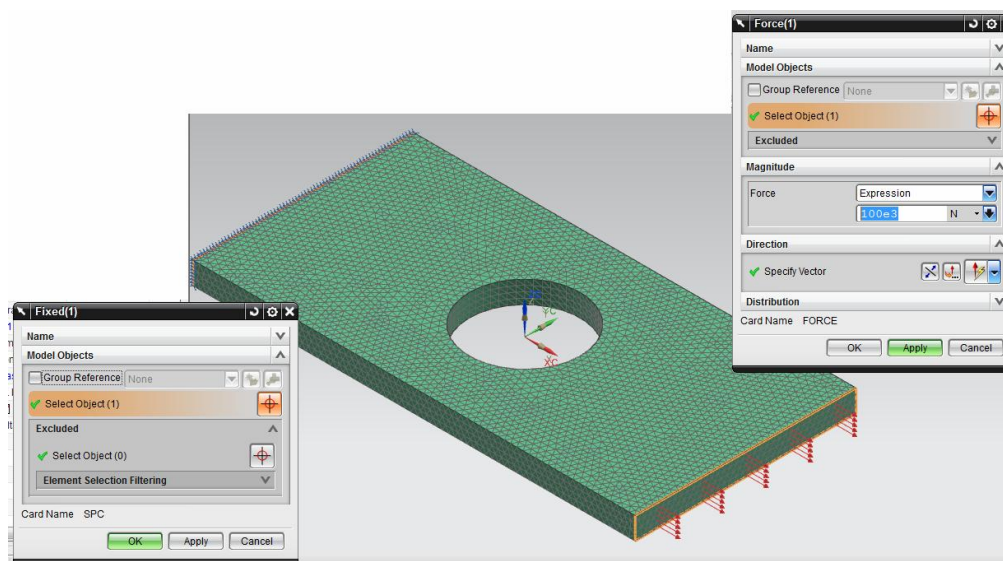
На фигура 4 е показано онагледяване на омрежването на изследвана плоча (образец № 2).



фиг.4 Омрежване на изследваните образци.

На фигура 5 са представени опорите и натоварването на един от изследваните образци с метода на крайните елементи. Изследвания образец (образец №1) е захванат за тясната му страна и е натоварен на опън, като силите са разпределени

върху срещуположната на опорите стена. Разположените по този начин опори и приложеното натоварване са валидни за всички изследвани образци. Натоварването на опън е със стойност 100 kN по оста  $x_c$ .



фиг.5 Симулационен модел – конфигурация на опорите и натоварването

#### 4. ИЗСЛЕДВАНЕ И РЕЗУЛТАТИ

При така изложената постановка са изследвани трите вида образци с помощта на метода на

крайните елементи чрез три различни вида софтуер а именно Solid Edge Simulation, NX Nastran и Ansys Workbench. Изследването на трите пластини е извършено при три различни стойности на



размера на крайните елементи т.е. детайлите са омрежени с различни по големина мрежи при изследването с трите вида софтуер.

За по-добро онагледяване резултатите са систематизирани и представени в таблица 1.

**табл.1** Сравнителни резултати

Размери на плочата	100x200x10 1xØ50			100x200x10 2xØ25			100x200x10 3xØ16.7		
	Теоретично пресмятане								
Пресметнато напрежение, МПа	200	200	200	200	200	200	200	200.04	200.04
Отношение d/b	0.5	0.5	0.5	0.25	0.25	0.25	0.17	0.17	0.17
Коефициент на концентратора	2.2	2.2	2.2	2.45	2.45	2.45	2.55	2.55	2.55
Максимални напрежения, МПа	440	440	440	490	490	490	510.1	510.1	510.1
	Solid Edge Simulation								
Относително наситняване	3	5	9	3	5	9	3	5	9
Ниво на наситняване s/h	1.17	1.028	0.474	0.741	0.75	0.345	0.67	0.47	0.17
Брой елементи	598	980	10320	1284	2256	25865	2980	4864	46462
Брой възли	1328	2082	17392	2661	4237	41340	5383	8517	71913
Максимално напрежение, МПа	309	358	423	329	315	389	290	314	373
	NX Nastran								
Относително наситняване	16.8	13.4	4.5	13.5	9.5	3.7	8	5.7	2.8
Ниво на наситняване s/h	1.68	1.34	0.45	1.35	0.95	0.37	0.8	0.57	0.28
Брой елементи	635	953	11229	1020	2266	23972	2857	9901	46741
Брой възли	1411	2095	20035	2205	4672	39842	5796	17709	76314
Максимално напрежение, МПа	437	445	445	420.83	423.3	429.5	428	412	415
	ANSYS Workbench								
Относително наситняване	coarse	medium	fine	coarse	medium	fine	coarse	medium	fine
Ниво на наситняване s/h	1	0.5	0.25	1	0.5	0.25	1	0.5	0.25
Брой елементи	154	1174	7060	154	1206	7436	135	1160	8848
Брой възли	1253	7009	35187	1250	7180	36950	1109	6922	44012
Максимално напрежение, МПа	421	440	439.9	367	401.7	406.8	329	363.6	387.7

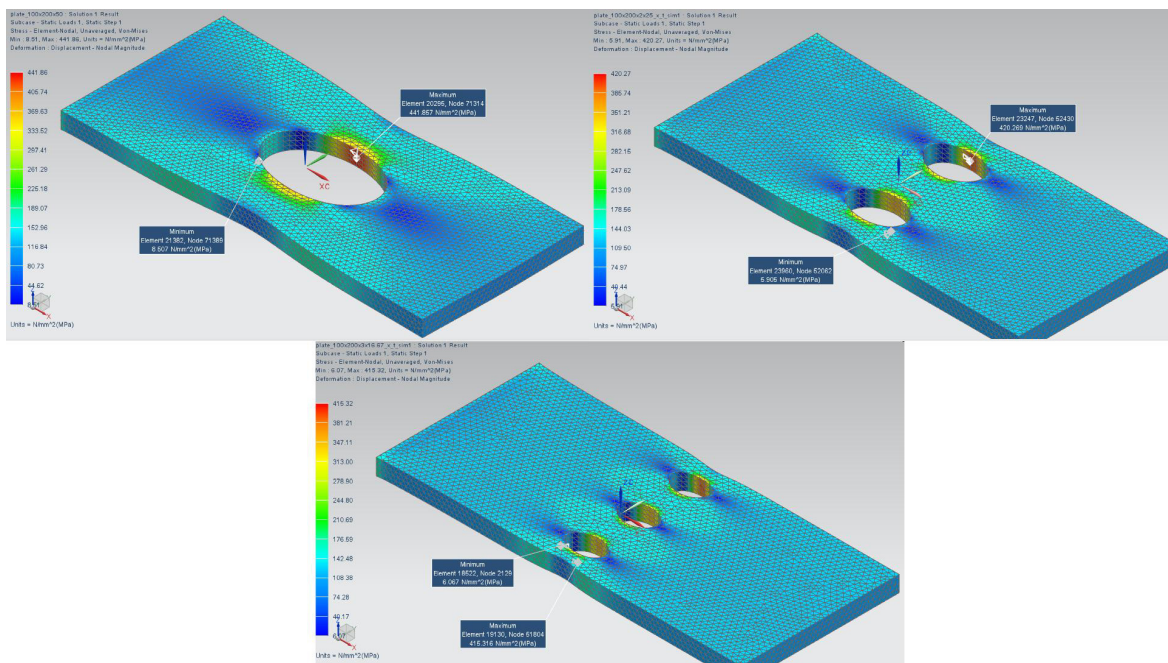
Изследване на максималните напрежения при еднакво ниво на наситняване за различните образци. Резултатите са дадени в таблица 2 и

са визуализирани на фигура 6. На фигура 7 е представено визуално резултатите за максималните напрежения при образец №3.

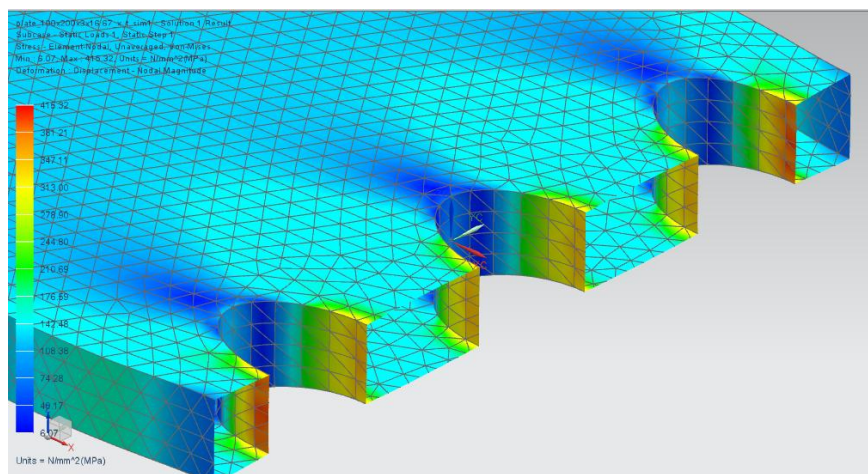
**табл.2** Резултати при еднакво наситняване на мрежата от крайни елементи.

Размери на плочата	100x200x10 1xØ50	100x200x10 2xØ25	100x200x10 3xØ16.7
	Теоретично пресмятане		
Пресметнато напрежение, МПа	200	200	200.04
Отношение d/b	0.5	0.25	0.17
Коефициент на концентратора	2.2	2.45	2.55

Максимални напрежения, МПа	440	490	510.1
	NX Nastran		
Ниво на наситняване	2.8	2.8	2.8
Отношение s/h	0.28	0.28	0.28
Брой елементи	44753	46953	46741
Брой възли	73137	76649	76314
Максимално напрежение, МПа	441	421	415



фиг.6 Резултати при изследване с програмния продукт NX Nastran



фиг.7 Максимални напрежения в концентратора – образец №3

## 5. ИЗВОДИ

Резултатите при използване на различни софтуерни продукти показват сериозно предимство в полза на професионалните системи с подробно управление на симулационните модели на МКЕ. Бързите системи вграждани в САД системите от среден клас показват съществена разлика с класическите методи за пресмятане.

Изследването показва високо ниво на припокриване на резултатите от пресмятането с класическия метод и метода на крайните елементи при условие, че нивото на наситняване има стойности под 0.3. При приемане на получената висока достоверност между резултатите получени с класическия метод и МКЕ изследването може да се продължи в посока на оценка на взаимното влияние на концентраторите на напрежение. Подобни изследвания не се намират в литературата.

Оценката на влиянието на концентраторите в разглеждания случай показва стабилна тенденция за намаляване на максималните напрежения.

Този факт въпреки, че противоречи на класическият подход, при които концентратора с по – малки размери дава по – големи максимални напрежения може да се разгледа като преразпределяне на максималните напрежения в няколко зони и съответното им намаляване.

Приложните аспекти на МКЕ дават възможност на студентите, специализантите и инженерите да решават изследователски задачи от този тип на изключително достъпно ниво. Предложената методика е особено показателна и подходяща за внедряване в учебния процес.

### Литература

1. **Христов Д.** и др. (1967). Пресмятане и конструиране на машинни елементи, С., Техника, 1967.
2. **Collins J. A.** (1981). Failure of Materials in Mechanical Design, John Wiley & Sons, New York, 1981.
3. **Hamrock B. Y., Schmid S. R., Jacobson Bo. O.** (2005). Fundamentals of Machine Elements, McGraw-Hill, New York, 2005.

## RESEARCH METHODIC OF STRESS CONCENTRATOR USING FINITE ELEMENT METHOD

**Petko NEDYALKOV**

Department "Machine elements and non-metallic constructions", Mechanical Engineering Faculty, Technical University of Sofia, Bulgaria  
e-mail: nedpetko@tu-sofia.bg

**Abstract:** In this article is described a Finite Element Method (FEM) statical structural analysis of maximal stresses in example specimens with different statical stress concentrators. Analysis results are compared between three different kinds FEM simulation software. Analysis results are also compared between different sizes of FEM mesh absolute and relative size. Simulation results are compares with calculated results using classical engineering design calculations.

**Keywords:** statical stress concentration, finite element method (FEM)



## ПРОЕКТИРАНЕ НА РЕГУЛИРУЕМ КЛАПАН НА РАДИАТОР, ЗАДВИЖВАН ЧРЕЗ СПЛАВИ С ПАМЕТ НА ФОРМАТА

Васил КЛИЧЕВ<sup>1</sup> Тодор ТОДОРОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България  
e-mail: [klichev@abv.bg](mailto:klichev@abv.bg)

<sup>2</sup>катедра „Теория на механизмите и машините”, Технически университет - София, България  
e-mail: [tst@tu-sofia.bg](mailto:tst@tu-sofia.bg)

**Резюме:** В настоящата статия е описана конструкция на клапан, регулиращ топлоподаването на радиатор. Задвижването се осъществява чрез сплави с памет на формата (СПФ) по принципно нова схема, при която възстановяващото звено е еластичният елемент (пружина или мембрана) на самия клапан. Описани са елементите на конструкцията. Създаден е 3D модел на клапана и са изложени необходимите предварителни конструктивни изчисления за проектирането на клапана.

**Ключови думи:** сплави с памет на формата, 3D моделиране, машинно проектиране, радиаторен клапан

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Клапаните за регулиране на топлоподаването на радиатори са особено актуални в последно време поради нарастващите нужди от пестене на енергия като цяло. Голям брой фирми между които Honeywell [13], Danfoss [9], Bulldog [8], Homebase [12], Regis [10] и Herz [11] се занимават с разработването на подобни устройства. Терминът термостатен радиаторен клапан ТРК, буквално от английски Thermostatic Radiator Valve (TRV) се наложил като общо наименование на редицата устройства, чрез които се постига пасивно, активно или интелигентно управление на температурата на загряващия модул. Тези устройства в най-популярното си изпълнение представляват управляем ръчно термостат, който играе ролята на сензор и актуатор и поддържа температурата с известни отклонения от зададена точка. Термостатът има камера, запълнена с активно вещество, намиращо се в твърдо, течно, или газообразно състояние, което при загряване увеличава размерите си и чрез подходяща механична система затваря или отваря клапана. Най-често се използват парафинови и восъчни термостати, защото при преминаване от твърда в течна фаза линейното удължение при тях достига до 15%. Газовите термостати също имат добри показатели по отношение на относителния ход и освен това са с по-високо бързодействие от парафиновите. Този вид управление е пасивно, защото освен ръчното задаване на точката на наст-

ройваната температура, нищо друго не се променя и регулирането разчита на собствените характеристики. Общи недостатъци на термостатните клапани е ниската им ефективност, бавната реакция и ограниченият диапазон на действие. Техните предимства са ниска цена, лесно управление, безшумност, проста конструкция.

Активните термостатни клапани съдържат термостат, но точката на настройване се задава чрез електронна система, която следи състоянието на температурата и задвижва допълнителна механична част. Управлението се базира на ПИД контролери и температурна сензорна система. Механичното преместване се осъществява чрез микро електромотори, соленоиди и подходяща трансмисия, съставена от зъбни, лостови, винтови и комбинирани механизми. Тези регулатори са по-ефективни, водят до по-ниска консумация на енергия, но самите те са с относително висок шум, влошават характеристиките си при повишаване на температурата, имат сложна механична и електронна конструкция.

Интелигентните клапани са базирани на управление, при което се отчитат много фактори като поведението на системата при определени ситуации и изработване на съответни реакции: самообучение; реагиране според прогнозни резултати; гъвкаво програмиране според навиците и предпочитанията на потребителите. Такива системи съдържат управляваща част, базирана на софтуер, електроника и високо ефективна механика. Управляващата система е базирана на тео-

рията на размитите множества и невронните мрежи. Използват се съвременни еволюционни и генетични алгоритми за оптимизиране на процесите.

## 2. СВОЙСТВА И ПРИЛОЖЕНИЕ НА СПФ

Първите механизми и системи, в които се използват тъй наречените “умни” или “интелигентни” материали са разработени като концепция в края на 80-те години на миналия век. Интелигентните материали притежават свойства, подходящи за използването им като структурни компоненти в актуатори, сензори и регулатори. Накратко те могат да бъдат дефинирани, като материали със свойства, които понижават масата и енергията и са с адаптивна функционалност. Разработването на тези материали е вдъхновено от биологичните структурни системи и в частност тяхната производителност, функционалност, прецизност, износоустойчивост и способността им да се възстановяват сами. Интелигентните материали са сплави, полимери или интегрирани системи от материали. Понастоящем не са изобретени материали, притежаващи всички по-горе описани свойства, но са получени сплави, които реагират на определени въздействия, като: температура, натиск, опън, електрическо поле, магнитно поле и други. Част от тези материали са сплави с памет на формата (СПФ), пиезоелектричните, оптичните влакна, магнитостриктивите и някои полимери. Те имат голям потенциал при използването им в различни инженерни приложения, като регулиране на вибрации и звук, изкуствени органи, макро и микро електромеханични системи. СПФ са едни от най-използваните, поради свойствата си да възстановяват своята форма, псевдо-еластичността си, големият си коефициент на затихване и адаптивните си свойства вследствие на обратимата фазова трансформация на материала.

Три главни функционални свойства могат да бъдат дефинирани при мартензитната трансформация: ефекта на памет на формата, супер еластичност и висок коефициент на демпфериране. Особено внимание се обръща на описанието на ефекта на паметта на формата, тъй като той е доминиращ при конструирането на актуатори.

Мартензитната трансформация се осъществява при определени стойности на температурата (от Ms до Mf и от As до Af, съответно от стартова до финална мартензитна и аустенитна температура). Този ефект се наблюдава, когато материал, вече деформиран в мартензитно състояние (фазата при ниска температура), възстановява първоначалната си форма, когато е нагрят до достигане на аустенитна фаза.

Сред всички видове СПФ, три основни типа са лесно достъпни и използването им при инженерни приложения е голямо. Те са Ni-Ti-X (където X е допълнителен компонент, като Cu, Pd, Hf), Cu-Zn-Al, и Cu-Al-Ni. Ni-Ti са най-предпочитани по няколко причини: те са ковки и еластични, резистивни на корозия и умора, биосъвместими, имат високо електрическо съпротивление, показват отлична термо механична стабилност. Могат да бъдат произвеждани в различна форма: пръти, шини, нишки, жила. Друг отличителен признак е наличието на още едно състояние (R-фаза). То се получава при охлаждане преди точката на мартензитна трансформация при определени условия на производство на материала. При това състояние материалът има ограничен хистерезис и много добра температурна стабилност. Поради тези причини R-фазата се използва при конструирането на много актуатори, въпреки малката деформация, достигаща до 1% [3].

Известни са редица патенти на клапани със СПФ [5,6,7]. Характерно за всички тези клапани е, че СПФ се използва като градивен елемент в конструкцията им. ТРК са устройства, които се проектират като самостоятелни модули с цел да се монтират на фабрично изработени основни клапани с подвижно бутало.

Цел на настоящата статия е да се разкрие принципно нов подход за приложение на СПФ за регулиране на клапани, при който за възстановяващо звено се използва еластичния елемент на буталото. Така се създава възможност едновременно да се изгради самостоятелен управляващ модул с най-опростена конструкция, при относително високи динамични, шумови, енергийни и ценови показатели.

## 3. ОБЩИ ПРИНЦИПИ ПРИ КОНСТРУИРАНЕ НА АКТУАТОРИ, БАЗИРАНИ НА СПФ

Използването на СПФ при разработката на актуатори представлява алтернатива на конвенционалните методи. Най-важните предимства са възможността за драстично намаляване на големината и теглото на актуатора. Друго предимство на този тип механизми е тяхната безшумност.

Един от недостатъците е, че те имат малка ефективност. Актуаторът може да бъде разглеждан като топлинен двигател, при който материалът преобразува приложената температура директно в работа. Това е причината неговата производителност да не може да е по-висока от тази при цикъла на Карно, която при температурния обхват на действие на СПФ не надвишава 10%. От друга страна СПФ реагират бавно при нагряване и изстудяване, като времето за реакция зависи в най-голяма степен от топлообменните характеристики на охлаждащата система.

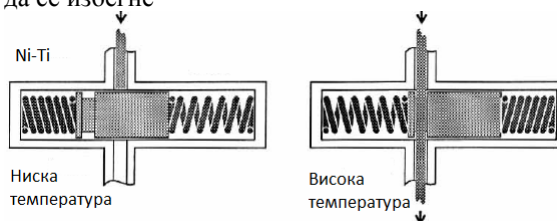
Възможно най-простият от конструктивна гледна точка актуатор, използващ СПФ се състои от СПФ елемент и установка, която да го нагрява и охлажда. При висока температура и малка конвекция на околната среда топлообменът между нея и СПФ е ограничен, което води до намаляване на честотната лента. Респективно при ниска околна температура и голяма конвекция топлообмена се подобрява и честотната лента се увеличава. Въпреки това големия топлообмен означава, че е нужна повече енергия за достигане на температурата необходима за реакция на материала. Друг недостатък на този тип актуатори е малката относителна деформация на материала (8,5 % при Ni-Ti). Това налага конструирането на иновативни механични системи с цел увеличаването на хода на актуатора.

При управлението на подобен тип механизми също възникват проблеми. Ефектът на паметта на формата е нелинеен феномен. Управлението на механизмите трябва да е съобразено със специфичния топлообмен и функцията на температурата спрямо възникналата деформация. Възникването на деформация при сравнително малка температурна граница, както и специфичната еластичност на СПФ също са проблеми, залегнали при конструирането на този вид механизми и в частност тяхното управление.

При конструирането на актуатор със СПФ първото решение е да се подбере начин за загреването на материала. При някои специфични

приложения за тази цел може да се използва температурата на околната среда. Този метод е удачен при проектирането на механизми, изпълняващи функцията на терморегулатори. Елемент от СПФ може да бъде разположен в среда (флуид), чиято температура е обект на контрол – фиг. 1 [2]. При тази конструкция пружината от Ni-Ti пропуска течност, която е нагрята над определена температура, съответстваща на аустенитната трансформация.

При други приложения най-често използвания източник на топлина е електрическият ток (променлив или постоянен). При използването на източник на променлив ток, той трябва да има значително по-висока честота от тази на честотната лента на реакция на елемента от СПФ, с цел да се избегне



фиг. 1. Термостатичен клапан с пружини от СПФ [12]

нестабилността при деформация. Принципна схема, при която загреването се осъществява с електрически ток е показана на фиг. 2 [14]. При загреване жицата с памет на формата се скъсява преминавайки в аустенитна фаза. Това води до преместване на изходното звено и деформиране на пружината. Пружината възстановява начално положение след като жицата се охлади и отново премине в мартензитна структура.



фиг. 2. Активиране на жица от СПФ, чрез електрически източник [14].

От изложеното по-горе се вижда, че конструирането на механизми, използващи СПФ като

задвижващи звена се основава на синтеза на електромеханична система, която се базира на специфичните им характеристики с цел намаляване на размерите и увеличаване на производителността на актуатора [1].

Жицата е най-често използваният елемент от СПФ. В сравнение с другите форми тя предлага най-голяма сила отнесена към сечение. Основната методология при проектиране на механизми, използващи този елемент е посочена от Уоранс [4]. Той приема, че отношението на напрежението към деформацията е линейно при температурния обхват ( $M_f - A_f$ ) и че параметрите касаещи проектирането са сила и ход. Чрез необходимата сила  $F$  и диаметъра на жицата  $d$  се определя максималното напрежение на опън

$$\sigma = \frac{F}{A_{CS}}, \quad (1)$$

където  $A_{CS} = \frac{\pi d^2}{4}$  е сечението на жицата. Максималното напрежение на опън е съобразено с умората на жицата, или казано по друг начин с броя на работните цикли. Този параметър се изчислява предварително, като в зависимост от неговата стойност актуатора може да изпълни дори и стотици хиляди цикли. От горните зависимости следва диаметъра на жицата

$$d \geq \sqrt{\frac{F}{0.8\pi}}. \quad (2)$$

Дължината на жицата се намира от формулата

$$L = \frac{S}{\Delta\xi}, \quad (3)$$

където  $S$  е хода, а

$$\Delta\xi = \xi_l - \xi_h, \quad (4)$$

е относителната деформация при ниска и висока работна температура на елемента,  $\xi_l, \xi_h$  са съответно относителната деформация при ниска и висока работна температура на елемента.

Деформацията при долната граница на работната температура е зададена стойност. Границите и са от 8% за няколко до 5%, за стотици хиляди цикъла. Стойността зависи от използвания материал. При Ni-Ti-Cu например много по-малко цикъла биха се постигнали при една и съща относителна деформация спрямо Nitinol. От

закона на Хук може да се определи деформацията при висока температура

$$\Delta\xi = \frac{\sigma_h}{E_h}. \quad (5)$$

където  $E_h$  е модула на Юнг за материала при висока температура. Промяната в дължината на материала при висока температура е

$$L_i = \xi_l L, \quad (6)$$

където  $L_i$  е постигнатото удължение, а  $L$  е цялата дължина. Отново използвайки модула на Юнг, но за ниската температурна граница следва

$$\sigma_l = \Delta\xi E_l \quad (7)$$

Приемайки, че материалът не е третиран с цел постигане на двупосочен ефект на памет на формата, необходимата възвръщаща сила за достигане отново на мартензитно състояние се описва както следва

$$F_r = \sigma_l A_{cs}. \quad (8)$$

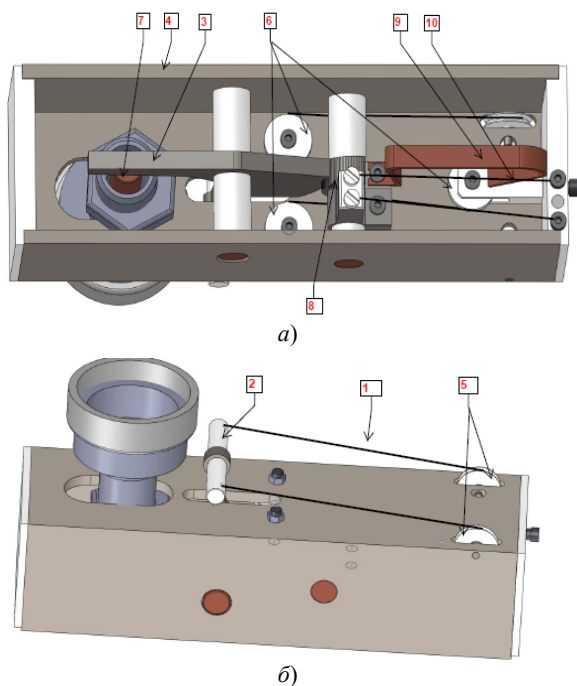
#### 4. ОПИСНИЕ НА ТРИИЗМЕРНИЯ МОДЕЛ НА КЛАПАНА

За моделирането на клапана е използван похват с възвръщаща пружина. Нагряването на жиците от сплав с памет на формата се извършва чрез източник на електрически ток, свързан към терминали на клапана. За изграждане на 3D модела е използван софтуера *SolidWorks*. Моделът е илюстриран чрез фиг. 1. Общ изглед на клапана е показан на фиг. 3 а) и на фиг. 1 б) се вижда изглед от ляво.

Принципът на действие на клапана е следният. За да се удължи пътят на жицата 1, както и за да се увеличи силата при по-нисък ток, силовият поток е разделен да два равностойни клона. За целта два края на жицата са закрепени към еластична греда 2 в долния край на ъглова кобилица 3. Еластичната греда се намира извън корпуса, които е изработен от материал с висока топлопроводимост. С помощта на вертикално разположени в края на основата ролки 5, жицата се прехвърля във вътрешната част на корпуса 4 като се разполага близо до стените му, за да се загрева допълнително. Почти под оста на ъгловата кобилица са разположени две хоризонтални ролки 6, чрез които се обръща посоката на СПФ жицата. Средният край на жицата образува



примка, увивайки се около трета хоризонтална ролка 6, чрез която се настройва първоначалния опън. В левия край ъгловата кобилица контактува с буталото на основния клапан 7, подлежащ на регулиране. Пружината на този клапан служи за възстановяване на първоначалното положение. В десния край ъгловата кобилица е изработена с



фиг.3. Модел на радиаторен клапан: а) общ изглед; б) изглед отстрани.

кръгла форма, чрез която контактува с фиксираща гърбица 8, която се притиска към кобилицата с помощта на плоска пружина 9. Гърбица заключва кобилицата и така осигурява зададеното положение на буталото. Чрез заключващия механизъм се избягва разхода на енергия за поддържане на буталото на клапана в зададена неподвижна позиция. За отключване на механизма се използва втора жица от СПФ 10, на която за целта се подава кратък електрически импулс, който предизвиква завъртане гърбицата и прекъсва контакта с кобилицата. Отцепването на гърбицата от ъгловата кобилица позволява тя да се премести под действието на пружината на буталото 7 и да възстанови крайното си положение при напълно отворен клапан, или да заеме нова позиция.

Цялото устройство е поместено в пластмасов декоративен корпус, в който са разположени батериите, електронна част, дисплей и бутони за ръчна настройка.

## 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

СПФ намират все по-широко приложение при конструирането на сензори и актуатори. Моделираният и произведен клапан, задвижван от звена, базирани на СПФ е по-ефективен относно потреблението на електрическа енергия спрямо тези, задвижвани от електромотор. С повишаване на температурата на околната среда, разходът на енергия намалява, защото голяма част от необходимата топлинна енергия се добива от управлявания радиатор. Актуаторът практически не се нуждае от поддръжка и гарантира продължителна употреба. Задвижващата механична част заема малък обем, тъй като СПФ актуаторите притежават най-висока енергийна плътност спрямо всички други видове задвижвания, известни до момента. Не на последно място трябва да се спомене и ниската цена на устройството.

## Благодарности

Научните изследвания, резултатите, от които са представени в настоящата публикация са финансирани от Вътрешния конкурс на ТУ-София 2012-2013г.

## Литература

1. Higuchi T., Suzumori K., Tadakoro S., Next-Generation Actuators Leading Breakthroughs, Springer-Verlag Limited, 2010, pp 160 – 170.
2. Logoudas D., Shape Memory Alloys – Modeling and Engineering Applications, Springer Science+Business media, 2008, pp 29 – 39.
3. Schwartz M., Encyclopedia of smart materials, John Wiley and sons, 2002, pp 1 – 7.
4. Warams, T. C. 2nd Ed., Actuator Design Using Shape Memory Alloys, Hamilton, Ontario, 1993, pp. 20-31.
5. US 2009/0139727 A1, Chevron U.S.A. Inc., San Remon, CA (US).
6. US 6.427.712 B1, Robertshaw Controls Company”, Richmond, VA (US).
7. US 7.260.932 B1, Therafuse, Inc., Carlsbad, CA (US).
8. [http://www.bhl.co.uk/category/Bulldog\\_Radiator\\_Valve](http://www.bhl.co.uk/category/Bulldog_Radiator_Valve), Посетен на 18.02.2013 г.
9. [http://www.danfoss.com/United\\_Kingdom/Products/Categories/Group/HE/Thermostatic-Radiator-Valves/](http://www.danfoss.com/United_Kingdom/Products/Categories/Group/HE/Thermostatic-Radiator-Valves/) Посетен на 16.02.2013г.

10. <http://www.diy.com/nav/rooms/heating-radiators/>  
Посетен на 14.02.2013г.

11. <http://www.herzvalves.com/www/default.asp?contentID=663> Посетен на 17.02.2013г.

12. <http://www.homebase.co.uk/webapp/wcs/stores/servlet/>  
Посетен на 17.02.2013г.

13. <http://www.honeywelluk.com/products/Thermostatic-Radiator-Valves/> Посетен на 14.02.2013г.

14. <http://www.sciencedirect.com>, Посетен на 14.02.2013г.

## DESIGN OF CONTROLABLE RADIATOR VALVE, DRIVEN BY SHAPE MEMORY ALLOYS

Vasil Klichev<sup>1</sup> Todor Todorov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department „Theory of Mechanisms and Machines”, Technical University - Sofia, Bulgaria  
e-mail: [klichev@abv.bg](mailto:klichev@abv.bg)

<sup>2</sup> Department „Theory of Mechanisms and Machines”, Technical University - Sofia, Bulgaria  
e-mail: [tst@tu-sofia.bg](mailto:tst@tu-sofia.bg)

**Abstract:** This paper presents and describes the basic design technologies for prototyping a controllable radiator valve, which is driven by shape memory alloys (SMA) links. The mechanism is evaluated in a principally innovative way in which the bias element is elastic one (spring or membrane) and it is integrated in the valve. The elements of the unit are described, and a 3D model is created and shown.

**Keywords:** Shape memory Alloy, SMA, 3D modeling, machine design, radiator valve, TRV

## ОТНОСНО КВАЛИФИКАЦИОННИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ИЗИСКВАНИЯ КЪМ КАНДИДАТИТЕ И ЛИЦАТА АВТОЕКСПЕРТИ

**Васил ПЕНЧЕВ**

катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет – София, България  
e-mail: [vasil\\_penchev@tu-sofia.bg](mailto:vasil_penchev@tu-sofia.bg)

**Резюме:** В работата са отразени основни и специфични изисквания, които според автора трябва да бъдат покривани от лицата кандидати за вещи лица в областта на автотехническата експертиза към съдебната система на Република България. Направен е критичен анализ на нормативната уредба, касаеща вещите лица, като са направени препоръки за нейното усъвършенстване с цел постигане на положителни резултати при изготвяне на автотехническите експертизи.

**Ключови думи:** автотехническа експертиза, автоексперт, вещо лице

### 1. УВОД

В условията на растящ брой автомобили по пътищата на България, наличието на агресивност и липсата на рутина и разсъдък при голяма част от водачите им и неизменно свързаните с това пътно – транспортни произшествия (ПТП), които възникват ежедневно, нанасят материални щети и нерядко отнемат човешки животи, винаги остава актуален въпросът за виновността на причинителите на тези събития. Факт е, че при определяне на вината на участниците в събитията в различните фази на производството (досъдебно или съдебно) решаваща роля играе автотехническата експертиза. „Експертиза” е понятие, чието съдържание е регламентирано в [1]. В чл.2 на [7] се регламентира, че чрез тях се изясняват всички обстоятелства, свързани с моторните превозни средства, като автопроизшествия, ремонти, повреди, оценки и др. Липсва обаче точно определение за процеса. Според автора автотехническата експертиза е процес на изследване на ПТП и/или други събития настъпили с пътни превозни средства (ППС), включващо в себе си комплекс от специфични дейности, налагащи прилагането на специализирани знания в определени области от науката (физика, механика, математика, теория, конструкция и ремонт на автомобила (ППС)).

За нуждите на съдебната система се ангажират лица, съгласно [1,2,3]. Голяма част от тях нямат необходимата квалификация и знания, което води след себе си опорочаване на процеса, в който съответното лице е ангажирано, от гледна точка

на атакуемост от заинтересованите страни на заключението дадено от експерта, назначаване на повторна експертиза, удължаване на времетраенето на самия процес и непредвидими разходи на финансови средства. С оглед на ограничаването на тези практики се предлага процедура, чрез която да се уеднаквят изискванията и регулярно да се проверяват знанията и уменията на лицата ангажирани като автоексперти.

### 2. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ЗА РЕШАВАНЕТО НА ПОСТАВЕНИТЕ ПРОБЛЕМИ

Както е известно, липсва единен институт за съдебни експертизи. По отношение на криминалистическите експертизи е създаден положителния пример - Научноизследователския институт по криминалистика и криминология (НИКК)[5] при МВР с НТЛ звена в регионалните дирекции на вътрешните работи. Тази стройна организация се е запазила и досега, но институтът се намира на ведомствено подчинение, поради което не винаги съдебните експертизи се приемат еднозначно, тъй като са извършени във ведомствен институт. От друга страна, като принадлежност към състава на института, лицата ангажирани с експертен анализ носят съответната отговорност за представеното от тях заключение. Не стои така обаче въпросът за експертите, занимаващи се с автотехнически експертизи. До годините на т. нар. „Преход”, автотехническите експертизи се изготвяха от лица, които имаха отношение с Бюрото за автотехнически експертизи, действащо като обособена част от Съюза на българските автомобилисти (СБА),

но в последствие, след промяна на нормативната уредба, за вещо лице може да кандидатства всеки български и/или чужд гражданин, отговарящ на редица условия, посочени в [1,3]. Чл.13 от [1] указва условията, на които трябва да отговаря всеки кандидат за вещо лице. Наредбата дава възможността не само лица с образование в областта на транспорта да кандидатстват и да бъдат включвани в списъците за вещи лица. Изискването на т. 1 от горесцитирания член гласи: „завършило е **професионално образование** и притежава съответните **специални научни знания в областта на определен вид съдебна експертиза.....**”. Не става ясно какво професионално образование следва да е завършило лицето, кандидат за автоексперт. Още по-интересен е фактът за изискването за притежаване на „**специални научни знания**”, като никъде не е регламентирано какво е значението на термина, но в §1 от ДР на [1] е обяснено значението на „специални знания”. Ако се направи тълкуване на термина „**специални научни знания**”, това означава, че вещото лице трябва да притежава знания на високо научно ниво, придобито в следствие на теоретична подготовка и практически опит. Прилагателното име „научни”, обаче поставя под съмнение възможността на голяма част от лицата присъстващи в списъците на вещите лица за определен съдебен район, те да бъдат включени и/или включвани в тях. Това се дължи на факта, че малък брой хора на територията на Република България притежават наистина специални научни знания в областта на съдебната автотехническа експертиза. Всяко лице завършило висше образование в професионалното направление „Транспорт” може да се счита, че притежава специални знания в тази област. В комбинация със стаж в областта на транспорта, който в наредбата е фиксиран на минимум 5 год. може да се твърди, че лицето притежава и опит в тази област. Остава висящ въпроса с научните знания. При извършено собствено проучване от автора е установено, че на национално ниво 25 - 30 човека, вписани в списъците на съдилищата като вещи лица наистина притежават научни знания в областта „Автотехническа експертиза”. Всички от тях са настоящи или бивши преподаватели във висши учебни заведения на територията на България. Много малка е частта обаче на лицата под 45 годишна възраст, при-

надлежащи към тази група. В основа на това е липсата на ясно регламентирана дейност по обучение на лица, желаещи да се занимават с автотехнически експертизи. Единствената работеща школа е в сектор „СДК” към ТУ София, факултета в гр. Сливен. Преди 10 години такава дейност е и на територията на ТУ София, но тази дейност бе замразена, поради различни субективни и обективни причини.

Съгласно мнението на автора, за да се извършват качествени експертни изследвания и изготвят качествени заключения, лицата, ангажирани с тази дейност следва да отговарят на няколко важни условия:

1. Да имат **задължително** завършено **висше образование** в областта на транспорта – това е необходимо, тъй като обект на изследване е транспортно средство (или множество такива) и такъв специалист, следва да е придобил достатъчно знания по дисциплините свързани с транспортната техника. Специалисти със средно образование нямат придобити необходимите знания за извършване на такъв вид изследвания, откъдето следва, те да нямат право да бъдат включвани в списъците на вещите лица.

2. Да са преминали начален курс по „Автотехническа експертиза” в който да се разглеждат законовите основания за назначаването и, както правата и задълженията на експертите. Да бъдат запознати с основните методи и средства, базови и съвременни, за изготвяне на автотехнически експертизи. Такъв курс, голяма част от лицата, завършили висше образование в областта на транспорта са изучавали при придобиване на образователно – квалификационна степен (ОКС) „бакалавър” или ОКС „магистър”.

3. Да притежават солидна образователна основа в областите механика и математика – необходимо е, за да могат лесно да възприемат математическите модели, използвани при анализа на събитията.

4. Да притежават компютърна грамотност – работа с офис пакети „Open Office” или „MS Office”.

Горните условия са необходими и достатъчни, за да може едно лице да кандидатства за вписване като „автоексперт”. Всичко което е в „повече” в областта на автотехническата експертиза може да се приеме като предимство – например, прите-

жаване на научна степен придобита чрез разработване на дисертационен труд в областта на автотехническата експертиза или транспорта, научно звание, научни публикации в същата тази област и т.н.

При попадане в списъка на вещите лица, е необходимо, субектите да посещават регулярно опреснителни занятия (например веднъж на 10 години), в които да се извършва запознаването им с новостите, известни в световен мащаб. Това е необходимо, тъй като голяма част от експертите ползват методики, които не са актуални. Също така с развитието на автомобилната промишленост се променят принципите на работа на системите на автомобилите, което от своя страна води до промяна на методиките за изследване на събитията. Тези „опреснителни курсове“ следва да бъдат задължително условие, което да им дава правото да упражняват дейност като вещо лице за следващ период от време. Също така е добре да има обратна връзка между Министерство на правосъдието и автоекспертите, тъй като е необходимо да се наблегне при тези курсове на слабите страни на изготвяните експертизи и да се представят методи, чрез които слабостите да бъдат отстранени.

Задължително тези курсове следва да завършват със сертификат за автоексперт, който да има своята тежест, и чрез който притежателят му да носи морална и наказателна отговорност съгласно разпоредбите на наказателния кодекс.

За осъществяване на горните препоръки, обаче трябва да се създаде ясно регламентирана законова уредба за да може да се изпълнят тези изисквания. За целта е необходимо на национално ниво да се създаде институт, в който да се обучават лица, които притежават квалификации за придобиване на правоспособност като автоексперт. Тъй като това е доходен бизнес, много фирми извършват такива обучения, като курса е с продължителност между 1 и 3 дни. За това време се счита, че лицата са придобили достатъчно знания за да бъдат квалифицирани като „Автоексперти“. За да стане един човек автоексперт и да изготвя качествени експертни заключения е необходимо поне 5 години да се е занимавал с такава дейност.

На територията на България има множество организации, които са създадени с цел обучени-

ето и защитата на интересите на членуващите в тях автоексперти. БА ВЛЕК, СНАТЕБ и др. са само една малка част от тях. В уставите им (специално в устава на СНАТЕБ) е записано, че извършват и обучение на експерти, но това остава само в устава. Дейността по обучението е на критично ниско ниво, което е и основната причина за изготвянето на голяма част некоректни експертни анализи и заключения. Трябва да се отбележи и необходимостта от тясно сътрудничество с Министерствата на правосъдието и на вътрешните работи, тъй като те са основните потребители на услугите предоставяни от вещите лица.

Единственото за момента висше учебно заведение, което предлага обучение в магистърска степен по специалност „Автотехническа експертиза е ВТУ”Тодор Каблешков” [6]. Предлага се учебен план с продължителност на обучението 3 семестъра, като последния семестър е за изготвяне на дипломен проект. При по-задълбочен поглед върху учебния план се вижда, че особено голямо внимание се отделя върху „Теория и конструкция на автомобила” (105 часа хорариум) и „Технически експертен анализ”. Следва да се отбележи, при условие че се изучават визирани дисциплини с такъв хорариум и тяхната важност върху придобиването на основни знания по отношение на обектите, които се изучават би било добре да се въведе и изготвянето в най- добрия случай на курсова работа, а може и курсов проект, което разширява знанията на студентите върху конструктивните възможности на системите от автомобила, от които пряко зависи безопасността - активна и пасивна.

Тъй като специалността е нова, не може да се направи анализ за постигнатото в обучението на студентите в тази област и не може да се даде ясна оценка за ползите от наличието на една такава магистърска степен.

Затова актуален, в близките 5-10 години, остава въпросът с „автоекспертите”, които са действащи в момента, без да притежават за това необходимите „научни знания”, и както по-нагоре вече бе отразено, броят на такива лица е относително голям на фона на общия брой лица, вписани като експерти в областта на „съдебната автотехническа експертиза”.

### 3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализът представен в настоящият труд е с единствената цел да се насочи в каква посока да се предприемат адекватни действия с цел усъвършенстване на процеса на изготвяне на авто-технически експертизи за нуждите на досъдебното и съдебно производство и за увеличаване на качеството на експертните заключения и намаляване на причините за удължаване на времетраенето на съдебните процедури, касаещи пътно – транспортните произшествия и не на последно

място да се минимизират разходите на финансови, природни и енергийни ресурси.

#### Литература

1. Наредба № 3/30.11.2012 г. за вписването, квалификацията и възнагражденията на вещите лица
2. Закон за съдебната власт
3. Наказателно - процесуален кодекс
4. <http://www.bg-pravo.com/> (посетен на 06.05.2013г)
5. <http://www.nikk.mvr.bg> (посетен на 06.05.2013г)
6. <http://www.vtu.bg/> (посетен на 06.05.2013г)
7. Наредба № 1/1996 г. за автотехнически експертизи

## ABOUT THE CHARACTERISTICS AND QUALIFICATION REQUIREMENTS FOR AUTOEXPERTS

Vasil PENCHEV

Fundamentals and technical means for design department, Technical University-Sofia, Bulgaria  
e-mail: [vasil\\_penchev@tu-sofia.bg](mailto:vasil_penchev@tu-sofia.bg)

**Abstract:** The work reflects on the general and specific requirements, that in the author' opinion, must be covered by the candidates for experts in the field of auto technical expertise to the judicial system of the Republic of Bulgaria. The author makes a critical analysis of the legal framework concerning expert witnesses, and made recommendations for improvement in order to achieve positive results in the final conclusions of auto technical expertises.

**Keywords:** vehicle crash accident investigation, autoexpert

## ПРОЕКТИРАНЕ НА КАРДАНОВИ СЪЕДИНИТЕЛИ, НАСОЧЕНО КЪМ МИНИМИЗИРАНЕ НА ГАБАРИТНИТЕ ИМ РАЗМЕРИ

**Вярка РОНКОВА**

катедра „Машинознание, Машинни Елементи и Инженерна графика”, Русенски университет „Ангел Кънчев” - Русе, България  
e-mail: vronkova@uni-ruse.bg

**Резюме:** В настоящата работа са представени основните етапи при проектирането на карданови съединители. Насочена е към решаване на задачи, свързани с осигуряване на незасичане на вилките, при отчитане на разликата в скоростите им на въртене и промените във взаимното положение на осите. Разгледани са процесите на оптимизиране на кардановия съединител, който минава през последователно решаване на редица задачи. Основната задача е конструктивното оформяне на основни детайли - кръстачка и вилки, по-специално рамената на вилките. Вариациите във промените на формата на рамената на вилките по дължина са също начин за търсене на оптимални решения. Разгледан е математичен модел с помощта, на който е възможно подобряване на проектните решения. Чрез постигнатото оптимизиране конструкцията на рамената на вилките се дава възможност за минимизиране на габаритните им размери

**Ключови думи:** карданов съединител, проектиране, оптимизиране

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Съществен момент от проектирането на шарнирите на Хук, особено при големи ъгли между валовете по направление на техните оси, е конструктивното оформяне на техните основни детайли – кръстачка и вилки, по-специално на рамената на вилките. Поради непрекъснатото променящо се взаимно положение на свързаните детайли много често се налага подходящата форма да се търси и отработва чрез подготвяне на моделни образци, незасичането на които се осигурява чрез изследване по опитен път. Това осъществява и удължава процеса на проектиране. Една от важните цели на предлагания нов подход на проектиране е да се избегне затруднението по незасичането чрез намирането по аналитичен път на конструкция, отговаряща на изискванията за обвързаност на параметрите.

### 2. ОСНОВНИ ЕТАПИ НА ПРОЕКТИРАНЕТО НА КАРДАНОВИ СЪЕДИНИТЕЛИ

Необходимостта от оптимизиране на конструкцията на шарнирите на Хук налага нов подход за тяхното проектиране. Този процес преминава през поетапно решаване на редица задачи.

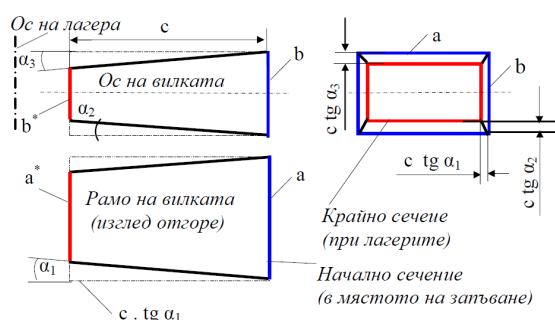
#### 2.1 Проектиране и моделиране параметричен модел на рамената на вилките

Най-широко използваната (традиционна) форма на рамената на вилките се обосновава до голяма степен чрез анализ на якостното им натоварване. То се създава от тангенциалните ( $F_t$ ) и осови ( $F_a$ ) сили, действащи в краищата на рамената на вилките през външните лагерни гривни. В случая всяко рамо може да се разглежда като конзолна греда, запъната в мястото на сливане с главината на вилката. Натоварващите сили създават моменти и напрежения, които са най-големи в сеченията до мястото на запъване. Тези сечения трябва да са с голям съпротивителен момент. В близост до приложните точки на натоварване възникващите напрежения са доста по-малки, но технологичните изисквания при оформяне на връзката им с участъка около разширенията за лагерните гнезда налагат сечения с достатъчно големи размери. В равнина, перпендикулярна на осите на лагерите, съображения аналогични на посочените оправдават форма на рамената близка до трапецовидната (фиг.1).

За по-голямо удобство, при съставяне на математичния модел на конструкцията размерите  $a^* x b^*$  на крайното сечение (в областта на лагерите) са представени чрез ъглите  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\alpha_3$  (който може да бъде и в обратна посока). При различни стойности на ъглите, началното,

крайното и междинните напречни сечения на рамената са с правоъгълна, а надлъжните – с правоъгълна или трапецовидна форма.

Придаването на трапецовидна форма на сечението на рамената и в равнината на вилката увеличава съпротивителния момент в мястото на запъване и позволява доближаване на част от въртящата се маса към геометричната ос на въртене [1,2,3,4].



**фиг.1** Параметричен модел на рамената на вилките  $a \times b$ ,  $a^* \times b^*$  – размери на началното и на крайното сечения;  $c$  – дължина на рамената;  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  – ъгли за дефиниране на крайното сечение

По този начин маховият инерционен момент на вилките се намалява, което води до намаляване и на динамичното натоварване на междинните вилки, въртящи се с непостоянна ъглова скорост. Това налага определяне на инерционния момент на вилките и текущ контрол на неговата стойност по време на самото проектиране, насочен към нейното минимизиране. Необходим елемент на изчислителния процес е и познаването на компонентите на силите натоварващи вилките на шарнирите, във всеки момент от променливия цикъл, произтичащ от неравномерността на въртене на междинния вал.

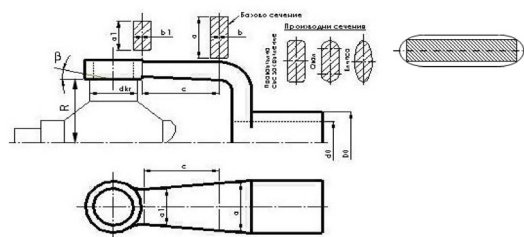
Пълната изчислителна процедура на съединителя се нуждае и от редица данни за външното натоварване, размерите на всички детайли и елементи, използваните материали, техните механични характеристики и т.н. По-главни представители на тези изходни данни са:

- Номиналната предавана мощност ( $P$ );
- Честотата на въртене на задвижващия вал ( $n$ );
- Ъгълът на пресичане на геометричните оси на вилките ( $\gamma$ );

- Материалите на кръстачките, вилките, валовете;
- Формата и размерите на отвора в главината на вилките – за цилиндричен вал, за квадратен вал, за вал-тръба;
- Видът и размерите на шлицовите съединения: правостенни, еволвентни;
- Допустимите напрежения и др.

## 2.2 Математичен модел на вилката, форма и разположението на рамената ѝ

В параметричния модел на вилката основните геометрични характеристики, определящи конструкцията ѝ са разстоянието  $B$  ( $2R$ ) между ушите на двете рамена (фиг.2), размерите на напречните начално ( $a \times b$ ) и крайно ( $a^* \times b^*$ ) сечения и ъглите на страничните стени (по дължина) -  $\alpha_1, \alpha_2$  и  $\alpha_3$  (фиг.1). Чрез избор на подходящи стойности на геометричните параметри на базовото (началното) сечение, което обикновено е определящо за якостта на рамената, и с подходящо по конструктивни и технологични причини закръгляне на формите, могат да се получат различните производни сечения.



**фиг.2** Производни форми на напречното сечение на рамото на вилката

На практика във всички случаи рамената на вилките се изпълняват със закръгления по ръбовете, но не се изключва и модифициране на правоъгълната форма на напречното сечение до овал или елипса. Вариациите във промените на формата на рамената по дължина са също начин за търсене на оптимални решения. В показаният на фиг.2 вариант за конструктивно оформяне на вилка размерите на напречните сечения по направление на дължината „ $c$ ” на рамото се променят при спазване на изискването  $b = b^*$  и  $a > a^*$ , което може да бъде дефинирано и чрез промяната на ъглите на стените на двете рамена. В случая



различните варианти на оформяне на сечението са подчинени на следните изисквания за ъглите на сеченията:  $\alpha_1 = 0$  (рамена с успоредни странични стени) и  $\alpha_3 = 0$  (вилки с успоредни външни стени на рамената). А при допускане на неуспоредност между вътрешните стени на рамената, т.е. при  $|\alpha_2| > 0$  или когато те са наклони навътре, техните надлъжни сечения са с формата на трапец.

В някои случаи се налага скосяване на ушите на вилките под ъгъл  $\beta$ , за да се осигурят по-добри възможности за монтиране на шарнирите на Хук с монолитна кръстачка.

### 2.3 Определяне минимални размери на кръстачка и вилка

В масовия случай връзката между кръстачката е с иглени лагери, поради което минималните размери на кръстачката трябва да бъдат обосновани с размерите на този тип лагери (табл.1) и по-специално с размерите, определящи лагерните шийки.

В началото се избира лагер с най-малки размери. Според вътрешният диаметър на лагера  $d_{emp}$  се избира диаметъра на шийката  $d_1 = d_{emp}$ .

Диаметърът  $D_{осн\ ии}$  и височината на стъпалото на шийката  $m_{и}$  (фиг.3, фиг.4) зависят от варианта на конструкцията на лагера (изпълнения I, II, III и IV). Диаметърът се избира според функционалното предназначение на основата на шийката - да поддържа лагера. За изпълнения I, III основата на шийката поддържа външно корпуса на лагера, а за II и IV навлиза в стъпало на лагера. И в двата случая основата на шийката трябва да е под иглите на лагера и диаметърът да е в границите  $D_{осн\ ии} = d_{emp} + 1(2)d_p$ . Височината на стъпалото  $m_{и}$  е също в зависимост конструктивното изпълнение на лагера (табл.1) и може да има стойности  $m_{и} = 0$ , или за лагери с вътрешно стъпало -  $m = 3$ ,  $m_{и} = 3.5$ .

табл.1 Размери на иглени лагери. Примерни минимални размери на кръстачките

Стандартни размери на иглени лагери						Кръстачка			
$D_{внш}$	$d_{втр}$	$V_{лаг}$	$d_p$	$l_p$	$b_{лаг}$	R	$D_{осн\ ш}=(1-2)d_p+d_{втр}$	$D_{кр\ баз\ min}=D_{осн\ ш}+2R$	$V_{лаг} - b_{лаг}$ (за определяне на h)
28	15,2	19	2,5	10	4,25	0,5	18,2 до 20,7	19,2 до 21,7	14,75
		22,5	2,5		18,25				
30	16,3	21	3	10	4		19,3 до 22,3	20,3 до 23,3	17
		25,5			21,5				
35	22	26,5	3	16	5		25 до 28	26 до 29	22,5
39	25	28			28 до 31		29 до 32	23	
50	33,65	34,4	3	16	4		36,65 до 39,65	37,65 до 40,65	30,4
		28,8							24,8
		25,1							21,1
		28,4							24,4
62	45	34,4	3	20	4	48 до 51	49 до 52	30,4	

$m$  – дължина на вътрешното стъпало на лагера; за изпълнения I и III,  $m=0$ ; за изпълнения II и IV,  $m=3$ .  
 $c=0,5$  – хлабина между челото на шийката и дъното на лагера в сглобено състояние;  $h = V_{лаг} - b_{лаг} - m - c$

Край на стъпалото трябва да се оформи със закръгление, с минимална стойност на радиуса  $R0,5$ .

Основата на кръстачката (фиг. 3) може да се оформи с два базови цилиндри с взаимноперпендикулярни, пресичащи се геометрични оси.

Минималният диаметър  $D_{кр\ баз}$  на базовите цилиндри е

$$D_{кр\ баз} = D_{осн\ ии} + 2R \quad (1)$$

Дължината на шийката  $h$  зависи от дължината на лагера  $V_{лаг}$  и необходимата минимална хлабина „с“ между челото на шийката и дъното на

лагера. При дебелина на дъното на лагера  $b_{лаг}$ , дължината на шийката е

$$h = B_{лаг} - b_{лаг} - m - c \quad (2)$$

При избраните стойности на  $h$  и  $D_{кр баз}$ , минималният размер  $H$  на кръстачката е

$$H_{min} = 2(h + m_{ш} + R) + D_{кр баз} \quad (3)$$

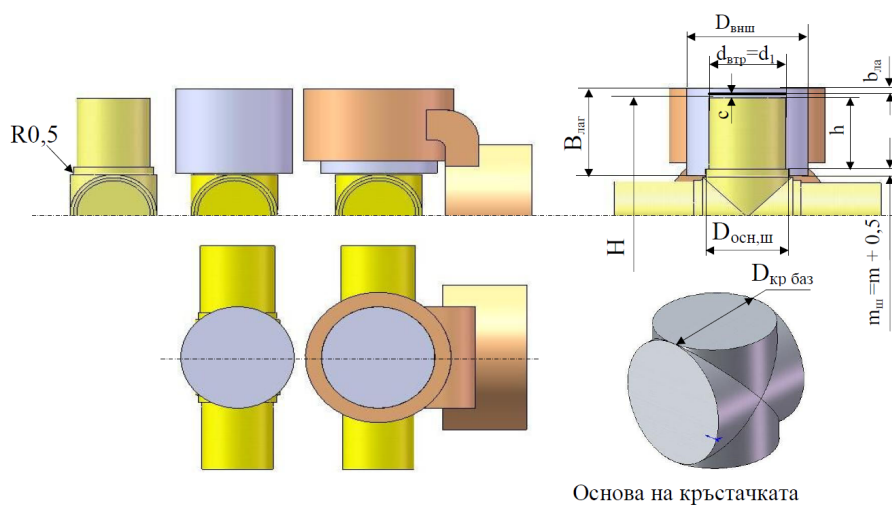
Избраният диаметър на шийката трябва да се провери якостно, на огъване

$$\sigma_{ог} = M_{1max} / W_{ог} \leq [\sigma_{ог}], \quad (4)$$

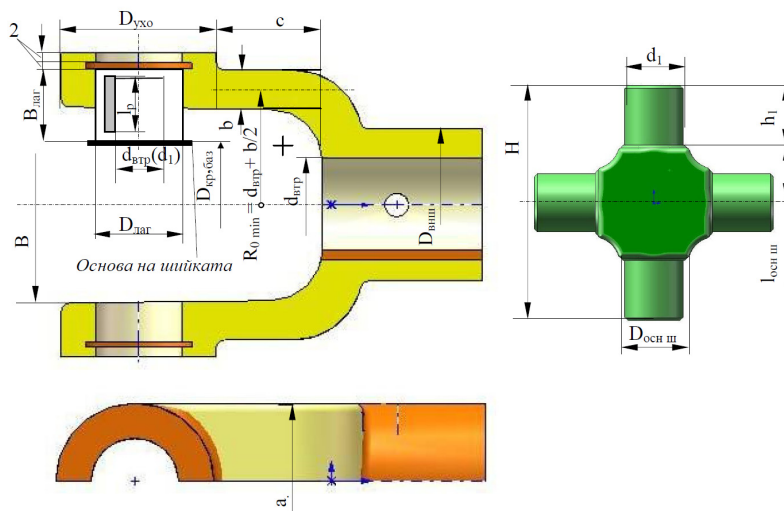
където  $M_{1max}$  е максималният огъващ момент, натоварващ шийката.

Върху задвижващата вилка 1 действа тангенциална сила  $F_{t1}$ .

$$M_{max} = F_{t1} (h - 1_p / 2) \quad (5)$$



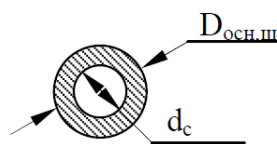
фиг.3 Параметри на лагера, определящи минималните размери на кръстачката и вилката



фиг.4 Визуално съпоставяне на размерите на лагерите, кръстачката и главината, обосноваващи минималните характерни размери на вилката

Формулите за изчисляване на  $M_{1max}$  и  $F_{t,max}$  са представени в табл. 2. Приетите означения на използваните в таблицата параметри са:  
 $\phi_1, \phi_2$  - ъглите на завъртане на вилките на задвижващия, респ. задвижвания вал;  
 $a = (H - l_p) / 2$  - радиусът на окръжността, описвана от шарнирите на вилката;  
 $\gamma$  - ъгълът на пресичане на задвижващия и задвижвания вал;  
 $F_t, F_a$  - тангенциалните и осови компоненти на реакциите в шарнирите;  
 $F$  - резултантната сила в шарнирите (еднаква за двете вилки);  
 $T, P$  - въртящите моменти и мощности, предавани от валовете;  
 $M$  - огъващият момент за вилката;  
 $\omega, rad / s^{-1}$  - овата скорост на валовете и вилките (за вилка1  $\omega_1 = const$ ).

Съпротивителният момент на напречното сечение на шийката се определя по (6) и според фиг.5.



фиг.5 Параметри на напречното сечение на шийката

$$W_{oc} = D_{очн.ш}^3 \left[ 1 - (d_c / D_{очн.ш})^4 \right]$$

и

$$W_{oc} = \pi (D_{очн.ш}^4 - d_c^4) / (32 D_{очн.ш}), \quad (6)$$

където  $d_c$  е диаметърът на отвора за мазане на лагера

$$d_c = (0.35 - 0.45) D_{очн.ш} \quad (7)$$

По предварително зададената предавана мощност и ъглова скорост на въртене на вилка 1 се определя въртящият момент  $T_1$ . Чрез него се определят  $F_{t1}$  (има постоянна стойност) и максималният огъващ момент  $M_{1max}$  [1,2,5].

табл.2 Кинематични параметри и натоварвания на вилките

	Вилка 1			Вилка 2		
	За всеки $\phi_1$	$\phi_1$ - екстр. стойности 0°, 180°    90°, 270°		За всеки $\phi_1$	Екстремни стойности $\phi_1 = 0^\circ, 180^\circ$ $\phi_1 = 90^\circ, 270^\circ$	
$\omega$	Зададена и постоянна			$\omega_2 = \omega_1 \cdot \cos \gamma / (1 - \sin^2 \gamma \cdot \cos^2 \phi_1)$	$\omega_{2max} = \omega_1 \cos \gamma$	$\omega_{2min} = \omega_1 \cos \gamma$
$\phi$	-			$\phi_2 = \arctg(\tg \phi_1 / \cos \gamma)$	-	
$F_t$	$F_{t1} = T_1 / (2a) = T_1 / (H - l_p)$ - константа			$F_{t2} = F \cos \gamma / (\cos^2 \phi_2 + \sin^2 \phi_2 \cos^2 \gamma)^{1/2}$ (Изведена чрез приравняване на $P_1$ и $P_2$ : $F_{t2} = F_{t1} \cdot \omega_1 / \omega_2$ )	$F_{t2} = F_{t1} \cos \gamma$	$F_{t2} = F_{t1} / \cos \gamma$
$F_a$	$F_{a1} = F_{t1} \sin \phi_1 \tg \gamma$	0	$F_{a1max} = F_{t1} \tg \gamma$	$F_{a2} = (F^2 - F_{t2}^2)^{1/2}$	$F_{a2} = F_{t1} \sin \gamma$	0
$F$	$F = F_{t1} (1 + \sin^2 \phi_1 \tg^2 \gamma)^{1/2}$	$F = F_{t1}$	$F = F_{t1} / \cos \gamma$	Както за вилка 1	$F = F_{t1}$	$F = F_{t1} / \cos \gamma$
$T$	$T_1 = 10^5 P / \omega_1 = 9550 P / n$ - постоянен			$T_2 = T_1 \omega_1 / \omega_2$	$T_{2min} = T_1 \cos \gamma$	$T_{2max} = T_1 / \cos \gamma$
$M$	$M_1 = F_{a1} 2a$	0	$M_{1max} = T_1 \tg \gamma$	$M_2 = F_{a2} 2a$	$M_{2max} = T_1 \sin \gamma$	0

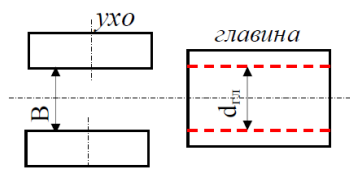
При отрицателен резултат, процедурата се изпълнява за следващия по големина иглен лагер и се конструира нова кръстачка, по неговите размери. Цикълът продължава докато се постигне положителен резултат.

От приетите размери за кръстачката може да се определи минималната стойност на размер  $B$  на вилката.

$$B_{min} = D_{кр.баз.} + 2(m_{ш} + R) \quad (8)$$

От друга страна размерът  $B$  не може да бъде по-малък от вътрешния диаметър на главината  $d_{z1}$  (Фиг.6). Ако определената от горното условие стойност на  $B_{min}$  се окаже по малка  $d_{z1}$ , стъпалото под шийката на кръстачката  $m_{ш} = d_{z1} - B_{min}$  се увеличава, а за  $B_{min}$  се приема

нова стойност -  $B_{\min} = d_{\text{эл}}$ . Новата стойност на  $m_{\text{ш}}$  ще предизвика помяна и в габаритния размер на кръстачката  $H = 2(h + m_{\text{ш}} + R) + D_{\text{кр.баз}}$



фиг.6 Схема за уточняване на  $B_{\min}$

#### 2.4 Избиране на иглените лагери

Допустимото радиално натоварване на игления лагер  $[F]$  се определя по израза

$$[F] = (2500d_1^{0.7}l_p) / (n_1L_h)^{0.3}, N, \quad (9)$$

където  $L_h$  е трайността на лагера,  $h$ ;

$n_1 = n \text{tg} \gamma$  – относителната скорост на колебание на шийката на кръстачката в лагера;

$n$  – честота на въртене на вала,  $\text{min}^{-1}$ .

Избрания лагер трябва да удовлетворява условието

$$F_{t\max} = F_{t,1} / \cos \gamma \leq [F]. \quad (10)$$

#### размери на напречното сечение на валовите на съединителя

Междинният (вторият) вал се натоварва на усукване и на огъване. Максималният усукващ момент е  $T_{2\max} = T_1 / \cos \gamma$ , а максималният огъващ момент –  $M_{2\max} = T_1 \sin \gamma$ .

Валът може да бъде изпълнен по различен начин – като плътен с диаметър  $d_{\text{вал}}$ , с напречно сечение квадрат, като тръба със специален шлицов профил или комбинирано.

При **плътен вал** съпротивителните моменти на огъване и усукване са приблизително

$$W_{\text{ог вал}} \approx 0.1 d_{\text{вал}}^3, \text{ респ. } W_{\text{ус вал}} D_{\text{вал втр}} \approx 0.2 d_{\text{вал}}^3 \quad (11)$$

При **валове с тръбно напречно сечение** (с външен диаметър  $d_{\text{вал}}$  и вътрешен -  $D_{\text{вал втр}}$ ):

$$W_{\text{ог вал}} \approx 0.1 d_{\text{вал}}^3 \left(1 - (D_{\text{вал втр}} / d_{\text{вал}})^4\right) \quad (12)$$

$$W_{\text{ус вал}} \approx 0.2 d_{\text{вал}}^3 \left(1 - (D_{\text{вал втр}} / d_{\text{вал}})^4\right) \quad (13)$$

При валове с **квадратно сечение** със стени  $a$ , успоредни (перпендикулярни) на равнината на рамената на вилката:

$$W_{\text{ог вал}} = a^3 / 6; \quad (14)$$

$$W_{\text{ус вал}} \approx 0,208 a^3. \quad (15)$$

При валове с **квадратно сечение** със стени под ъгли  $45^\circ$  спрямо равнината на рамената:

$$W_{\text{ог вал}} \approx 0,1179 a^3; W_{\text{ус вал}} \approx 0,208 a^3. \quad (16)$$

Максималният огъващ момент на междинния вал е  $M_{2\max} = T_1 \sin \gamma$ , а възникващите максимални напрежения на огъване –  $\sigma_{\text{ог вал}} = M_{\text{ог max вал}} / W_{\text{ог вал}}$ ; максималната стойност на усукващия момент е  $T_{2\max} = T_1 / \cos \gamma$ , а напреженията на усукване –  $\tau_{\text{ус вал}} = T_{2\max} / W_{\text{ус вал}}$ .

Еквивалентните напрежения в междинния вал могат да бъдат изчислени по изразите

$$\sigma_{\text{екв III}} = (\sigma_{\text{ог вал}}^2 + 4\tau_{\text{ус вал}}^2) / 2; \quad (17)$$

$$\sigma_{\text{екв IV}} = (\sigma_{\text{ог вал}}^2 + 3\tau_{\text{ус вал}}^2) / 2. \quad (18)$$

Еквивалентните напрежения не трябва да надвишават допустимата стойност  $[\sigma_{\text{ог}}]$ , избрана в зависимост от вида и механичните характеристики на материала на вала, както и от характера на натоварването и концентрацията на напрежението [1,5,6].

Ако посоченото якостно условие не е изпълнено,  $d_{\text{вал}}$  и  $D_{\text{вал втр}}$  е увеличават с 1 mm, съпротивителните моменти на сеченията се преизчисляват по (11), както и съответните напрежения, до изпълнение на условието:

$$\sigma_{\text{екв IV}} \text{ (или } \sigma_{\text{екв III}}) \leq [\sigma_{\text{ог}}]. \quad (19)$$

При квадратно сечение със страна  $a$  размерът на квадратния отвор на главината е равен на  $d_{\text{вал}}$ .

#### 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подобряване на проектните решения осъществяващи се на основата на представителен математичен модел на рамената на вилките позволява тяхното модифициране.

Вариациите във промените на формата на рамената по дължината са също начин използван за оптимизиране на конструкцията на кардановите съединители с цел избягване на взаимното засичане по време на и при монтаж.

По този начин след изпълнението на поставените по-горе задачи се редуцира масата на вилките и динамичното натоварване на междин-

ните вилки, при което се постига и основна цел тяхното минимизиране.

#### Литература

1. **Ненов П., Ангелова Е., Добрева А., Добрев В.**, Машинни елементи (с алманах). РУ "Ангел Кънчев", 2010, 311с.
2. **Ненов П., Андреев Д., Стаматов П., Спасов И.**, Машинни елементи - Курсово проектиране, София, Техника, 2007.
3. **Ненов П., Е. Ангелова, и др.**, Генериране на математичен модел за изследване характеристиките на шарнир на Хук, Сборник доклади НК ЕМ'12, Русе, 2012, 49-52
4. **Ненов П., Е. Ангелова, и др.**, Определяне на граничните положения на завъртане на вилките на шарнир

на Хук в равнината на двете оси, Сборник доклади НК ЕМ'12, Русе, , 2012, 52-59

5. **Писарев А.** Динамика на машини с карданни предавки. София, Техника, 1974.
6. **Živković K., Ivanović L., Stojanović B.**, The effect geometry on the stress distribution of cross shaft. IRMES 2011, The 7th International Scientific Conference, Research and Development of Mechanical Elements and Systems, Zlatibor, Serbia, 2011.
7. **Nenov P., Ronkova V., Angelova E., Trifonov T.**, Almanac of Information Materials, 3D Images, Animations and Other Visualizations As An Aid in Studying Machine Elements. IN: IRMES 2011, The 7th International Scientific Conference, Research and Development of Mechanical Elements and Systems, Zlatibor, Serbia, 2011, pp. 119-126.

## DRIVE SHAFTS JOINT DESIGNING AIMING THE MINIMIZING OF THEIR DIMENSIONS

**Vyarka RONKOVA**

Department of Machine Science, Machine Elements and Engineering graphics, University of Ruse, Bulgaria  
e-mail: [ime@tu-sofia.bg](mailto:ime@tu-sofia.bg)

**Abstract:** The paper presents the key stages regarding the development of fork joints (Hook's couplings). It is related to problem solutions which ensure avoiding of forks collision, considering the difference between forks rotational speeds and the deviation of the mutual orientation of their axis. An overview of the Hook's coupling process of optimization is made. This process goes through serial solutions of several problems. The basic task is design optimization of the main parts and especially the arms of the forks. The variations of the different shape of the arms along their axis are also a way to look for optimal solutions. Mathematical model, which gives the possibility for improvement of the design solutions, is presented. Through the achieved design optimization of the fork arms their packaging sizes could be reduced.

**Keywords:** fork joints (Hook's couplings), development, optimization



## ИЗСЛЕДВАНЕ СМИСЛОВОТО СЪДЪРЖАНИЕ НА ПОНЯТИЕТО „ОПЕРАЦИЯ” В ИНДУСТРИАЛНОТО ПРЕДПРИЯТИЕ

Спас СПАСОВ

Тривиум АД, Ямбол, България

e-mail: [spas.z.spasov@gmail.com](mailto:spas.z.spasov@gmail.com)

**Резюме:** Операция е основно понятие при разработването, планирането, остойносттаването и реализирането на технологичния процес и производствените процеси като цяло. Индустиалното предприятие реализира продукта на своята дейност чрез множество операции. В практиката се наблюдава липса на понятийна система, която еднозначно и пълно дефинира съдържанието на понятието „операция” и връзките му с други понятия необходими за съзидателно управлението на индустриалните предприятия. Запълването на този обществен познавателен дефицит ще повиши ефективността при функционирането на отделните индустриални предприятия, както и ефективността на цялото индустриално общество.

**Ключови думи:** операция, процес, индустриално предприятие, управление на производствени процеси.

### 1. УВОД

В първия етап от разработването на докторска си дисертация стигнах до извода, че за ефективното управление на всяко индустриално предприятие е необходимо да съществува специфичен език описващ протичащите в него процеси и процесите на неговото взаимодействие със заобикалящата го среда. След това, бяха набелязани няколко ключови думи (понятия) и проучването бе разделено в две основни направления. Първото направление е проучване на литературните източници, националните и международните системи за стандартизация за наличието на такъв език и нивото, до което той е дефиниран. Второто направление е проучване в областта на наличните на пазара информационните системи за управление на индустриалните предприятия (PLM, ERP, MES, CRM, SRM и други), за наличието на интегрирани в тях интерпретации на такъв език. Настоящата статия представлява фрагмент от първото направление – именно проучване на влаганото смисловото съдържание в понятието „операция“, което се използва така широко в областта на съвременния „бизнес“. Що се отнася до второто направление засягащо системите за управление, самият факт, че на „пазара“ е налично подобно разнообразие от продукти, всеки обхващащ отделен фрагмент или „бизнес процес“ от индустриалната дейност, е достатъчно красноречив за наличието на единен замисъл.

Понятието „операция” (от латински *operatio*, действие) се използва широко за описание на човешките дейности във всички области на живота. Дейността, респективно операцията е обект на изследване в редица науки като философия, психология, генетика и други, като към момента се наблюдава затруднение при извеждането на общопознавателна дефиниция, изясняваща пълно и изчерпателно същността на понятието [45].

С човешка дейност е прието да се означава присъщото на хората, активно взаимодействие с обкръжаващия ги свят – способността им да изменят и преобразува заобикалящата ги среда, спрямо предварително създадени представи. Човешката дейност е осъзнато отношение към света, продиктувана от необходимостта за задоволяване на определена потребност, поради което включва съзнателно постигане на предварително поставено целево състояние. Дейността на човека се изразява главно в труда, определян като нейна висша форма и смисъл. Трудът създава обществената същност на човека и е неотменно условие за съзидателно съществуване. Той отразява социалната същност на човека, връзката между отделния индивид и обществото.

Началото на проучването започна в интернет енциклопедиите, в тях бяха открити различни определения за понятието „операция“. Например, в Wikipedia е дадена следната дефиниция: „действие или съвкупност от действия за постигане на някаква цел“ [46].

След като изключим част от проучените определения, които притежават ниска познавателна стойност, можем да направим следното обобщение на „общественото“ разбиране за проучваното понятие: Операция е осъзната част от човешката дейност, чието изпълнение е мотивирано от постигането на определен, желан и значим резултат. Ефективността при изпълнение на последователните операции, съдържащи се в конкретната човешка дейност, определя и качеството на резултата. Това означава, че планирането и организацията по изпълнението на операцията са от особено важно значение за постигане на качествени резултати.

По-тесен смисъл на понятието „операция“ се придава в конкретните области на човешката дейност. Съществуват дефиниции в математиката, компютърните науки, военното дело, медицината, икономиката, индустрията и други.

В научната дисциплина „Изследване на операциите“ може да се срещне следната обобщена формулировка за понятието: „Операция – една от контролираните дейности, насочени към постигане на поставената цел. Резултатите от операцията зависят от изпълнението ѝ, организацията или избора на определени параметри.“ [47].

В [48] беше намерено следното определение за „бизнес операция“:

*Business operations are those ongoing, recurring (cyclic) activities involved in the running of a business for the purpose of producing value for the stakeholders. They are contrasted with project management (business change managers are responsible for bridging the gap between the projects and business operations), and consist of business processes.*

*The outcome of business operations is the harvesting of value from assets owned by a business. Assets can be either physical or intangible. An example of value derived from a physical asset, like a building, is rent. An example of value derived from an intangible asset, like an idea, is a royalty. The effort involved in "harvesting" this value is what constitutes business operations cycles.*

Тук основната характеристика на понятието е формулирана като придобиване на печалба от дейността, което в никакъв случай не изчерпва съдържанието му.

В голяма част от проучената литература, като [12,17,22,49] и особено в дисциплината “Operation management”, различни автори изказват мнение, че в последните години понятието „процес“ става взаимнозаменяемо с понятието „операция“ [14,18]. Отъждествяването на двете понятия води до размиване на тяхното значение, което прави дейностите извършвани в индустриалното предприятие да изглеждат като „черни кутии“. По този начин се затруднява тяхното дефиниране, проектиране и управление, като това се превръща в “know how” за съсловието на консултантите.

В [22] авторът твърди, това че основния „строителен“ блок в “Operation Management Systems” е „процесът“. Понятието „операция“ се появява при “Categorization of Activities within the Process“, където е описана като един от елементите на процеса, заедно с „Transportation, Inspection, Delay and Storage“. Операцията е дефинирана като: „any activity that cause a change or transformation to an input”

Въпреки, че в основата на “Operation management” би трябвало седи управлението на протичащите процеси в рамките на дадено индустриално предприятие, чрез управление на „операциите“, които ги реализират, в голяма част от проучените литературни източници, дефиниция за понятието „операция“ не беше открита.

В [27] авторите представят синтезирано описание на петгодишно изследване, проведено от екип към “Massachusetts Institute of Technology” върху методите за индустриално управление в Япония и Азия. Тук за първи път е дефиниран терминът “Lean Production”, обединяващ под едно име тези методи. По този начин беше установена връзката между “Lean Manufacturing” или “Lean Production” и “Operations Management”, които в [26] са напълно отъждествени. В последствие беше направено проучване на множество литературни източници, описващи методите за индустриално управление, използвани в “Lean”, например [20,21,42]. Въпреки честата употреба на понятието „операция“ при описание на предлаганата теория общопознателна дефиниция за него не беше открита, поради което проучването в направление на тази дисциплина беше временно преустановено.



По време на проучването чрез засегнати източници като [21,25,42], беше направена връзка с американската асоциация "Training Within Industry Service" [52,53]. По този начин проучването се отправя към достъпната специализирана литература от първата половина на миналия век, описващи методите за индустриално управление и обучение [13,44], прилагани в масовото производство и използвани по това време в Съединените Щати.

В [13] и [43] беше забелязано значителното сходство в разбиранята изложени в руските и европейските стандарти, които ще разгледаме след малко – "Job Methods taught supervisors how to break down jobs into their constituent operations, questioning details and developing new methods by eliminating, combining, rearranging, and simplifying these details"[43]. В този източник разглеждането на понятието „операция“ е ограничено от гледна точка на дефиниране на „работата“ (отговорностите), което от парадигмата на индустриалното предприятие е само един негов аспект. И тук проучването не откри системно изведена и обобщена дефиниция за понятието „операция“, или стремеж към така, въпреки че то се използва широко във всички посочени източници.

## 2. ИЗЛОЖЕНИЕ

Думата „индустрия“ произхожда от латинските думи „indu“ (във) и „struus“ (структура) и означава усърдие, трудолюбие в процеса на създаване на новото. (industry (n.) late 15c., "cleverness, skill," from O.Fr. industrie "activity; aptitude" (14c.) or directly from L. industria "diligence, activity, zeal," fem. of industrius "industrious, diligent," used as a noun, from early L. indostruus "diligent," from indu "in, within" + stem of struere "to build". Sense of "diligence, effort" is from 1530s; meaning "trade or manufacture" first recorded 1560s; that of "systematic work" is 1610s.) [51]

Още от времето на основателите на „The Scientific Management“, Фредерик Тейлър и Хенри Гант и техните непосредствени предшественици [28], в основата на теорията за ефективното функциониране на всяко индустриално предприятие се намира идеята за структуриране на извършваните в него дейности. Детайлизираното описание на които се извършва чрез йерар-

хичното им разделяне на – процеси, те от своя страна на – операции, които пък се делят – на по-елементарни части.

Това е възприето и приложено като ортодоксално схващане в японското и азиатското индустриално управление. Тази ортодоксалност ясно личи в предговора към английското издание на [24], където авторът Шигео Шинго дефинира понятията „процес“, „операция“ и отношението между тях, като дава следните разяснения:

*In my opinion, however, the concepts underlying the system are clear regardless of where they are studied and can be applied if the needs of the particular situation are evaluated carefully.*

*I do wish to ask the reader's indulgence regarding my use of certain terms in a manner that differs from common usage because of the particular function these terms have within the Toyota production system. For example:*

*Process and Operation*

*Process — The course by which material is transformed into product. This consists of four phenomena: processing, inspection, transport and storage.*

*Operation — The actions performed on the material by machines and workers.*

*In Europe and America, the term "operation" may be used for processing in process, but in this book it will be confined to the meaning expressed in 2.*

*Production is a network of processes and operations. Processes transform materials into products. Operations are the actions that accomplish those transformations. These fundamental concepts and their relationship must be understood in order to make effective improvements in production...*

*In other books, process and operation often seem to be used interchangeably. As indicated in Figure 1, however, the recognition that the mechanism of production is a network of processes and operations is the understanding on which all phenomena of production rest. Processes lie along the "y" axis, representing the flow from raw materials to finished goods, and operations lie on the "x" axis, representing the flow in which a succession of workers work on items.*

*The Toyota production system is explained based on this recognition. Consequently, processes and operations are not in a parallel relationship, as considered formerly, but in a perpendicular one. Op-*

eration, therefore, corresponds to the four phenomena of process. The following types of operation exist: Processing; Inspection; Transport; Storage.

When we look at process, we see a flow of material in time and space; its transformation from raw material to semi-processed component to finished product. When we look at operations, on the other hand, we see the work performed to accomplish this transformation — the interaction and flow of equipment and operators in time and space.

В същия източник, авторът прави следната класификация на операциите:

- *Setup operations.*
- *Principal operations. Performing the work required. This includes essential operations (those actions which actually accomplish the principal operation), that is: Processing; Inspection; Transportation; Storage;*
- *Incidental operations.*
- *Margin allowances. Activities indirectly related to the operation.*
- *Personal allowances. Activities not related to the operation that serve the needs of the operator.*

В западния свят, в областта на машиностроителното производство дефинирането на понятието „операция“ се определя в действащите стандарти и техническата литература в това направление.

В България, съгласно Български държавен стандарт БДС3.1109-76 [30], „операция“ е „завършена част от технологичния процес за обработването на един детайл (или няколко детайла) или за сглобяването на една сглобяема единица (или няколко сглобяеми единици), изпълнявани върху едно работно място“. При това операциите се класифицират като технологични операции и спомагателни операции.

- *Технологична операция – завършена част от технологичния процес за обработване на един детайл (или едновременно на няколко детайла) или за сглобяване на едно изделие (или едновременно на няколко изделия), изпълнявана непрекъснато от един работник (или група работници) на едно работно място;*
- *Спомагателна операция – завършена част от технологичния процес, изпълнението на която не изменя, а подпомага изменението на качествено състояние на предмета на труда,*

осъществявано при изпълнение на технологичната операция.

Дефинирането на понятието е направено за условията на машиностроителното производство като съдържанието се различава коренно в зависимост от класификацията на операциите. Технологичната операция е триединство от факторите: обект за въздействие, въздействащ субект и място на въздействие. Тук не е изяснено съдържанието на понятието „работното място“ – минимални изисквания, оборудване или специфични характеристики, които трябва да притежава. Спомагателната операция е описана общо и е свързана най-вече с оценка на качествено състояние на обекта на въздействието. И двете дефинирани операции се разглеждат като част от едно по-голямо цяло – технологичния процес, който на свой ред е част от производствения процес, тоест налично е разбирането, че операциите са градивен елемент от осмислена човешка дейност.

След направено допитване до Българския Институт по Стандартизация (БИС) беше установено, че горния стандарт, както и всички други стандарти от същата група (стандартите от ЕСТД – единна система за технологична документация) са отменени без замяна в бюлетин № 11 от 2000г. За практикуващите инженери това означава, че към момента в областта на технологичната документация няма действаща единна терминология, за описване на дейностите в материалното производство – индустрията. Подобна тенденция за отмяна на стандарти, тяхното разделяне и разпокъсване, което води до размиване на значението вложено в отделни понятия се наблюдава в хода на цялото проучване.

Съгласно действащия Закон за стандартизацията [29] в България, като част от даден стандарт се дават термини и определения, за които изрично се казва, че се отнасят за целите на този стандарт, т.е. според действащата нормативна база не би могло да съществува еднозначно разбиране за понятията, а те ще са валидни само в определена област. Такова тълкуване, води до повишаване на нивото на неопределеност при използване на терминология за описване на даден „процес“, „събитие“ или „явление“.

От БИС направиха препратка към серията стандарти ISO 9000, ISO 9001 и ISO 9004

[31,32,33], които представляват „съвкупност, отнасяща се до системите за управление на качеството и улесняваща взаимното разбиране при националната и международната търговия”. В стандартите се декларира желание за подобряване на условията за бизнес в Европа, като част от тези усилия е и уеднаквяване на използваната терминология чрез дадения в ISO 9000:2005 [31] речник на термините и определенията, но в него дефиниция за търсеното понятие за „операция” липсва.

Направено е проучване по отношение състоянието на проблема и в други държави.

В Русия е в сила стандарт ГОСТЗ.1109-2003 [34], предходни версии ГОСТЗ.1109-82 и ГОСТЗ.1109-73, където са дефинирани понятията технологичен процес и неговите елементи: „Технологическа операция: Законченна част технологического процесса, выполняемая на одном рабочем месте.“ Дефинирани са и понятия „типова технологична операция“ и „групова технологична операция“.

При анализа на цитирания стандарт, по начина на формулиране и изясняване на същността на терминологията, може да се установи близко сходство с отменения Български стандарт. При определянето на технологичната операция в ГОСТ е премахната необходимостта от наличието на трите елемента (обект, субект и пространствено разположение) и тя се свежда единствено до постоянство в работното място, за което и тук не са дефинирани характеристики. И в двете системи за стандартизация „операцията се подразделя на следните съставни части: Установка; Позиция; Преход; Проход; Работен похват; Елемент на похвата.

За разлика от БДС 3.1109-76, ГОСТЗ.1109-2003 дефинира само „технологичния процес“, като липсва дефиниция за „производствен процес“.

Въпреки отбелязаните недостатъци в това направление ГОСТЗ.1109-2003 (и другите стандарти от групата на ЕСТД) е един от най-изчерпателните действащи стандарти и вероятно е бил използван като основа за действалите в България група стандарти от ЕСТД. В това отношение до него се нарежда и германския стандарт DIN 8580:2003-09 [35], на който ще се спрем по-късно.

При проучване на Българска и Руска специализирана литература от втората половина на миналия век и началото на настоящия, беше установено че всички направени в нея разяснения стъпват на двата национални стандарта. В голяма част от проучените източниците, дефинициите за „процес“ и „операция“ направени в ГОСТ и БДС са дословно цитирани [1,2,3,4,9]. В друга част от източниците тези дефиниции са преразгледани и развити от авторите, ето някой от тях:

*Цялостният производствен процес във всяко промишлено предприятие се състои от отделни функционални и структурни съставни части, органически свързани помежду си и насочени към осъществяването на крайната цел на производствения процес — получаването на готова продукция.*

*Всяка фаза от основния производствен процес се състои от отделни процеси на изработване на заготовки и детайли, на сглобяване на детайлите във възли, а възлите — в изделия. Тези процеси се наричат частични производствени процеси. Разглеждан сам за себе си, частичният производствен процес представлява комплекс от последователно свързани производствени операции, които образуват технологично завършена и организационно самостоятелна част от производствения процес.*

*Според мястото и предназначението им в производствения процес операции биват: а) основни или технологични операции; б) спомагателни операции, към които се отнасят операциите по складирането и транспортирането на материалите (заготовките, детайлите, възлите) и контролните операции.*

*Операцията е основната структурна единица, от която се изгражда производственият процес. [8]*

*Операцията е завършена част от технологичния процес, при изпълнение на която се изменят съответни качествени показатели на предмета на труда. Различаваме технологични и спомагателни операции:*

*Технологичната операция е завършена част от технологичния процес за обработването на една заготовка или за сглобяването на една машина или възел, изпълнявана непрекъснато от един работник (или една бригада) на едно работно място.*

Спомагателната операция е завършена част от технологичния процес, изпълнението на която не изменя, а подпомага изменението на качествено състояние на предмета на труда, осъществявано при изпълнение на технологичната операция.

Операцията е основно подразделение на технологичния процес. Тя служи за определяне трудопоглъщаемостта на процеса, неговото материално-техническо осигуряване (машини, приспособления, инструменти), броя на необходимите производствени работници и пр. [5]

Технологическият процес представлява собой совокупность технологических операций, и его уровень во многом зависит от структуры и материальной оснащённости последних. В общем плане типизации технологических процессов необходимо предусматривать работу по типизации технологических операций, повторяющихся при изготовлении деталей родственных групп и сочетаний элементарных поверхностей. [10]

При проучването на немската система за стандартизация – Deutsches Institut für Normung (DIN) – беше разгледан споменатия по-рано стандарт DIN 8580:2003-09 [35], подобно на ЕСТД от ГОСТ и БДС той дефинира някои общи положения и производствените методи известни към момента. Класификацията на производствените методи направена в този стандарт и развита чрез множеството стандарти описани в него е най-пълната такава, до която настоящото проучване е имало досег, при все това дефинирането на общите положения или понятия не е направено изчерпателно. Историята на стандарта е подобна на тази на ГОСТ, настоящото издание заменя тези от 1983г. и 1974г. Дефинициите свързани с темата на проучването, които са дадени в този стандарт са следните:

4. *Fertigungsablauf*: 4.1. *Verschiedene Zustände während des Fertigungsablaufes* ::

*Der Zustand eines festen Körpers wird durch seine geometrische Form und seine Stoffeigenschaften beschrieben.*

*Die Fertigung besteht darin, einen Körper oder den Stoff, aus dem er besteht, durch schrittweises Verändern der Form oder der Stoffeigenschaften oder beider von einem Rohzustand in einen Fertigungszustand zu überführen. Den einzelnen Schritt nennt man Arbeitsvorgang.*

*Der Zustand vor jedem Arbeitsvorgang heißt Ausgangszustand, der Zustand danach Endzustand.*

*Bei einer Reihe zusammenhängender Arbeitsvorgänge kann man diese Ausdrücke für den ersten und letzten der Reihe verwenden und die dazwischenliegenden Zustände Zwischenzustände nennen. Ein Zustand in einem beliebigen Augenblick während eines Arbeitsvorganges heißt Augenblickszustand. [35]*

4. Производствен процес : 4.1 Състояния по време на производствения процес ::

Състоянието на едно твърдо тяло се описва посредством неговата геометрична форма и материални свойства.

Производството се състои в това, чрез постепенно (прогресивно) изменение на формата или свойствата или и на двете, субстанцията или тялото да се трансформира, от „изходно“ в „завършено“ състояние. Една отделна стъпка се нарича „Операция“.

Състоянието преди всяка „Операция“ се нарича „изходно състояние“, а състоянието след това – „крайно състояние“.

При поредица от взаимно свързани „Операции“, горното описание може да бъде използвано за първата и последната операции, а състоянията между всяка двойка операции се наричат „междинни състояния“. Състоянието в един произволен момент по време на дадена операция се нарича „моментно състояние“.

Референция към разгледания стандарт от DIN беше получена чрез [23]. Интересен факт относно този източник е това, че авторите се позовава на стандарта, но използваната от тях терминология не е адекватна на същия стандарт.

В хода на проучването бе разгледан и речник съдържащ определения на технически термини използвани в DIN [37]. Тук не беше открита дефиниция за „операция“, която да отговаря на целите на проучването. Интересен факт е това, че в синонимния указател на речника срещу английската дума „operation“, се намират немските „Warmebehandlungsschritt, Arbeitsgang, Behandlungsschritt“, при което не фигурира думата „Arbeitsvorgang“ използвана за „операция“ в DIN 8580:2003-09. Вероятно причината за това е, че в разгледания стандарт понятието за „операция“ не е обособено в самостоятелен параграф, както това е направено за „процес“.

В [50] е открит друг опит за обобщено определение за проучваното понятие:

*A product step or activity with a defined start and stop time that may be composed of individual task but is not broken down into smaller increments in rate and capacity calculations. Unlike designating material used on a bill of material, a product routing has flexibility in grouping or splitting individual operations based on the commonality of the resources and rates involved.*

Тук се отчита наличието на времева продължителност на операцията и разделянето ѝ на съставни части, но при дефинирането има елемент на незадължителност. Времевата продължителност или производителността, респективно заемания времеви капацитет (на операционната среда), са вероятно най-важните управленски параметри на „операцията“, от което зависи и нейната себестойност.

Класификации на производствени процеси, подобни на тази направена в DIN 8580:2003-09, представяни като класификация на производствените „операции“, са дадени в много технически учебници и свързани издания. Тук няма да се спираме на всички източници в които са срещнати подобни класификации. Недостатъкът на тези класификации се състои в това, че те не отчитат множеството други дейности, свързани с „производството“ процеси протичащи в разпоредителните граници на индустриалното предприятие. Една от най-пълно направените класификации е тази от книгата на Майкъл Груувър, „Fundamentals of Modern Manufacturing“ [15].

В своята книга „Automation, Production Systems and Computer-Integrated Manufacturing“, авторът Майкъл Груувър [16] е поместил цяла глава озаглавена „Manufacturing Operations“. Подобно на други автори, той групира „дейностите“, извършвани в „дискретното производство“ в четири основни групи, наречени операции по: 1) обработване и сглобяване, 2) съхранение на материалите, 3) оценка и изпитване и 4) координиране и контрол. В тази класификация той е обхванал почти всички дейности извършвани в едно индустриално предприятие, като първите три групи са наречени операции „докосващи“ продукта, а в четвъртата се включени ефективното използване на човешкия ресурс, поддръжката на екипировката, придвижването на материалите по

време на технологичния цикъл, контролиране на инвентара, доставка на качествен изходен материал по график, контролиране на производствените разходи. Въпреки, че е налична класификация на дейностите, които на места в текста са формулирани като операции, единна дефиниция за понятието „операция“ липсва. Тук както и при доста други съвременни източници (най-вече западни) се наблюдава ниска понятийна дисциплина, тоест непрекъснато редуване на термини като „activity“, „process“ и „operation“, за които се влага едно и също смислово значение. Което за момент ни връща към думите на Шигео Шинго.

Наличието на множество определения за различните специфични операции не допринася за изясняването на единното съдържание на понятието и естествената му връзката с ефективното функционирането на индустриалното предприятие.

В речника на ISA, „The Automation, Systems, and Instrumentation Dictionary“ [36] е намерена следната дефиниция за „операция“: „A set of tasks or processes, usually performed at one location“. Тук също може да се види размиването на значението на понятието „процес“, темата която току що бе засегната. В този речник бе намерена референция към няколко стандарта публикувани от ANSI, които предстои да разгледаме.

Изчерпателна дефиниция за понятието „операция“ към момента не е открита в никой от американските стандарти, въпреки широкото му използване в тях. В [38] може да се намери следното описание на проучваното понятие: „A procedural element that defines an independent processing activity that consists of the algorithm necessary for the initiation, organization and control of phases“, при което „phase“ е „The lowest level of procedural element in the procedural control model.“ Предлаганата дефиниция отчита необходимостта от изясняване на логическата връзка при формулиране на понятията и структуриране на съдържанието на процесите. Процедурата се състои от фази, те от своя страна – от операции, които съдържат „рецепти“ от последователни действия за извършване на фазите. Не е ясно защо като етап от фазата не е включено самото ѝ изпълнение.

В [39] определението е по-глобално: „A well-defined action that, when applied to any permissible combination of known entities, produces a

new.” При това начинът и средствата за дефинирани на „действието“ не са описани.

Проучена беше и книгата “When Worlds Collide in Manufacturing Operations: ISA-95 Best Practices Book” [19], описваща имплементацията на стандарта ANSI.ISA-95, състоящ се от общо пет части, четвъртата от които, близо десет години след първоначалното му издаване, все още не е публикувана. Въпреки гръмкото си заглавие споменатата книга не съдържа дефиниция или определение за “операция”. Общопознателна дефиниция за проучваното понятие, не беше открита и в самия стандарт, за който в “Wikipedia” дадено следното описание:

*ANSI/ISA-95, or ISA-95 as it is more commonly referred, is an international standard for developing an automated interface between enterprise and control systems. This standard has been developed for global manufacturers. It was developed to be applied in all industries, and in all sorts of processes, like batch processes, continuous and repetitive processes.*

Това описание силно напомня за същинската основа на настоящото проучване, именно тезата, че „за ефективно управление на всяко индустриално предприятие и неговата комуникация със заобикалящата го среда, е необходимо да съществува специфичен език, описващ тези процеси.“ След проучване в споменатия стандарт [40] беше установено, че неговото предназначение е да задоволи възникналия понятиен дефицит в комуникацията между множеството информационни системи използвани в съвременното управление на индустриалните предприятия, тема която засегахме още в началото. Въпреки претенцията си, че е общоприложим, стандартът изглежда по-скоро съставен от кръпки, отколкото изграден върху емпирично адекватна общопознателна теория, каквато представлява научното знание, за принципното устройство и начина на функциониране на индустриалното предприятие. Липсата на подобна теория представлява сериозен проблем пред съвременната икономика и неговия обхват ще бъде обект на следващи проучвания. Въпреки, че понятието за „производствена операция“ не е разграничено от понятието „управление на производствените операции“, най-задоволителната дефиниция, допринасяща към темата на настоящото проучване, открита в [40] е следната:

*Manufacturing operations :: Manufacturing operations management ::*

*The activities of manufacturing operations management are those activities of a manufacturing facility that coordinate the personnel, equipment, material and energy in the conversion of raw materials and/or parts into products. Manufacturing operations management includes activities that may be performed by physical equipment, human effort and information systems.*

*Manufacturing operations management shall encompass the activities of managing information about the schedules, use, capability, definition, history and status of all of the resources (personnel, equipment and material) within, and associated with, the manufacturing facility.*

При проучването на [41] беше открита следната дефиниция за „процес“: „series of operations performed in the making, treatment or transportation of a product or material.“ Самите операции са разгледани фрагментарно, като дефиницията дадена за “manufacturing operations” е следната: “collection of production, maintenance, and quality assurance operations and their relationship to other activities of a production facility.” Направените тук открития от една страна не допринасят за темата на проучването, а от друга подчертават неговата основна теза, че е необходимо дефинирането на понятийна система регламентираща значението и употребата на понятията използвани при управлението на индустрията.

Обобщавайки направения анализ на състоянието на поставения проблем в американските стандарти и техническа литература се формира извод, че стремежът е не към извеждане на единна терминология, описваща дейностите в индустриалните предприятия, а по-скоро към разпространяване на „добри практики“, прилагани от различни организации при различни условия, постигнали определени резултати, след тяхната локална оптимизация и развитие. В днешно време тенденцията на „проповядване“ на „добри практики“ е институционализирана и е превърната в мащабен „бизнес“. Тази тенденция е основната причина, поради която понятието "бизнес" в първоначалното заглавие на текущата статия беше заменено с „индустрия“. Тенденцията на описване и институционализиране – стандартизиране – на така наречените добри практики

ки, занимаващи се с частни случаи, отдалечава западната култура от научното знание, защото науката е знание за общото и „няма наука за единичното“ [11] или за частния случай.

Във всички анализирани до тук източници се забелязва стремеж, към кратко синтезирано дефиниране на понятието „операция“, при това липсва описание на връзката му с операционната среда, която на места е бегло засегната и наричана „работно място“. Това е пречка за пълното и обстойно изясняване на съдържанието на проучваното понятие. За да бъде изчерпателно дефинирано то, е необходимо да се изяснят и всички свързани с него понятия. Подредането и класифицирането им в логически обоснована понятийна система прави възможно ефективното управление на обектите в процеса на тяхното преобразуване, от изходен материал до завършен продукт. Подобно разбиране е фундаментална предпоставка (при това не е нещо ново), за осигуряване на ефективно управление на дейностите (процесите), протичащи в индустриалното предприятие.

Значителна крачка в търсенето на смисловото съдържание на понятието „операция“ беше направена при проучването на [6]. Озаглавена „Някои понятия от общопонятийната система на инженерно доминиран управленски модел“, книгата представлява задълбочен опит за разработване на общо-понятийна система на Инженерно Доминиран Управленски Модел на индустриалното предприятие (ИнжДУМ). Инженерният Модел описва общопознавателна структура на индустриалното предприятие и множеството процеси и техните взаимоотношения, протичащи като в разпоредителните граници на индустриалното предприятие, така и извън тях. Ключово понятие, застанало в основата на предложената система от понятия, е понятието за „операция“, поради това този източник ще бъде разгледан по-обстойно.

Разглежданата понятийната система, е развита при предпоставките, че всяко индустриално предприятие се подчинява на общи принципи на управление и може да се разглежда като системен управляем обект, съществуващ като цялостна функционално-организирана структура. Функционалната структура на индустриалното предприятие, представлява обединение на техничес-

ката и организиращата му среда. Смисълът от съществуването на индустриалното предприятие се заключава в увеличаване на потенциала на средата за човешкото съществуване, количествената оценка за което се изразява в постигнатия индустриален резултат.

При дефиниране на понятието „операция“ са използвани общо 43 свързани понятия, а изясняването на смисловото му съдържание е структурирано в четири раздела: „Съдържание“, „Параметри“, „Понятийни връзки“ и „Област на приложение“.

Определението за понятието „операция“, дадено тук е следното: „Операцията е управлявана част от време-пространствената траектория на съществуване на управляем обект“ [6]. Иначе казано това е част от предварително планирана и организирана дейност по преобразуване на даден обект, от неговото (възможно) начално състояние до неговото крайно (целево) състояние. При това като управляеми обекти се разглеждат всички елементи на активите в индустриалното предприятие, както тези от оборотния му поток, така и тези от неговата среда, в това число познанията и документите. Траекторията на управляемо съществуване на управляемия обект (която за краткост ще наричаме – траектория на обект), е тази част от траекторията на съществуване на обекта (по принцип), която се разполага в разпоредителните граници на индустриалното предприятие [6,7]. Траекторията на обекта се описва с множество междинни състояния, постигането на които се извършва чрез „операции“. Всеки две последователни междинни състояния дефинират операция, като те се явяват начално и крайно състояние за самата нея. Погледната от друг ъгъл „операцията“ представлява пресечна точка на траекторията на управляемия обект с фрагмент от функционално-организираната среда на индустриалното предприятие, проектиран за реализация на операции от даден тип.

Подобно на голяма част от другите проучени източници, и тук „операцията“ се определя чрез две последователни състояния на траекторията на (процесния) обект. Фундаменталната разлика се състои в разбирането за средата за реализация на операции, дефинирана като самостоятелно понятие наречено: „Операционно Функционално Организирано Поле“ (ОпФОРП) [6], в рамките на

което се извършва операционното въздействие върху операционния обект.

Тук за първи път се обръща подобно внимание върху средата за реализация на операции. „Операционното функционално организирано поле“ е фундаментално понятие при описание на процесите, съгласно предлаганата понятийна система.

„Операционното функционално организирано поле“ представлява, обединение на техническата и организиращата среда, необходими за реализация на множество „операции“. На най-високо ниво техническата среда е съставена от операционно място, изградено от физически (технически) обекти необходими за реализацията на всяка операция. На най-високо ниво организиращата среда е представена от познанията и уменията необходими за реализация на дадена операция, чийто носител се явява длъжностният работник на организацията, притежаващ необходимия волеви заряд. В книгата са представени „общопознавателна структура на операционното място“ и общопознавателна структура на операционните познания, наречена „операционна познавателна матрица“.

В понятийната система ОС на ИнжДУМ, са дефинирани петте основните процеса, общовални за всяко индустриално предприятие:

- Функционално организиране на средата (ФОРС) – процес, управляващ траекториите на обектите от средата на индустриалното предприятие.
- Продажби – процес, управляващ размяната на материални и финансови обекти между индустриалното предприятие и неговите партньори – клиенти.
- Вътрешно обезпечаване на продажбите – процес, управляващ траекториите на обектите от оборотния поток на индустриалното предприятие.
- Доставка – процес, управляващ размяната на материални и финансови обекти, между индустриалното предприятие и неговите партньори – доставчици.
- Финансиране – процес, управляващ траекториите на финансовите обекти в индустриалното предприятие.

Последователността от операции по траекторията на обект е наречена „ред от операции“. В него е изяснена логическата последователност на

операциите, като всяко начално състояние на управляемия обект за дадена операция се явява крайно състояние на предходната операция.

В разглежданата Общопонятийна система на инженерно доминиран управленски модел на индустриалното предприятие, спрямо своята реализация операцията е разглеждана в три структурни нива (фиг.1).

На първо структурно ниво, по отношение на въздействието върху операционния обект, операцията се разделя в два етапа. Първият етап „Насочване“ не е свързан с пряко въздействие върху операционния обект, през него се осигуряват условията необходими за оптималното протичане и приключване на етап „Изпълнение“. Настройването или „насочването“ на средата (техническа и организираща) представлява нейното конфигуриране, за „изпълнение“ на конкретна операция. В етапа на „изпълнение“ се осъществява прякото операционно въздействие върху операционен обект или партида от операционни обекти. Спрямо „изпълнението“ на операцията „насочването“ се разделя на подготвително – обезпечавашо технически и познавателни ресурс; и заключително – отнасящо се до привеждане на техническата среда в базово състояние, отчитане на операцията като приключена и предаване на обекта към следващата операция. „Реализация на операция“ е резултата от осъществяване на етапите по „насочване“ и „изпълнение“.

На второто структурно ниво всеки от етапите от по-високото ниво се разделя на крайно определен брой сегменти, специфични за съответния етап (насочване или изпълнение) и служат за систематизиране на информацията относно експлоатацията на ресурси, необходими за ефективната реализация на операцията съобразно условията в индустриалното предприятие.

На трето структурно ниво всеки сегмент се разделя на отделни логически свързани манипулации, които биват обобщени в набори манипулации. Манипулациите могат да бъдат извършвани както от оператор човек (длъжностен работник на организацията), така и от машина или друго техническо оборудване, представляващи технически оператор.





Фиг.1 Структура на „операция“ в процесен аспект според ИнжДУМ



Фиг.2 Класификация на видовете операции според ИнжДУМ

В ОС на ИнжДУМ [6] е представена класификация на видовете операции, обхваща четири основни класификационни сечения, чрез които могат да се опишат всички необходими дейности свързани с реализацията на траектории на обекти в индустриалното предприятие (фиг.2).

Дефинираните в понятийната система параметри за управление на операциите служат за определяне на тяхната производителност, и вложената стойност в операционните обекти. Вложената стойност се определя на база на производителността и времевата единична цена (на час), съответно за операционното място (техническата среда) и за вложеният от длъжностните работници труд. На база на производителността се определя и заемания времеви капацитет на операционната среда. Това дава възможност за извършване на количествена оценка за ефективността на всяка операция, оказваща пряко влияние върху индустриалния резултат.

От това, че с операции се описва цялата работа в индустриалното предприятие, понятието „опе-

рация“ и разбирането за него са фундаментални в предложената понятийна система. Ефективността на управление на индустриалното предприятие и преодоляването на недопустими отклонения, възникващи по траекториите на управляемите обекти, зависят от ефективността на управление на отделните операции в него. Чрез дефинирането на работата, необходима за реализация на операции, се дефинират длъжностните и отговорности на служителите в индустриалното предприятие.

Описанието на „операцията“ в ОС на ИнжДУМ завършва с практически примери, които представляват своеобразно лабораторно изследване на описаната теория и спомагат за цялостното и разбиране.

### 3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В резултат на направеното литературно проучване и анализиране на събраната информация относно смисловото съдържание на понятието „операция“ в аспекта на индустриалното предприятие могат да се формулират следните изводи:

Понятието „операция“ е широко използвано за описание на дейностите в човешката практика и в частност дейностите в индустриалните предприятия.

В аспекта на индустриалното предприятие, понятието „операция“ не може да бъде разглеждано и дефинирано самостоятелно, а вместо това трябва да се разглежда като елемент от комплексна понятийна система.

В направлението на машиностроителното производство, в проучените нормативни документи и техническата литература, съществува нееднозначност при определяне на съдържанието на понятието „операция“.

Сред проучените институционализирани източници не бе открито единно определение, изясняващо пълно и задълбочено съдържанието на понятието „операция“, разглеждано като част от понятийна система служеща за ефективно управление на индустриалните предприятия.

Установен е голям брой опити за дефиниране на съдържанието на понятието „операция“ в специфични аспекти на индустриалната дейност. При което са наблюдавани множество сходими описания.

Констатиран е дефицит от понятиен език в областта на индустриалното управление, който може да бъде запълнен, чрез разработване и институционализиране на емпирично адекватна (практически приложима) понятийна система.

Открит е решителен опит за създаване на „Общопонятийна система”, в която емпирично и логически е обосновано съдържанието на множество свързани понятия, необходими за описание на всички дейности, протичащи в рамките на индустриалното предприятие.

Необходимо е развитие и оптимизиране на предлаганата общопонятийна система с оглед ефективното ѝ преподаване и прилагане в инженерната практика.

С оглед на поставените цели, следващата „стъпка“ е провеждане на разширено проучване, разглеждащо същността и връзката на понятията: „обект“, „процес“, „операция“ и „среда за реализация на операции“.

#### Литература

1. **Бонев Ц., Зографов И.** Технология на Машиностроенето, Студена Обработка (второ издание), София, Държавно Издателство „Техника“ 1978г. УДК 621.91.002+621.002.72(075.3)
2. **Георгиев Ст.** Технология на машиностроенето, Русе 1992г.
3. **Димитров Л.** Металорежещи машини и технология на машиностроенето (том първи), Русе 1992г.
4. **Диков А.** Технология на Машиностроенето - Общ курс, София, "Софттрейд" 2000г.
5. **Патарински П.** Технология на машиностроенето, Първа част – Основи на технологията на машиностроенето (4то основно преработено и допълнено издание), София, Държавно Издателство „Техника“ 1981г. УДК 621.7.04
6. **Пан.** Някои понятия от Общопонятийната Система на Инженерно Доминиран Управленски Модел на Бизнес-единицата (ОС на ИнжДУМ). София, Фондация "ИнжКУБ" 2012г. ISBN: 978-954-92746-2-2.
7. **Пан.** Идейни Опори на Инженерно Доминиран Управленски Модел на Бизнес-единицата (ИнжДУМ). София, Фондация "ИнжКУБ" 2011г. ISBN: 978-954-92746-1-5
8. **Лесидренски М.** Проектиране На Машиностроителни Заводи – Основи на Технологичното Проектиране (Второ Преработено И Допълнено Издание), София, Държавно Издателство „Техника“ 1977г. УДК 621:725.4(075.8)
9. **Маталин А.** Технология машиностроения, Ленинград „Машиностроение“ 1985г.
10. **Митрофанов С.** Научная Организация Серийного Производства, Ленинград, „Издательство Машиностроение“ 1970г. УДК 658.524:621.7.001.8
11. **Аквински Т.** Сума на Теологията, Изток Запад, София 2003, ISBN: 954-8949-86-X
12. **Aalst W., Hee K.** Workflow Management, Models, methods and systems, The MIT Press 2004, ISBN-10: 0262720469.
13. **Allen C.** The Instructor The Man and The Job, COPYRIGHT 1919г. BY J. B. LIPPINCOTT COMPANY
14. **Chryssolouris G.** Manufacturing Systems: Theory and Practice, Springer 1992г. ISBN: 0387977546
15. **Groover M.** Fundamentals of Modern Manufacturing, John Wiley & Sons, 2006г. ISBN 0471744859
16. **Groover M.** Automation, Production Systems and Computer-Integrated Manufacturing. Prentice Hall 2007г., ISBN: 0132393212
17. **Günther O., Kletti W., Kubach U.** RFID in Manufacturing. Springer, 2008, Vols. XVI, 163 p. 47 illus. ISBN: 978-3-540-76453-3.
18. **Grote K.H., Antonsson E.** Handbook of Mechanical Engineering, Springer 2009, ISBN: 978-3-540-49131-6
19. **Gifford C.** When Worlds Collide in Manufacturing Operations: ISA-95 Best Practices Book 2.0, ISA 2011г. ISBN: 978-1-936007-62-2
20. **Liker J.** The Toyota Way: 14 Management Principles from the World's Greatest Manufacturer, McGraw-Hill 2004г. ISBN: 0071392319
21. **Liker J., Meier D.** Toyota Talent: Developing Your People the Toyota Way, McGraw-Hill 2007г. ISBN-13: 978-0071477451
22. **Melnyk S., Christesen R.** Back to Basics – Your Guide to Manufacturing Excellence, CRC Press LLC 2000г. ISBN 1-57444-279-1
23. **Schenk M., Wirth S., Müller E.** Factory Planning Manual (Situation-Driven Production Facility Planning), Springer Heidelberg Dordrecht London New York (Springer-Verlag Berlin Heidelberg) 2010г. ISBN-10: 978-3-642-03634-7
24. **Shingo S.** A Study of the Toyota Production System from an Industrial Engineering Viewpoint, Productivity Press, Cambridge, Massachusetts and Norwalk, Connecticut 1989г. ISBN: 0-915299-17-8
25. **Sprear S.** The Toyota Production System, Harvard Business School 1999г. Mba Doctorate Thesis, UMI
26. **Voss C.** Operations management - from Taylor to Toyota – and Beyond?, British Journal of Management, Vol. 6, Special Issue, S17PS29 1995г.
27. **Womack J., Jones D., Roos D.** The Machine that Changed the World, New York, MacMillan, 1990г.
28. **Wren D., Bedeian A.**, The Evolution of Management Thought (Sixth Edition), John Wiley & Sons 2009г. ISBN-13: 978-0-470-12897-8
29. Закон За Националната Стандартизация, В сила от 05.05.2006 г. Обн. ДВ. бр.88 от 4 Ноември 2005г., изм.

- ДВ. бр.42 от 5 Юни 2009г., изм.ДВ. бр.97 от 10 Декември 2010г.
- 30.БДС 3.1109-76. Единната система за технологична документация. Процеси технологични, основни термини и определения, София 1976.
- 31.БДС EN ISO 9000:2005. Системи за управление на качеството. Основни принципи и речник.
- 32.БДС EN ISO 9001:2008. Системи за управление на качеството. Изисквания.
- 33.БДС EN ISO 9004:2009. Управление за дълготраен успех на всяка организация. Подход за управление чрез качеството.
- 34.ГОСТЗ.1109-2003. Единая система технологической документации. Термины и определения основных понятий. ИПК 2003г.
- 35.DIN 8580:2003-09, Manufacturing processes Terms and definitions, Manufacturing Methods Clasification. Berlin 2003г.
- 36.The Automation, Systems, and Instrumentation Dictionary, 4th Edition, ISA 2003, ISBN 9781556177781
- 37.**Derschau D., Spencer L.** Wörterbuch technischer Begriffe mit 6500 Definitionen nach DIN. Berlin 2003г.
- 38.ANSI.ISA-88.01-2010, Batch Control Part 1: Models and terminology.
- 39.ANSI.ISA-TR50.02, Part 9-2000 Technical Report is an informative document on S88 implementation on discrete machines.
- 40.ANSI/ISA-95.00.01-2010 (IEC 62264-1 Mod), Enterprise - Control System Integration – Part 1: Models and Terminology.
- 41.ANSI/ISA-99.00.01-2007, Security for Industrial Automation and Control Systems Part 1: Terminology, Concepts, and Models
- 42.**Huntzinger J.** The Roots of Lean: The Origin of Japanese Management and Kaizen, leaninsti-tuut.nl/publications/Roots\_of\_Lean\_TWI.pdf, Посетен на 09.02.2013г.
- 43.**Huntzinger J.** Why Standard Work is not Standard: Training Within Industry Provides an Answer, www.twisummit.com/Why%20Standard%20Work%20is%20not%20Standard.pdf, Посетен на 09.02.2013г.
- 44.**Dietz W.** Learn by Doing: The story of Training Within Industry 1940-1970, www.trainingwithinindustry.net/Learn\_by\_Doing-The\_Story\_of\_Training\_Within\_Industry.pdf, Посетен на 09.02.2013г.
- 45.studentskigrad.eu/index.php?view=article&catid=82%3A2011-03-24-21-06-18&id=1341%3A---1-&format=pdf&option=com\_content&Itemid=116 Психология на управлението 1, Посетен на 09.02.2013г.
- 46.en.wikipedia.org/wiki/Operation Посетен на 09.02.2013г.
- 47.basaga.org/wiki/index.php?title=Изследване\_на\_операциите Посетен на 09.02.2013г.
- 48.www.answers.com Business Operations, Посетен на 09.02.2013г.
- 49.www.PAControl.com Pocket Guide on Industrial Automation for Engineers and Technicians. s.l.: IDC Technologies, Посетен на 09.02.2013г.
- 50.bridgefieldgroup.com/bridgefieldgroup/glos7.htm, Glossary Bridgefield Group Inc. Посетен на 09.02.2013г.
- 51.www.etymonline.com/index.php?term=industry&allowed\_in\_frame=0, Industry, Посетен на 09.02.2013г.
- 52.www.trainingwithinindustry.net, Training Within Industry Service, Посетен на 09.02.2013г.
- 53.en.wikipedia.org/wiki/Training\_Within\_Industry, Посетен на 09.02.2013г.

## A STUDY OF THE "OPERATION" CONCEPT MEANING THE INDUSTRIAL ENTERPRISE

**Spas SPASOV**

Trivium Ltd., Yambol, Bulgaria  
e-mail: [spas.z.spasov@gmail.com](mailto:spas.z.spasov@gmail.com)

**Summary:** Operation is a basic concept of defining, development, planning, valuation and accomplishment of the technological process and the industrial processes at all. The industrial enterprise accomplishes its outcome through accomplishment of many operations. In practice there is a lack of complete concept system that clearly defines the meaning of the operation concept and its connections with the other parts of this system which are necessary for creative management of the industrial enterprises. The closure of the gap caused by this cognitive social deficiency will bring more efficient functioning of the separated industrial enterprises as well as the efficiency of the whole industrial society.

**Keywords:** operation, process, industrial enterprise, management of production processes.



# ПРОЕКТИРАНЕ НА РЕМЪЧНИ ПРЕДАВКИ. СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ НА ТЕХНОЛОГИЧНИТЕ ИМ ВЪЗМОЖНОСТИ ПРИ ЕДНАКВИ УСЛОВИЯ НА РАБОТА

## II ЧАСТ МЕТОДИКА ЗА ПРОЕКТИРАНЕ НА РЕМЪЧНА ПРЕДАВКА С КЛИНОВ РЕМЪК

Георги ТОНКОВ

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

**Резюме:** В работата са представени два вида алгоритми за проектиране на ремъчни предавки с клинов ремък – аналитичен и софтуерен. Аналитичният алгоритъм е заимстван от класически методики, известни от литературата. С него е извършено числено пресмятане на ремъчна предавка, реализирана в практиката. Аналитичните резултати от изчисленията са съпоставени с данните от стандартизираните клино-ремъчни предавки, предлагани на пазара. За софтуерното проектиране на този вид предавки са използвани две специализирани CAD системи. Изложените софтуерни алгоритми са разработени съгласно заложените методики в използваните CAD системи. С тях е извършено силово пресмятане и геометрично оразмеряване, генериране на CAD моделите и оптимизиране на различни варианти на ремъчни предавки с клинов ремък. Използването на софтуерните методики в средата на специализираните CAD системи позволява по-бързо, точно и ефективно проектиране на ремъчни предавки от разглеждания вид. Генерираните CAD модели на клино-ремъчните предавки са в съответствие с произведените и предлаганите на пазара такива от фирмите – производители, лидери в производството на този вид механични предавки.

**Ключови думи:** ремъчна предавка с клинов ремък, проектиране, оптимизиране, генериране на 3D CAD модел

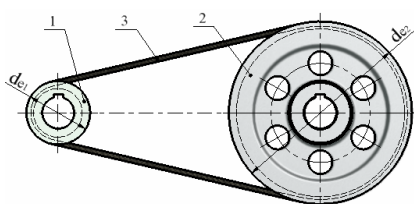
### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Аналитичното изчисляване на клино-ремъчна предавка е извършено по общоприета методика [1,2,5]. Софтуерно тя е проектирана със специализираната система MITCalc. Генерирането на 3D CAD модела и оптимизирането ѝ е извършено в средата на Inventor.

#### Входни данни и ограничителни условия при проектиране на клино-ремъчна предавка

- **Входни данни за предавката (фиг. 1):**
  - предавателно отношение -  $i = 3$ ;
  - силова машина - трифазен асинхронен електродвигател с мощност  $P_1 = 2,2 \text{ kW}$ ; честота на въртене  $n_1 = 1420 \text{ min}^{-1}$ ;
  - работна машина – зъбен дезинтегратор за фино смилане на твърди материали;
  - режим на работа - ударно натоварване, ед-носменна работа (8 часа).

- **Ограничителни условия:**
  - Максимален диаметър при голямата шайба -  $d_{2 \text{ max}} \leq 245 \text{ mm}$ . Това ограничение е наложено от конструктивни съображения при вграждане на ремъчната предавка към работната машина.
  - Диаметър на монтажните отвори на ремъчните шайби -  $d_o = 40 \text{ mm}$ . Налага се при използване на комплект от ремъчни шайби за постигане на различно предавателно отношение.
  - Междуосово разстояние -  $a \geq 215 \text{ mm}$ . Спазването на минимално междуосово разстояние е необходимо условие при монтажа и регулирането на ремъчната предавка.
- **Работна схема (фиг. 1):**
  - 1 – задвижваща ремъчна шайба – монтира се върху вала на електродвигателя;
  - 2 - задвижвана ремъчна шайба – монтира се върху вала на работната машина;
  - 3 – клинов ремък.



фиг.1: Геометрична схема на ремъчна предавка с клинов ремък

## 2. ИЗЧИСЛЕНИЯ И РЕЗУЛТАТИ ОТ АНАЛИТИЧНОТО ПРЕСМЯТАНЕ ПРИ ПРОЕКТИРАНЕ НА РЕМЪЧНА ПРЕДАВКА С КЛИНОВ РЕМЪК

### 1.1 Определяне на работна скорост на клиновия ремък

Когато няма данни за периферната скорост на ремъка  $V$ , тя се приема в границите  $(20 \div 25) \text{ m/s}$ . Ъгловата скорост на малката ремъчна шайба се пресмята по формула (1):

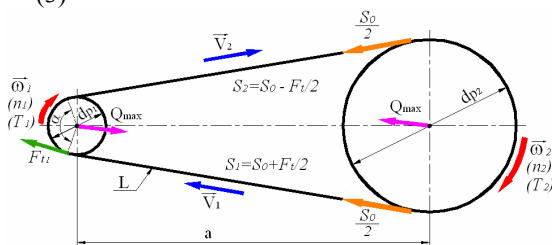
$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1420}{30} = 148,7 \text{ s}^{-1}. \quad (1)$$

От поставеното ограничително условие  $d_{e2 \text{ max}} < (d_2 \text{ max} = 245 \text{ mm})$ , по формула (2) е определен максималния външен диаметър на малката ремъчна шайба:

$$d_{e1 \text{ max}} \leq \frac{d_{e2 \text{ max}}}{i} = \frac{245}{3} = 81,7 \text{ mm}. \quad (2)$$

За средния диаметър на малката ремъчна шайба е приета стандартната стойност  $d_{p1} = 75 \text{ mm}$ . Следователно за работната скорост на ремъка (фиг. 2) по уравнение (3) се получава:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 75 \cdot 10^{-3} \cdot 1420}{60} = 5,6 \text{ m/s}. \quad (3)$$



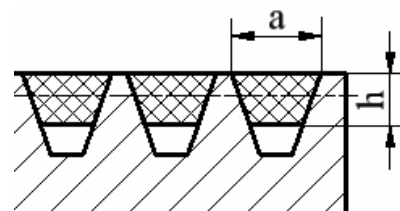
фиг. 2 Кинематична схема на ремъчна предавка:  $S_1$  – сила, действаща в опънатия клон на ремъка;  $S_2$  – сила, действаща в отпуснатия клон на ремъка;  $F_t$  –

периферна сила;  $S_0$  – сила от предварително опъване на ремъка

### 1.2 Избор на клинов ремък

Видът и сечението на клиновия ремък се определя в зависимост от мощността на електродвигателя ( $P = 2,2 \text{ kW}$ ) и периферната скорост на ремъка ( $v = 5,6 \text{ m/s}$ ). За проектираната предавка е възможно използването на стандартните ремъци с означение - Z; A и B. Размерите и площта на напречното сечение за съответния вид ремък (фиг. 3) са:

- за Z  $\rightarrow (a \times h) = (10 \times 6) \text{ mm}$ ; площ на напречното сечение:  $F_Z = 0,47 \text{ cm}^2$ ;
- за A  $\rightarrow (a \times h) = (13 \times 8) \text{ mm}$ ; площ на напречното сечение:  $F_A = 0,81 \text{ cm}^2$ ;
- за B  $\rightarrow (a \times h) = (17 \times 10,5) \text{ mm}$ ; площ на напречното сечение:  $F_B = 1,38 \text{ cm}^2$ .



фиг. 3 Размери на напречното сечение на клинов ремък

От възможните използвани ремъци в една ремъчна предавка предпочитание се дава на ремъците с по-малките сечения. Препоръчително изчисленията се правят за два варианта ремъци като получените резултати да се съпоставят и според случая се избира по-подходящия. Като се вземат пред вид тези съображения и в зависимост от ограничителните условия, става ясно че ремъчна предавка с ремък  $B \rightarrow (a \times h) = (17 \times 10,5)$  не е подходящо да се използва т. к. малката ремъчна шайба се получава с недопустимо малка дебелина на главината.

### 1.3 Определяне на изчислителния (средния) диаметър на голямата ремъчна шайба

Изчислителният диаметър на голямата ремъчна шайба (фиг. 1 и фиг. 2) се определя по формула (4):

$$d_{p_2} = \frac{(1-\varepsilon) \cdot d_{p_1} \cdot n_1}{n_2} = i \cdot (1-\varepsilon) \cdot d_{p_1} = 3 \cdot (1-0,01) \cdot 75 = 222,75 \text{ mm} \quad (4)$$

където:  $\varepsilon = (0,01 \div 0,022)$  - коефициент на еластично приплъзване на гумено-текстилен ремък. Диаметърът  $d_{p_2}$  се закръгля до най-близкия стандартен:  $d_{p_2} = 224 \text{ mm}$ .

#### 1.4 Определяне на действителното предавателно отношение

Действителното предавателно отношение в зависимост от избрания материал на ремъка, съгласно формула (5) е:

$$i = \frac{d_{p_2}}{(1-\varepsilon) \cdot d_{p_1}} = \frac{224}{(1-0,01) \cdot 75} = 3,02 \quad (5)$$

#### 1.5 Определяне на междуосовото разстояние

Интервалът, в който варира оптималното междуосово разстояние  $a = (a_{\min} \div a_{\max})$  (фиг. 1 и фиг. 2) се определя по формули (6 и 7):

$$a_{\min} = 0,5 \cdot (d_{p_2} + d_{p_1}) + 3 \cdot h = 0,5 \cdot (224 + 75) + 3 \cdot 6 = 167,5 \text{ mm} \quad (6)$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (d_{p_2} + d_{p_1}) = 2 \cdot (224 + 75) = 598 \text{ mm} \quad (7)$$

Междуосовото разстояние може да се определи от отношението  $a/d_{p_2}$ , в зависимост от предавателното число ( $i = u = 3,02$ ):

$$a/d_{p_2} = 1, \text{ при } i = 3 \Rightarrow a = d_{p_2} = 224 \text{ mm} \quad (8)$$

По задание  $a \geq 215 \text{ mm}$ , следователно  $a = (215 \div 598) \text{ mm}$ .

#### 1.6 Определяне на дължината на ремъка (L)

Приблизително дължината на ремъка се определя по формула (9):

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{p_2} + d_{p_1}) + \frac{(d_{p_2} - d_{p_1})^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot (215 \div 598) + \frac{\pi}{2} \cdot (224 + 75) + \frac{(224 - 75)^2}{4 \cdot (215 \div 598)} = (430 \div 1196) + 469,7 + (25,8 \div 9,3) = (925,5 \div 1675) \text{ mm} \quad (9)$$

Окончателно за дължината на ремъка се приема най-близката стандартна стойност:

- за ремък със сечение **Z**, стандартните оптимални дължини са:

$$L = (1000; 1120; 1250; 1400) \text{ mm};$$

- за ремък със сечение **A** стандартните оптимални дължини са:

$$L = (1000; 1120; 1250; 1400; 1600) \text{ mm}.$$

#### 1.7 Определяне на броя на прорезите в секунда

За правилната работа на ремъчната предавка е необходимо да бъде изпълнено условие (10):

$$\left( u = \frac{v}{L} \right) \quad (10)$$

С оглед дълготрайността на ремъка се избира  $u_{\max} \leq (10 \div 15)$ , при което от формула (10) се получава

$$u_{\max} = \frac{v}{L_{\min}} = \frac{5,6}{1,000} = 5,6 < 10.$$

#### 1.8 Изчисляване на действителното междуосово разстояние

Действителното междуосово разстояние (фиг. 1 и фиг. 2) е изчислено по формула (11) за ремък с дължина  $L = 1120 \text{ mm}$ :

$$a = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (d_{p_2} + d_{p_1}) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_{p_2} + d_{p_1})]^2 - 8 \cdot (d_{p_2} - d_{p_1})^2}}{8} = \frac{2 \cdot 1120 - \pi \cdot (224 + 75) + \sqrt{[2 \cdot 1120 - \pi \cdot (224 + 75)]^2 - 8 \cdot (224 - 75)^2}}{8} = 316,4 \text{ mm} \quad (11)$$

#### 1.9 Определяне на необходимото опъване на ремъка

За предварително напрежение от опъване  $\sigma_0 = 1,2 \text{ MPa}$  за ремък **Z** и  $d_{p_1} = 75 \text{ mm}$  от [5] се отчита приведеното работно напрежение  $(\sigma_n)_0$ :

$$(\sigma_n)_0 = (1,45 \div 1,57) \text{ MPa} \quad (12)$$

За да се осигури предварителното напрежение  $\sigma_0 = 1,2 \text{ MPa}$ , действителното междуосово разстояние ( $a$ ) при нов ремък се прави с  $\Delta a$  по-голямо от изчисленото:

$$\Delta a = \frac{0,2}{100} \cdot L = \frac{0,2}{100} \cdot 1120 = 2,24 \text{ mm} \quad (13)$$

#### 1.10 Необходим ход на електродвигателя за опъване/отпускане на ремъците при монтаж и регулиране на ремъчната предавка

Минималният ход на плъзгачите (на електродвигателя) се определя по формулата:

$$H = \Delta a + 2h + [(3 \div 5)\% \cdot a] \text{ mm}, \quad (14)$$

където:  $2h = 2.6 = 12 \text{ mm}$  ( $h = 6 \text{ mm}$  - височина на напречното сечение на клинов ремък Z);  
Следователно плъзгачите трябва да осигуряват ход на преместване не по-малък от:

$$H = 2,24 + 12 + 15,8 \approx 30 \text{ mm}.$$

### 1.11 Определяне на ъгъла на обхващане на малката шайба от ремъка

За запазване на работоспособността и дълготрайността на ремъка трябва да е спазено условието (15):

$\alpha \geq 110^\circ$  - ъгъл на обхващане (фиг. 1 и фиг. 2);

$$\begin{aligned} \alpha &\approx 180^\circ - \frac{d_{p_2} - d_{p_1}}{a} \cdot 60^\circ = \\ &= 180^\circ - \frac{224 - 75}{316,4} \cdot 60^\circ = \quad . \quad (15) \\ &= 151,7^\circ = (151^\circ 44' > 110^\circ) \end{aligned}$$

### 1.12 Определяне на действителното номинално напрежение в ремъка

Действителното номинално напрежение, действащо върху ремъка на предавката се определя по формулата:

$$\sigma_n = (\sigma_n)_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3, \text{ MPa}, \quad (16)$$

където:  $(\sigma_n)_0 = (1,45 \div 1,57) \text{ MPa}$  - приведено работно напрежение в ремъка (определено по-горе);  
 $C_1 = 0,93$  - корекционен фактор, отчитащ ъгъла на обхващане;  $C_2 = 1,04$  - корекционен фактор, отчитащ влиянието на центробежната сила;  $C_3 = 0,7$  - корекционен коефициент, отчитащ режима на работа и вида на задвижващата силова машина (ТАЕД);

$$\begin{aligned} \sigma_n &= (\sigma_n)_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 = \\ &= 1,48 \cdot 0,93 \cdot 1,04 \cdot 0,7 = \quad . \quad (17) \\ &= (1 \text{ MPa} < 1,2 \text{ MPa}) \end{aligned}$$

### 1.13 Определяне на периферната сила в ремъчната предавка (фиг. 2)

Периферната сила в ремъчната предавка се определя от израза (18):

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{2,2}{5,6} = 0,393 \text{ kN}. \quad (18)$$

### 1.14 Определяне на броя на ремъците в предавката

Един от вариантите за определяне на необходимият брой ремъци е като се използва формула (19):

$$z = \frac{10^3 \cdot P_1}{v \cdot \sigma_n \cdot F} = \frac{10^3 \cdot 2,2}{5,6 \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 0,47 \cdot 10^{-4}} = 8,4 \quad (19)$$

където:  $F = 0,47 \text{ cm}^2$  - лице на напречното сечение на клинов ремък Z (фиг. 3)

Приема се:  $z = 9$ .

### 1.15 Определяне на силата, действаща върху валовите (фиг. 2)

Върху валовите на ремъчната предавка действа сила с големина:

$$Q_{\max} = 3 \cdot \sigma_0 \cdot z \cdot F \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \text{ kN}, \quad (20)$$

където:  $\sigma_0 = 1,2 \text{ MPa}$  за ремък Z и  $d_{p_1} = 75 \text{ mm}$ ;

$F_z = 0,47 \text{ cm}^2$  - напречно сечение на един ремък;

$\alpha = 151,7^\circ$  ъгъл на обхващане.

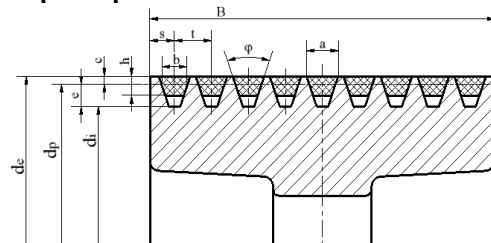
Следователно:

$$Q_{\max} = 3 \cdot 1,2 \cdot 10^6 \cdot 9 \cdot 0,47 \cdot 10^{-4} \cdot \sin \frac{151,7^\circ}{2} = 1,476 \text{ kN}.$$

### 1.16 Отклонение на силата от линията, съединяваща центровете на двата вала

$$\begin{aligned} \text{tg} \theta &= \frac{F_t}{2 \cdot S_0} \cdot \text{ctg} \frac{\alpha}{2} = -\frac{\sigma_n}{2 \cdot \sigma_0} \cdot \text{ctg} \frac{\alpha}{2} = \\ &= -\frac{1,02}{2 \cdot 1,2} \cdot \text{ctg} \frac{151,7^\circ}{2} = -6,116^\circ = -6^\circ 6' \end{aligned} \quad (21)$$

### 1.17 Определяне на основните геометрични размери на ремъчните шайби



фиг. 4 Размери на каналите на клино-ремъчна шайба



### 1.17.1 За малката (задвижваща) ремъчна шайба

-външен диаметър:

$$d_{e_1} = d_{p_1} + 2.c = 75 + 2.2,5 = 80 \text{ mm} \quad (22)$$

-вътрешен диаметър:

$$d_{i_1} = d_{e_1} - 2.e = 80 - 2.7 = 66 \text{ mm} \quad (23)$$

- широчина на ремъка по изчислителния диаметър -  $b = 11 \text{ mm}$  ;

- разстояние от изчислителния диаметър до върха на канала -  $c = 3,3 \text{ mm}$  ;

- разстояние от изчислителния диаметър до основата на канала -  $e = 8,7 \text{ mm}$  ;

- стъпка на каналите в ремъчната шайба -  $t = 15 \text{ mm}$  ;

- разстояние от челото до средата на канала на шайбата -  $s = 10 \text{ mm}$  ;

- широчина на ремъчните шайби:

$$B = (z - 1).t + 2.s = (9 - 1).12 + 2.8 = 112 \text{ mm} ;$$

- ъгъл на наклона на стените на каналите на ремъчните шайби -  $\varphi = 34^\circ$  ( $36^\circ$ ;  $38^\circ$ ).

### 1.17.2 За голямата ремъчна шайба

- външен диаметър:

$$d_{e_2} = d_{p_2} + 2.c = 224 + 2.2,5 = 229 \text{ mm} ;$$

-вътрешен диаметър:

$$d_{i_2} = d_{e_2} - 2.e = 229 - 2.7 = 215 \text{ mm} ;$$

- широчина на ремъчните шайби:

$$B = (z - 1).t + 2.s = (9 - 1).12 + 2.8 = 112 \text{ mm} .$$

## 2. СЪПОСТАВЯНЕ НА ПОЛУЧЕНИТЕ РЕЗУЛТАТИ ОТ ПРЕСМЯТАНЕТО С ДАННИТЕ НА СТАНДАРТНИТЕ ПРОИЗВЕЖДАНИ И ПРЕДЛАГАНИ НА ПАЗАРА КЛИНО-РЕМЪЧНИ ПРЕДАВКИ

Изборът на съставните покупни елементи за изчислената клинно-ремъчна предава е извършен от каталозите на световно утвърдените лидери в задвижващите механични предавки и елементи за трансмисии – ULMER (Австрия) и CHIARAVALLI (Италия) - от фиг. 5 до фиг. 21 [8; 9]. Данните от каталозите са необходими при моделирането и конструктивното документирание на ремъчните колела (диаметър и широчина на главината на шайбите).

След съпоставянето на геометричните параметри между изчислената по общоприета методика предавка и окончателен избор на клинно-ремъчна предавка се преминава към нейното моделиране. То е реализирано със софтуерния продукт Autodesk Inventor Заложените в него параметри на трансмисиите съответстват на тези от посочените каталози. Генерирането на предавките става автоматично, след задаване на необходимите якостни и кинематични данни за предавката. Покритието с каталозите е почти 100 %-тово, което улеснява до голяма степен работата на конструктора. След вграждането на предавката към силовата и работната машина, софтуерът позволява да се извърши:

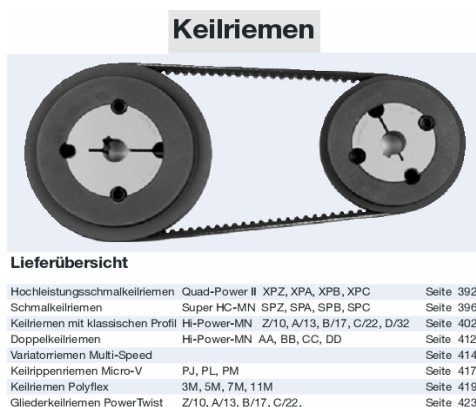
- динамичен анализ;
- якостен анализ;
- симулация на движенията;
- конструкторско документирание в 2D и т.н.

По-долу са приложени част от данните за клинно-ремъчни предавки, извадени от каталозите на фирмите ULMER и CHIARAVALLI (фиг. 5 до фиг. 18).

### Каталог ULMER 2D



фиг. 5 Електронен каталог Ulmer (Австрия)



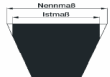
фиг. 6 Типоразмери на клинно-ремъчни предавки

**Produktinformation**

**Hinweis obere Riemenbreite bei FOZ-Riemern:**

Bei FOZ-Riemern ist die obere Riemenbreite geringer als bei unmanntelten Riemern. Der Grund hierfür ist, dass aus fertigungstechnischen Gründen die oberen Ecken am Riemen abgeflacht sind. Dieser Umstand führt zu keiner Verminderung der Übertragungsleistung, weil der Bereich über dem Zugstrang auf die Leistungsbearbeitung keinen Einfluss nimmt.

Keilriemen flankenoffen, formgezahnt (FOZ)	B	C
Obere Breite Nennmaß	10,0	13,0
Obere Breite Istmaß	9,8	12,1
Toleranz obere Breite	+0,25	+0,25



**Umberechnungstabelle für Keilriemen:**

Profil	angegabene Riemenlänge b x l	Aufentlänge La	Wirklänge Lw	Innentlänge Li	Empfohlener Mindestschleifenanzahl	Gew. kg/m
SPZ/10-MN	10 x 8	La = Lp + 13	Lw = La - 13	Li = Lw - 38	71	0,075
SPZ	10 x 8	La = Lp + 11	Lw = La - 11	Li = Lw - 31	71	0,125
SPA	13 x 10	La = Lp + 18	Lw = La - 18	Li = Lw - 45	100	0,190
SPB	16 x 13	La = Lp + 22	Lw = La - 22	Li = Lw - 60	160	0,376
SPC	22 x 18	La = Lp + 30	Lw = La - 30	Li = Lw - 83	250	0,710
SV	10 x 8	La = Lp + 13	Lw = La - 13	Li = Lp - 51	71	0,075
BV	16 x 13	La = Lp + 18	Lw = La - 18	Li = Lp - 60	100	0,125
AV	26 x 23	La = Lp + 34	Lw = La - 34	Li = Lp - 145	315	0,602
Z/10	10 x 8	La = Lp + 38	Lw = Lp + 32	-	60	0,064
A/13	13 x 8	La = Lp + 16	Lw = Lp - 16	-	80	0,108
B/17	17 x 11	La = Lp + 20	Lw = Lp - 20	-	112	0,197
C/22	22 x 14	La = Lp + 29	Lw = Lp - 29	-	180	0,325
D/32	32 x 19	La = Lp + 40	Lw = Lp - 40	-	315	0,665
XPZ/SVX	10 x 8	La = Lp + 13	Lw = Lp - 51	Li = Lp - 38	56	0,065
XPA	13 x 10	La = Lp + 18	Lw = Lp - 45	Li = Lp - 45	60	0,110
XPB/SVB	16 x 13	La = Lp + 22	Lw = Lp - 53	Li = Lp - 60	112	0,180
AX	13 x 8	La = Lp + 16	Lw = Lp - 50	Li = Lp - 60	80	0,098
BX	17 x 11	La = Lp + 20	Lw = Lp - 59	Li = Lp - 60	85	0,165
CX	22 x 14	La = Lp + 29	Lw = Lp - 68	Li = Lp - 85	150	0,276

Lp = Reichtlänge ISO = Wirklänge  
Lw = Reichtlänge DIN = Wirklänge  
Li = Bezeichnungslänge RMA = Aussenlänge  
La = Innentlänge

**фиг. 7** Типоразмери на клинови ремъци

**Keilriemen mit klassischem Profil**  
Hi-Power®-MN - flankenoffen, formgezahnt DIN 2215 Polychloropren

Z/10-MN	Breite b	Höhe h
10	10	6



**Z/10-MN**

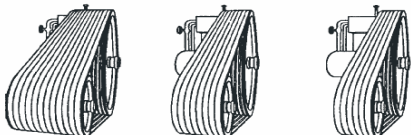
Artikel-Nr.	Bezeichnung	Innenlänge	Fächlänge	Artikel-Nr.	Bezeichnung	Innenlänge	Fächlänge
T09927	Z 17 1/2"	450	472	T09918	Z 39 1/2"	1000	1022
T09928	Z 18 1/2"	475	497	T47743	Z 40	1015	1037
T37035	Z 19"	485	507	T47744	Z 40 1/2"	1030	1052
T09929	Z 19 1/2"	500	522	T47745	Z 41	1045	1067
T09930	Z 20 1/2"	520	542	T18190	Z 41 1/2"	1050	1072
T47735	Z 21	540	562	T09920	Z 42	1060	1082
T09931	Z 22	560	582	T47746	Z 43	1065	1102
T18135	Z 22 1/2"	575	597	T47747	Z 43 1/2"	1100	1122
T09932	Z 23 1/2"	600	622	T09922	Z 44	1120	1142
T37036	Z 24	610	632	T18152	Z 45	1150	1172
T09933	Z 25	630	652	T37040	Z 45 1/2"	1160	1182
T47737	Z 25 1/2"	650	672	T09924	Z 46	1160	1202
T09934	Z 26 1/2"	670	692	T37041	Z 47	1195	1217
T47738	Z 26 1/2"	690	712	T47748	Z 47 1/2"	1215	1237
T09937	Z 28	710	732	T15450	Z 48	1225	1247
T47738	Z 28 1/2"	725	747	T09928	Z 48 1/2"	1235	1257
T09938	Z 29	730	752	T09926	Z 49	1250	1272
T09939	Z 29 1/2"	750	772	T37042	Z 50	1270	1292
T47739	Z 30	765	787	T33969	Z 51"	1295	1317
T09940	Z 30 1/2"	775	797	T09970	Z 52"	1320	1342
T37037	Z 30 1/2"	785	807	T33971	Z 52 1/2"	1340	1362
T09941	Z 31 1/2"	800	822	T33972	Z 53"	1360	1382
T47740	Z 32 1/4"	820	842	T33973	Z 54"	1370	1392
T47741	Z 32 1/2"	825	847	T33989	Z 55"	1402	1422
T09943	Z 33 1/2"	850	872	T33991	Z 56"	1420	1442
T47742	Z 34	865	887	T33992	Z 57"	1450	1472
T09944	Z 34 1/2"	875	897	T33994	Z 58"	1475	1497
T09945	Z 35 1/2"	900	922	T33995	Z 59"	1500	1522
T47743	Z 36	910	932	T33996	Z 60"	1525	1547
T47744	Z 36 1/2"	925	947	T33997	Z 60 1/2"	1530	1552
T47745	Z 37	935	957	T33998	Z 61"	1550	1572
T09946	Z 37 1/2"	950	972	T34000	Z 62"	1575	1597
T09947	Z 38 1/2"	965	987	T34001	Z 63"	1595	1617
T09948	Z 39	985	1007	T34003	Z 63 1/2"	1610	1632

\* unmannteltes Vollprofil-Konstruktions  
\*\* mannteltes Vollprofil-Konstruktions  
\* Liefermaß bitte anfragen.

**фиг. 10** Дължини на използваните ремъци

**Leistungsvergleich ähnlicher Profilgrößen:**

Profil-Bezeichnung	Gates Typenbezeichnung	Größe b x h	Übertragungsleistung kW - 1500 U/min	Übertragungsleistung bei Schleifenwirk-Ø
SPZ	Super HC*	10 x 8	4,75	150
SV	Super HC*	10 x 8	4,75	150
Z/10	Hi-Power*	10 x 8	3,35	150
XPZ/SVX	Quad-Power*	10 x 8	5,00	150
SPA	Super HC*	13 x 10	6,47	150
A/13	Hi-Power*	13 x 8	4,52	150
XPA	Quad-Power*	13 x 10	8,00	150
AX	Tri-Power*	13 x 8	4,46	150
SPB	Super HC*	16 x 13	12,91	200
SV	Super HC*	16 x 13	12,91	200
B/17	Hi-Power*	17 x 11	8,52	200
XPB/SVB	Quad-Power*	16 x 13	16,70	200
BX	Tri-Power*	17 x 11	8,52	200
SPC	Super HC*	22 x 18	34,20	315
C/22	Hi-Power*	22 x 14	19,72	315
CX	Tri-Power*	22 x 14	20,65	315
BV	Super HC*	26 x 23	36,70	315
D/32	Hi-Power*	32 x 19	21,50	315



**фиг. 8** Мощност предавана от ремъците

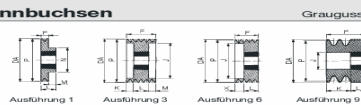
**Minstdurchmesser für Spannrollen:**

Profil	d min.-Innen		d min.-Aussen
	Z	A	B
HI-Power*	Z	60	90
	A	85	110
	B	112	160
	C	160	220
	D	300	350
HI-Power* MN	Z	40	60
	A	60	90
	B	80	120
	C	150	225
	D	250	350
Super HC*	SPZ	71	120
	SPA	100	160
	SPB	160	250
	SPC	250	350
	SPD	56	85
Super HC* MN	SPA	80	120
	SPB	112	168
	SPC	180	270
Quad-Power II	XPZ/ SVX	56	*
	XPA	80	*
	XPB/ SVX	112	*
Micro-V*	PJ	20	32
	PM	75	115
Polyflex*	5M / 5M-JB	26	*
	7M / 7M-JB	42	*
	11M / 11M-JB	67	*

\* nicht empfohlen  
d min.-Innen: Minstdurchmesser der gerillten Innenspannrolle b.z.w. der Riemenrolle  
d min.-Aussen: Minstdurchmesser der flachen Aussenspannrolle  
Innenspannrollen sind normalerweise mit Füllen ausgerüstet.  
Flache Innenspannrollen dürfen nur bei HI-Power/MN-Riemern (klassisches Profil) und bei Super HC\* P\* gesetzt werden.  
Spannrollen sollten nach Möglichkeit im losen Trum des Antriebs eingesetzt werden.

**фиг. 9** Диаметри на малката шайба

**Keilriemenscheiben für Taper Lock® Spannbuchsen**



**SPZ/Z**

Artikel-Nr.	Wirk-Ø	Rillen-zahl	Buchsen-Ø	Bohrung max.	Ausführung	F	J	K	L	M	N	Außen-Gew.
T39915	56	1	1008	25	9	37	35	15,0	22,0	-	-	60 0,50
T39916	56	2	1108	28	9	49	35	27,0	22,0	-	-	67 0,57
T39917	60	1	1008	25	9	22	-	-	22,0	-	-	64 0,34
T39918	60	2	1108	28	9	45	30	27,0	22,0	-	-	64 0,72
T29703	63	1	1108	28	16	30	-	-	22,0	6,0	-	67 0,28
T30221	63	2	1108	28	6NR*	28	38	6,0	22,0	-	-	67 0,33
T30222	67	1	1108	28	6NR*	28	38	6,0	22,0	-	-	71 0,34
T30195	67	1	1108	28	1	16	-	-	22,0	6,0	60	71 0,31
T30223	67	2	1108	28	6NR*	28	38	6,0	22,0	-	-	71 0,43
T30261	67	3	1108	28	6NR*	40	38	16,0	22,0	-	-	71 0,48
T30196	71	1	1108	28	1	16	-	-	22,0	6,0	60	75 0,34
T30224	71	2	1108	28	6NR*	28	42	6,0	22,0	-	-	75 0,43
T30262	71	3	1108	28	6NR*	40	42	16,0	22,0	-	-	75 0,57
T30197	75	1	1108	28	1	16	-	-	22,0	6,0	60	79 0,40
T30225	75	2	1210	32	6NR*	28	46	3,0	25,0	-	-	79 0,43
T30263	75	3	1210	32	6NR*	40	46	15,0	25,0	-	-	79 0,60
T30198	80	1	1210	32	1	16	-	-	25,0	9,0	75	84 0,45
T30226	80	2	1210	32	1	28	-	-	25,0	-	-	84 0,48
T30264	80	4	1210	32	6NR*	40	51	15,0	25,0	-	-	84 0,68
T30295	80	4	1210	32	6	52	54	27,0	25,0	-	-	84 0,77
T30393	200	6	2517	60	7	76	171	15,5	45,0	15,5	120	204 9,20
T30513	224	1	2012	50	8	16	199	6,0	30,0	9,0	105	228 2,50
T30240	224	2	2012	50	8	28	199	2,0	32,0	2,0	105	228 3,20
T30280	224	3	2012	50	7	40	198	-	32,0	8,0	105	228 3,80
T30510	224	4	2517	60	7	52	196	3,5	45,0	3,5	120	228 6,00
T30373	224	5	2517	60	7	64	196	9,5	45,0	9,5	120	228 8,30
T30394	224	6	2517	60	7	76	196	15,5	45,0	15,5	120	228 9,00
T30214	250	1	2012	50	8	16						



фиг. 13 Електронен каталог „Chiaravalli” (Италия)

Sections and nominal dimensions

	Width mm	Height mm
XPZ	10	8
XPA	13	10
XPB	16	13
XPC	22	18

XPZ			XPA		
Description	Datum length	ISO	Description	Datum length	ISO
XPZ630	630	XPZ980	980	XPA630	630
XPZ637	637	XPZ987	987	XPA747	747
XPZ662	662	XPZ1000	1000	XPA757	757
XPZ670	670	XPZ1010	1010	XPA782	782
XPZ687	687	XPZ1012	1012	XPA800	800
XPZ710	710	XPZ1037	1037	XPA832	832
XPZ722	722	XPZ1030	1030	XPA850	850
XPZ730	730	XPZ1060	1060	XPA857	857
XPZ737	737	XPZ1062	1062	XPA882	882
XPZ750	750	XPZ1077	1077	XPA900	900
XPZ760	760	XPZ1080	1080	XPA907	907
XPZ762	762	XPZ1087	1087	XPA925	925
XPZ772	772	XPZ1112	1112	XPA932	932
XPZ787	787	XPZ1090	1090	XPA950	950
XPZ800	800	XPZ1120	1120	XPA957	957
XPZ812	812	XPZ1137	1137	XPA978	978
XPZ837	837	XPZ1140	1140	XPA982	982
XPZ850	850	XPZ1150	1150	XPA1000	1000
XPZ862	862	XPZ1162	1162	XPA1007	1007
XPZ878	878	XPZ1180	1180	XPA1030	1030
XPZ887	887	XPZ1187	1187	XPA1060	1060
XPZ900	900	XPZ1200	1200	XPA1082	1082
XPZ912	912	XPZ1203	1203	XPA1090	1090
XPZ925	925	XPZ1212	1212	XPA1107	1107
XPZ937	937	XPZ1237	1237	XPA1120	1120
XPZ950	950	XPZ1262	1262	XPA1140	1140
XPZ962	962	XPZ1262	1262	XPA1190	1190
XPZ978	978	XPZ1270	1270	XPA1197	1197

фиг. 14 Размери на клинови ремъци – XPZ; XPA

	Width mm	Height mm
Z	10	6
A	13	8
B	17	11
C	22	14

Description	Inside length mm	Datum length mm	Description	Inside length mm	Datum length mm
Z16VULCO	413	460	A18VULCO	460	490
Z17VULCO	438	495	A19VULCO	475	505
Z18VULCO	478	500	A20VULCO	525	555
Z19VULCO	498	515	A21VULCO	540	570
Z20VULCO	518	540	A22VULCO	565	595
Z21VULCO	568	590	A23VULCO	590	620
Z22VULCO	613	635	A24VULCO	610	640
Z23VULCO	628	650	A25VULCO	637	663
Z25VULCO	653	675	A26VULCO	670	700
Z26VULCO	668	690	A27VULCO	700	730
Z28VULCO	703	725	A28VULCO	715	745
Z29VULCO	733	755	A29VULCO	750	780
Z30VULCO	758	780	A30VULCO	770	800
Z31VULCO	788	810	A31VULCO	795	825
Z32VULCO	828	850	A32VULCO	805	835
Z33VULCO	853	875	A33VULCO	825	855
Z34VULCO	878	900	A34VULCO	845	875
Z35VULCO	913	935	A35VULCO	870	900
Z37VULCO	948	970	A36VULCO	890	900
Z38VULCO	978	1000	A37VULCO	915	945
Z39VULCO	998	1020	A38VULCO	945	975
Z41VULCO	1048	1070	A39VULCO	962	992
Z42VULCO	1130	1152	A40VULCO	978	1010
Z43VULCO	1143	1165	A41VULCO	1015	1045
Z44VULCO	1178	1200	A42VULCO	1040	1070
Z47VULCO	1198	1220	A43VULCO	1065	1095
Z48VULCO	1223	1245	A44VULCO	1090	1120
Z49VULCO	1243	1265	A45VULCO	1115	1145
Z50VULCO	1273	1295	A46VULCO	1145	1175
Z51VULCO	1305	1327	A47VULCO	1175	1205
Z52VULCO	1323	1345	A48VULCO	1190	1220
Z53VULCO	1340	1362	A49VULCO	1225	1255
Z54VULCO	1373	1395	A50VULCO	1248	1278
Z55VULCO	1398	1420	A51VULCO	1265	1295
Z59VULCO	1448	1470	A52VULCO	1300	1330
Z60VULCO	1498	1520	A53VULCO	1325	1355
Z61VULCO	1523	1545	A54VULCO	1355	1385
Z62VULCO	1533	1575	A55VULCO	1370	1400
Z63VULCO	1603	1625	A56VULCO	1410	1440
Z64VULCO	1603	1675	A57VULCO	1425	1455
Z65VULCO	1678	1700	A58VULCO	1455	1485
Z67VULCO	1703	1725	A59VULCO	1475	1505
Z69VULCO	1753	1775	A60VULCO	1495	1525
Z71VULCO	1803	1825	A61VULCO	1530	1560
			A62VULCO	1550	1580

фиг. 15 Размери на клинови ремъци – Z и A

**PULEGGE IN GHISA A GOLE TRAPEZOIDALI**

Dimensional drawing showing a trapezoidal tooth profile with parameters:  $D_p$  (Pitch diameter),  $W$  (Tooth width),  $g$  (Groove width),  $h$  (Tooth height),  $h_1$  (Groove depth),  $f$  (Addendum),  $e$  (Pitch circle radius).

Formula:  $V_b = \frac{\pi D_p}{60} \cdot n$  (m/sec), where  $D_p$  is Diameter in mm and  $n$  is number of rpm.

Dimensione della gola								
Profilo	Dp mm	W	g	h	h <sub>1</sub>	f	e	
SPZ	< 80	34*	8,5	9,7	9	2	8	12
	> 80	36*						
SPA	< 118	34*	11	12,7	11	2,8	10	15
	> 118	36*						
SPB	< 190	34*	14	16,3	14	3,5	12,5	19
	> 190	36*						
SPC	< 315	34*	19	22,0	19	4,8	17	25,5
	> 315	36*						

Larghezza della testata				
N° Gole	SPZ	SPA	SPB	SPC
1	16	20	25	34
2	28	35	44	59,5
3	40	50	63	85
4	52	65	82	111
5	64	80	101	136
6		95	120	162
8			158	213
10			196	264

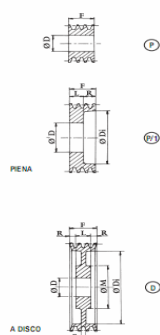
**PULEGGE A GOLE TRAPEZOIDALI MOZZO PIENO - SEZIONE: SP**

Technical drawings showing different tooth profiles: P (PENA), P1 (P1), D (A DISCO), D1 (D1), R (A RAZZE), R1 (R1).

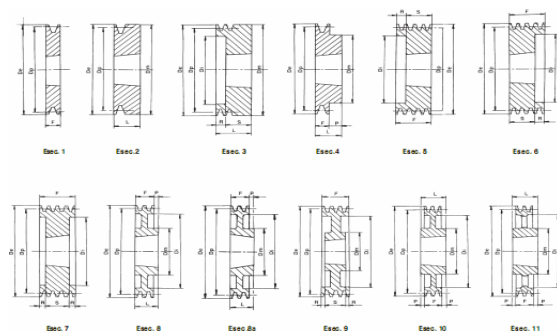
Dp	N° GOLE	FORMA	Ø M	L	Ø D1	S min	F	P	R
40	1	P	40	35				20	15
50	1	P	40	35				20	15
	2	P	40	45				35	10
60	1	P	40	35				20	15
	2	P	40	45				35	10
	3	P	40	50				50	10
65	1	P	40	40				20	20
	2	P	50	45				35	10
	3	P	52	50				50	10
70	1	P	40	40				20	20
	2	P	50	45				35	10
	3	P	52	50				50	10
75	1	P	40	40				20	20
	2	P	50	45				35	10
	3	P	52	50				50	10
80	1	P	40	40				20	20
	2	P	50	45				35	10
	3	P	52	50				50	10
85	1	P	40	40				20	20
	2	P	50	45				35	10
	3	P	52	50				50	10
90	1	P	40	40				20	20
	2	P	50	45				35	10
	3	P	52	50				50	10
95	1	P	45	40				20	20
	2	P	50	45				35	10
	3	P	52	50				50	10
160	1	D	60	40	127	10	20	20	
	2	D	60	50	127	10	35	15	
	3	D	70	52	127	12	50	2	
	4	D/1	70	52	127	18	65		13
	5	D/1	80	52	127	18	80		28
170	1	D	60	40	137	12	20	20	
	2	D	60	45	137	12	35	10	
	3	D	70	52	137	12	50	2	
	4	D/1	80	52	137	18	65		13
	5	D/1	80	52	137	18	80		28
180	1	D	65	40	147	12	20	20	
	2	D	70	50	147	12	35	15	
	3	D	70	52	147	12	50	2	
	4	D/1	80	60	147	18	65		5
	5	D/1	80	65	147	18	80		15
190	2	D	70	50	157	12	35	15	
200	1	D	65	45	167	12	20	25	
	2	D	70	50	167	12	35	15	
	3	D	70	52	167	12	50	2	
	4	D/1	80	60	167	18	65		5
	5	D/1	80	65	167	18	80		15
225	1	D	65	45	192	12	20	25	
	2	D	70	50	192	12	35	15	
	3	D	80	50	192	12	50	15	5
	4	D/1	90	60	192	18	65		15
	5	D/1	90	65	192	18	80		28
250	1	D	75	50	217	12	20	30	
	2	D	75	50	217	12	35	15	
	3	D	80	60	217	12	50	10	
	4	D	90	65	217	18	65		15
	5	D/1	90	65	217	18	80		28
280	1	R	75	50	247	14	20	30	
	2	R	80	50	247	14	35	15	
	3	R	80	60	247	14	50	10	
	4	R	90	65	247	14	65		15
	5	R/1	100	65	247	14	80		28
300	1	R	75	50	267	14	20	30	
	2	R	80	50	267	14	35	15	
	3	R	80	60	267	14	50	10	
	4	R	90	60	267	14	65		15
	5	R/1	100	70	267	14	80		28
315	1	R	75	50	282	14	20	30	
	2	R	80	50	282	14	35	15	

фиг. 16 Типоразмери на клино-ремъчни шайби

Dp	N° GOLE	FORMA	Ø D <sup>H8</sup>				F	L	Ø M	R	Ø Di	S
			55	65	80	80						
150	1	P	55	65	80	20						
	2	P/1	55	65	80	35	27		8	117		
	3	P/1	55	65	80	50	27		23	117		
	4	P/1	55	65	80	65	27		38	117		
	5	D	55	65	80	80	27		26,5	117	27	
160	1	P	55	65	80	20						
	2	P/1	55	65	80	35	27		8	127		
	3	P/1	55	65	80	50	27		23	127		
	4	P/1	55	65	80	65	27		38	127		
	5	D	55	65	80	80	27		26,5	127	27	
170	1	P	55	65	80	20						
	2	D	55	65	80	35	27		4	137	27	
	3	D	55	65	80	50	27		11,5	137	27	
	4	D	55	65	80	65	27		19	147	27	
	5	D	55	65	80	80	27		26,5	137	27	
180	1	P	55	65	80	20						
	2	D	55	65	80	35	27		4	147	27	
	3	D	55	65	80	50	27		11,5	147	27	
	4	D	55	65	80	65	27		19	147	27	
	5	D	55	65	80	80	27		26,5	147	27	
190	1	P	55	65	80	20						
	2	D	55	65	80	35	27	120	4	157	12	
	3	D	55	65	80	50	27	120	11,5	157	12	
	4	D	55	65	80	65	27	120	19	157	12	
	5	D	55	65	80	80	27	120	26,5	157	12	
200	1	P	55	65	80	20						
	2	D	55	65	80	35	27	120	4	167	12	
	3	D	55	65	80	50	27	120	11,5	167	14	
	4	D	55	65	80	65	27	120	19	167	14	
	5	D	55	65	80	80	27	120	26,5	167	14	
225	1	D	55	65	80	20	20	120		192	12	
	2	D	55	65	80	35	27	120	4	192	12	



фиг. 17 Размери на ремъчни шайби с централен отвор



Dp	N° GOLE	ESECUZIONE	BUSSOLA	De	Di	Dm	F	L	P	R	S
60	1	2	1008	64,6		64,6		22			
	2	3	1108	"	36	64,6		49		27	22
63	1	4	1108	67,6		62	16	22	6		
	2	5	1108	"	40		28			6	22
	3	5	1108	"	40		40			18	22
67	1	4	1108	71,6		62	16	22	6		
	2	5	1108	"	42		28			6	22
	3	5	1108	"	42		40			18	22
71	1	4	1108	75,6		62	16	22	6		
	2	5	1108	"	42		28			6	22
	3	5	1108	"	42		40			18	22
75	1	4	1108	79,6		62	16	22	6		
	2	5	1210	"	51		28			3	25
	3	5	1210	"	48		40			15	25
80	1	4	1210	84,6		75	16	25	9		
	2	5	1210	"	51		28			3	25
	3	5	1210	"	51		40			15	25
	4	5	1210	"	51		52			27	25
85	1	4	1210	89,6		75	16	25	9		
	2	5	1610	"	60		28			3	25
	3	5	1610	"	60		40			15	25
	4	5	1610	"	60		52			27	25
	5	5	1610	"	60		64			39	25
200	1	8	2012	204,6	172	100	16	32	16		
	2	8	2012	"	171	100	28	32	4		
	3	9	2012	"	172	100	40			4	32
	4	9	2517	"	172	120	52			3,5	45
	5	9	2517	"	172	120	64			9,5	45
224	1	8	2012	228,6	196	100	16	32	16		
	2	8	2012	"	196	100	28	32	4		
	3	9	2012	"	196	100	40			4	32
	4	9	2517	"	196	120	52			3,5	45
	5	9	2517	"	196	120	64			9,5	45

фиг. 18 Размери на ремъчни шайби с конусен отвор

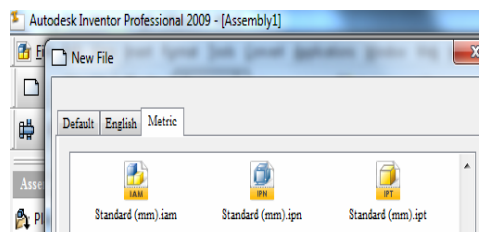
### 3. СОФТУЕРНО ПРОЕКТИРАНЕ НА КЛИНО-РЕМЪЧНА ПРЕДАВКА В САД СРЕДАТА НА AUTODESK INVENTOR

Изчислената ремъчна предавка може да бъде моделирана и конструктивно документирана (по различни начини с необходимия обем, качество и пълнота) в зависимост от изискванията към нея. Автоматизираното проектиране на тази предавка е реализирано със софтуерния продукт Autodesk Inventor. Специализираният софтуер притежава генератор за твърдетелно САД моделиране на машинни елементи и механични предавки [3; 4; 6; 7]. Генерирането на отделните части или сглобената единица става автоматично, след задаване на необходимите якостни и кинематични данни. При допусната грешка системата информира за „слабото място“ като маркира проблемния параметър. Заложените в Autodesk Inventor стандартни елементи съответстват на тези от посочените в каталозите на специализираните фирми. Това улеснява в голяма степен работата на конструктора.

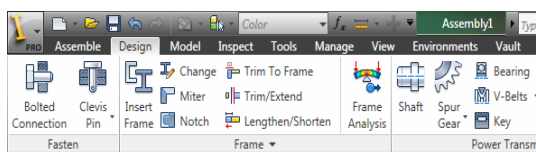
По-долу е представен част от алгоритъма за автоматизирано проектиране на ремъчна предавка с клинов ремък, реализирано в средата на Inventor. Създаването на модела на ремъчната предавка е описано в следните стъпки:

#### Стъпка 1:

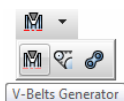
Стартира се програмата. Отваря се нов файл – **Standard (mm).iam** (фиг. 19). От лентата с инструменти на екранното изображение се посочва менюто **Design** (фиг. 20). В това меню се избира опцията **V-Belts**. При натискане на стрелката в дясно от **V-Belts** се появяват три бутона, символизиращи съответната предавка (фиг. 21). За генериране на клино-ремъчна предавка се посочва бутона **V-Belts Generator**. Отваря се прозорецът **V-Belts Component Generator** (фиг. 22).



фиг. 19 Отваряне на асембли файл



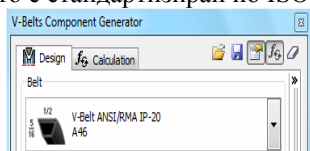
фиг. 20 Избор на генератор на ремъчни предавки



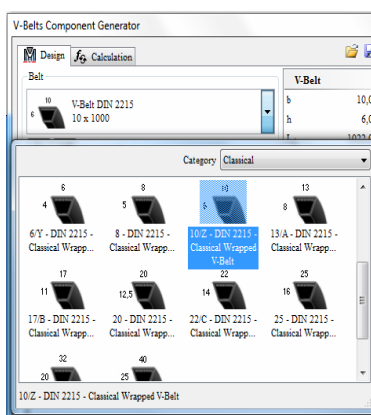
фиг. 21 Конкретизиране на вида на проектираната ремъчна предавка

**Стъпка 2:**

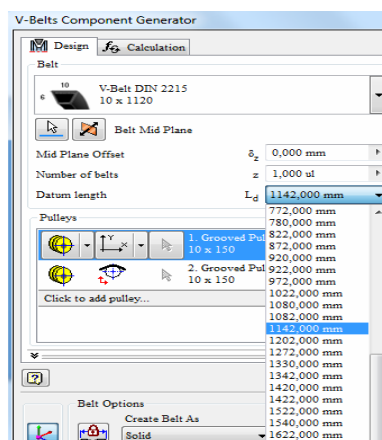
В отворения прозорец **V-Belt Component Generator** се активна страница **Design** (фиг. 22). След натискане на стрелката в дясно на полето от отворения прозорец се изобразяват схематично и буквено видовете клинови ремъци (фиг. 23). Кликва се върху избрания ремък – **Z (A; B; C;.....)**. Всеки вид ремък се характеризира с определено напречно сечение и граница, в която варира размера на неговата дължина. Това може да се отчете от каталозите на фирмите производители или директно при натискане на стрелката в дясно от буквата **L<sub>d</sub> (Datum length)** (фиг. 24). За проектираната предавка се избира ремък - „10/Z DIN 2215”, който е стандартизиран по ISO (фиг. 23).



фиг. 22 Библиотека с клинови ремъци



фиг. 23 Избор на стандартен клинов ремък



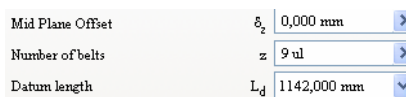
Фиг. 24 Избор на дължина на ремъка

**Стъпка 3:**

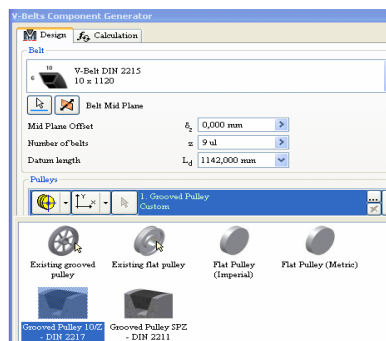
В полето **Number of belts** (фиг. 25) на прозореца **V-Belt Component Generator** (фиг. 24) се задава броят на ремъците  $z = 9$ . От полето **Datum length** (фиг. 25) на същия прозорец се посочва дължината на ремъка. За проектираната предавка -  $L = 1142 \text{ mm}$  (средна работна дължина на ремъка), която съответства на  $L = 1120 \text{ mm}$  (вътрешна дължина).

**Стъпка 4:**

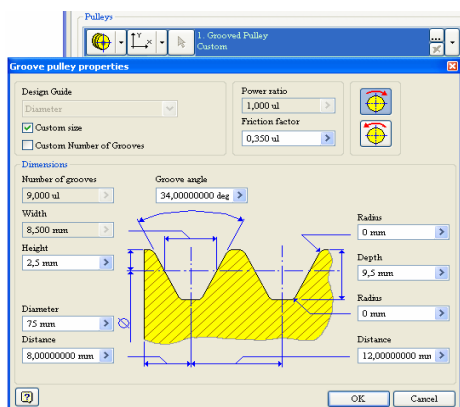
Избира се вида на малката клино-ремъчна шайба – от стрелката в дясно на полето **Grooved Pulley Custom** (фиг. 26)



фиг. 25 Задаване на броя и дължините на избраните ремъци



фиг. 26 Определя се вида на задвижващата ремъчна шайба



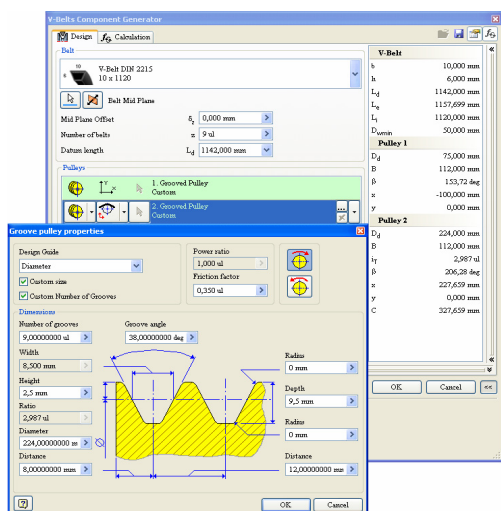
фиг. 27 Уточняване на геометрията на ремъчната шайба

**Стъпка 5:**

С натискането на бутона , в дясно на полето **Grooved Pulley Custom** (фиг. 26) се отваря прозорецът **Groove Pulley Properties** (фиг. 27). В случай на необходимост в полетата с предлаганите стойности се прави промяна. Посочените размери и коефициентът на триене са определени в направените по-горе изчисления.

**Стъпка 6:**

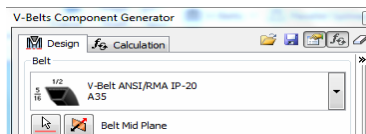
Избира се видът на голямата клино-ремъчна шайба – повтарят се стъпки 4 и 5. В дясно на прозореца **V-Belt Component Generator** (фиг. 28) програмата извежда генерираните от нея параметри за ремъка и шайбите на предавката.



фиг. 28 Определяне вида и геометрията на голямата ремъчна шайба

**Стъпка 7:**

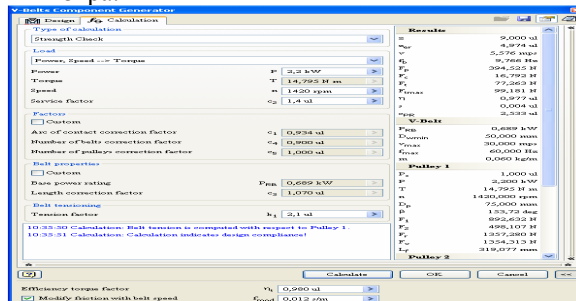
Избира се една от стрелките в полето **Belt Mid Plane** (в зависимост от начина на генериране на модела – симетрично или едностранно спрямо дадена равнина) – фиг. 29. Посочва се равнина или налична равнинна повърхнина, на която да са успоредни челата на шайбите и ремъка. Задава се при необходимост разстоянието  $\delta_z$  от полето **Mid Plane Offset** между генерираната предавка и посочената равнина (фиг. 29)



фиг. 29 Посочване на равнина (равнинна повърхнина) на генериране на 3D CAD модела на предавката

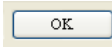
**Стъпка 8:**

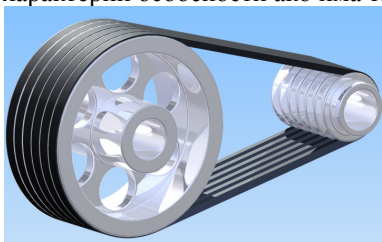
Активира се страницата **Calculation** в прозореца **V-Belt Component Generator** (фиг. 30) Задават се необходимите кинематични и силови параметри - мощност (**Power P**), честота на въртене (**Speed**), коефициент на режима на работа (**Service factor  $c_p$** ), к. п. д. на предавката (**Efficiency  $\eta$** ), коефициента на натоварване на ремъка (**Tension factor  $k_1$** ) и т.н. Останалите коефициенти и всички геометрични параметри се пресмятат от програмата и се извеждат в същия прозорец (фиг. 30) след натискането на бутона **Calculate**. Най-от долу в полето на същия прозорец системата извежда съобщение за работоспособността на предавката. Когато натоварването е по-голямо от допустимото, съобщението е оцветено в червено и в червено са маркирани параметрите, които трябва да се променят. По този начин клино-ремъчната предавка може да се оптимизира.



фиг. 30 Изчислителен прозорец

**Стъпка 9:**

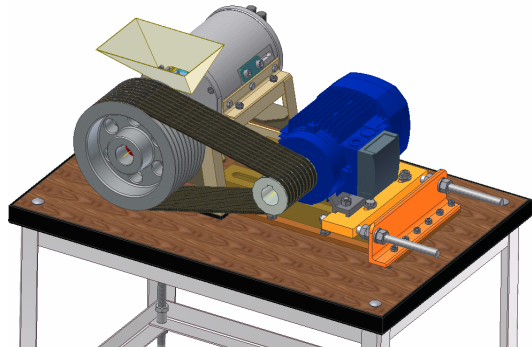
След натискане на бутона  (фиг. 30) програмата автоматично генерира предавката (фиг. 31). След това, според дадените размери в каталозите, конструктивно се оформят: главините, олекотителните отвори и канали, централните отвори за валове, върху които се монтират ремъчните шайби, шпонковите (шлицовите) канали и други характерни особености ако има такива.



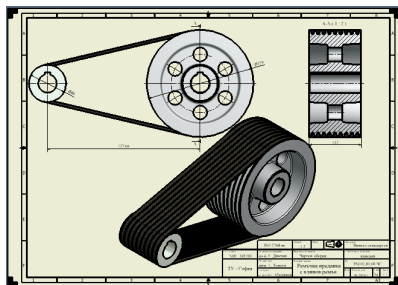
фиг. 31 Ремъчна предавка с клинов ремък

**Стъпка 10:**

Установява се ремъчната предавка към електродвигателя и работната машина (фиг. 32). Извършва се анимация на движенията, якостно и динамично натоварване, както и графично и документирание (фиг. 33).



фиг. 32 Сглобяване на ремъчната предавка



фиг. 33 Автоматизирано изчертаване на предавката

**4. СОФТУЕРНО ПРОЕКТИРАНЕ НА КЛИНОВО-РЕМЪЧНА ПРЕДАВКА С MITCALC**

Специализираният в областта на машинните елементи софтуерен продукт MITCalc позволява лесно пресмятане на ремъчни предавки с клинов ремък. След тяхното проектиране предавките могат да бъдат тримерно генерирани или да бъдат визуализирани с техните геометрични проекции в подходяща CAD система. По-долу е даден основният алгоритъм (представен в 5 стъпки) от софтуерна методика за проектиране на ремъчна предавка с клинов ремък.

**Стъпка 1:**

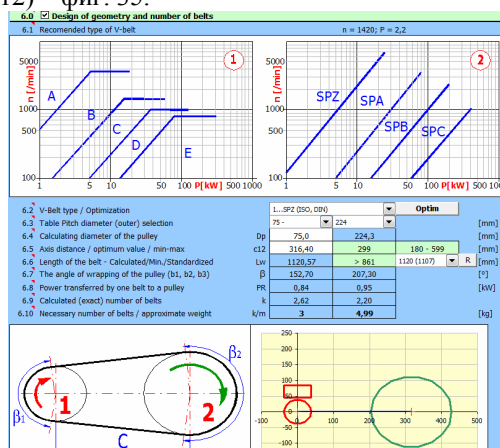
Задават се входните параметри за пресмятане на ремъчната предавка – мощност (P), обороти (n) и режим на работа (фиг. 34).

5.0 Manner of loading, operational parameters				
5.1 Transferred power / power distributed to pulleys	P	2,2	2,09	[kW]
5.2 Speed of pulleys	n	1420,0	470,5	[1/min]
5.3 Transmission ratio	i		3,018	
5.4 Torque	Mk	14,80	42,51	[Nm]
5.5 Type of driving units (loading)		B. Moderate shocks		
5.6 Types of driven machine (loading)		D. Extra heavy duty		
5.7 Daily loading of the transmission		A. Less than 8 hours		
5.8 Belt slip coefficient		0,91	0,91	[%]
5.9 Transmission efficiency		95,2	95,2	[%]
5.10 Automatic design - press the button		Automatic design		

Фиг. 34 Входящи параметри за проектираната предавка

**Стъпка 2:**

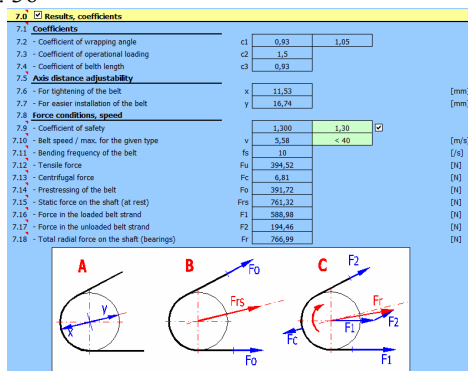
Според пресметнатите кинематични и силови зависимости се избира подходящ стандартен ремък (в случая SPZ по ISO или DIN), посочва се стандартизиран среден диаметър на ремъчните шайби (Dp) и съответно междуосово разстояние (c12) – фиг. 35.



фиг. 35 Избор на ремък и диаметри на шайбите

**Стъпка 3:**

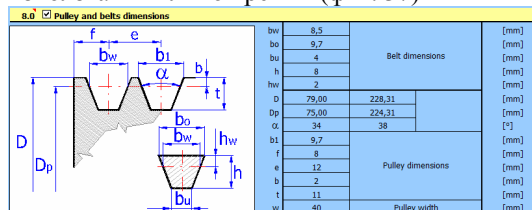
Софтуерната система автоматизирано извежда действащите в ремъчната предавка сили, скоростта на ремъка, характерни коефициенти и разстояния, които са онагледени схематично на фиг. 36



фиг. 36 Сили в ремъчната предавка

**Стъпка 4:**

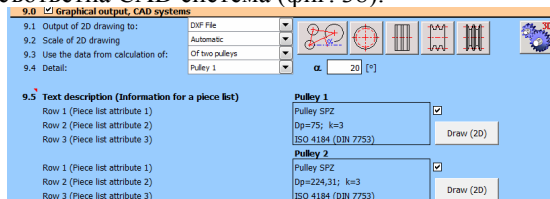
MITCalc пресмята и визуализира геометрията на ремъчните шайби и напречното сечение на използвания клинов ремък (фиг. 37)



фиг. 37 Геометрия на ремъчните шайби

**Стъпка 5:**

В тази стъпка се извършва избор на вариант за генериране на проектираната ремъчна предавка в съответна CAD система (фиг. 38).



фиг. 38 Прозорец за графична визуализация на проектираната предавка

**Заклучение**

Точността на използваните софтуерни методики се потвърждава от съответствието на теоретично получените резултати с тези на стандартизираните и предлагани на пазара предавки. С представените методики е проектиран и оптимизиран вариант на ремъчна предавка за редуциране на входящите обороти на зъбна мелница. Методиките могат да се използват както в учебния процес за проектиране на ремъчни предавки, така и в практиката за тяхното конструиране. Генерираните CAD модели са подходящи при анализирание на якостните показатели, кинематиката и динамиката на проектираните ремъчни предавки. С използваните софтуерни продукти е постигнато бързо и прецизно оптимизиране на проектираните предавки.

**Литература**

1. Арнаудов К. Машинни елементи. София, Техника, 1980.
2. Николов Н, Г. Димчев, К. Захариев, И. Петров, А. Маринов, К. Арнаудов. Ръководство за конструктивни упражнения по машинни елементи. София, Техника, 1992.
3. Тонков Г. Автоматизирано документиране на конструкторския процес в CAD среда". I Международна научна конференция „Е-управление”, Созопол 22 - 24 юни, 2009 год. Сборник трудове стр. 74 – 79.
4. Тонков Г., М. Пейкова. За предимствата на CAD проектирането в учебния процес. I Международна научна конференция „Е-управление”, Созопол 22 - 24 юни, 2009 год. Сборник трудове стр. 66 – 73.
5. Христов Д., Г. Петков, Н. Чавушян, С. Начев, М. Проданов. Пресмятане и конструиране на машинни елементи. София, Техника, 1980.
6. Tonkov G., G. Tonkova, M. Teofilova. PLM Technologies – corect lanning and governance of industrial production, iconomics, ecology and business. Journal of International Scientific Publication: Economy & Business, 2009, Volume 3, Part 1, Page 226 – 235.
7. Tonkov G., M. Teofilova, G. Tonkova, Software and management in CAD technologies of production systems and related information management processes. Journal of International Scientific Publication: Economy & Business, 2009, Volume 3, Part 1, Page 588 – 596.
8. <http://www.alexandris.hit.bg/>.
9. <http://www.ulmer-bg.com>.

**BELTED TRANSMISSIONS DESIGN. LINKED ANALYSIS OF TECHNOLOGICAL PROPERTIES IN CASE OF SIMILAR CONDITIONS OF WORK**



## II PART METHODOLOGIES FOR BELT DRIVE TO V-BELT

**Georgi TONKOV**

Machine elements and non-metallic materials department, Technical University-Sofia, Bulgaria  
e-mail: gptonkov@tu-sofia.bg

**Abstract:** This work presents two types of algorithms for design of belt transmissions using V-belt - and analytical software. Analytical algorithm is inspired by the classical methods known in the literature. It was carried out numerical calculation of belt drive realized in practice. Analytical results of the calculations are compared with data from standardized wedge-belt drives on the market. For software design of this type of gear used two specialized CAD systems. Set software algorithms have been developed according to set methods used in CAD systems. With these power calculation was performed and the geometric dimensioning of the CAD model generation and optimization of the various embodiments of the V-belt drive with belt. The use of software methodologies in the middle of specialized CAD systems allows fast, accurate and effective design of belt drives of the type. Generated CAD models of wedge-belt drives are under produced and marketed by such companies - producers, leaders in the manufacture of this type of mechanical gears.

**Keywords:** belt drive with V-belt, design, optimization, generating 3D CAD models



## ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА НОСАЧ НА СЕДАЛКА ЗА ВЪЖЕНИ ЛИНИИ

**Ивайло ВАСИЛЕВ**

Институт по Механика и Биомеханика към БАН - София, България

e-mail: [ivaylo.i.vasilev@gmail.com](mailto:ivaylo.i.vasilev@gmail.com)

**Резюме:** Разгледан е аналитичен модел за пресмятане на максималните напрежения. Създаден е идеализиран модел на носач на седалка за седалкова въжена линия, като моделът е съставен от 1 3D тяло. Зададени са съответните материални характеристики. Създадена е локална координатна система. Създадена е изключително фина мрежа от крайни елементи: 17064 крайни елемента с 105670 възела. Зададени са две сили съгласно нормативните изисквания. Показани са резултатите за еквивалентните напрежения и коефициента на сигурност. Направен е анализ на резултатите. Показани са резултати за живота на изделието и е направен анализ. От настоящата разработка се вижда, че носачът е конструиран правилно.

**Ключови думи:** въжени линии, МКЕ, носач, напрежения, коефициент на сигурност, умора

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Седалките се използват много при превоз на пътници посредством въжени линии. Елементите на дадена седалка трябва да отговорят на редица нормативни изисквания за форма, размери и якост. Целта на настоящата разработка е да бъдат предложени аналитичен и крайно-елементен модел на носач и да се направят необходимите изчисления и сравнения.

### 2. АНАЛИТИЧЕН МОДЕЛ

На фиг.1 е показана схемата по, която е съставен аналитичния модел. Опасното сечение се намира на 450 mm от оста на симетрия на седалката. За да може да бъде изчислено напрежението в опасното сечение трябва да бъдат пресметнати съпротивителния момент на профила W и площта на сечението A.

$$W_1 = \frac{b_1^3}{6} = \frac{60^3}{6} = 36 \text{ cm}^3 \quad (1)$$

$$W_2 = \frac{b_2^3}{6} = \frac{50^3}{6} = 20,83 \text{ cm}^3 \quad (2)$$

$$W = W_1 - W_2 = 36 - 20,83 = 15,17 \text{ cm}^3 \quad (3)$$

$$A_1 = b_1^2 = 36 \text{ cm}^2 \quad (4)$$

$$A_2 = b_2^2 = 25 \text{ cm}^2 \quad (5)$$

$$A = A_1 - A_2 = 36 - 25 = 11 \text{ cm}^2 \quad (6)$$

Приложена е сила  $F$  по оста на симетрия на седалката равна на теглото на цялата седалка

(83,4 кг) без хващача (5,77 кг) и частта от носача над сечението (10,27 кг) плюс 1700N (общото тегло на двама души по 85 кг).

$$F = 1700 + 673,6 = 2373,6 \text{ N} \quad (7)$$

Напрежението на опън е:

$$\sigma_{опън} = \frac{F}{A} = \frac{2373,6}{11} = 215,78 \text{ N / cm}^2 \quad (8)$$

огъващият момент е:

$$M_{ог} = F * r = 2373,6 * 45 = 106812 \text{ Ncm} \quad (9)$$

и напреженията от огъването е:

$$\sigma_{ог} = \frac{M_{ог}}{W} = \frac{106812}{15,17} = 7042,55 \text{ N / cm}^2 \quad (10)$$

Еквивалентното напрежение е равно на:

$$\sigma_{екв} = \sigma_o + \sigma_{он} = 7043 + 216 = 7259 \text{ N / cm}^2 \quad (11)$$

Коефициентът на сигурност е:

$$k = \frac{48000}{7259} = 6,47 > 5 \quad (12)$$

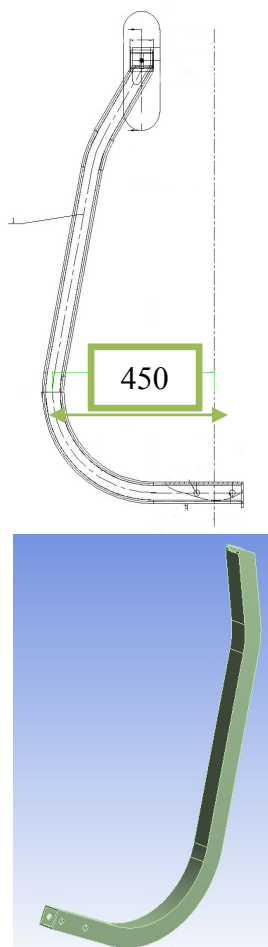
### 3. КРАЙНО-ЕЛЕМЕНТЕН МОДЕЛ

#### 3.1 Геометричен модел

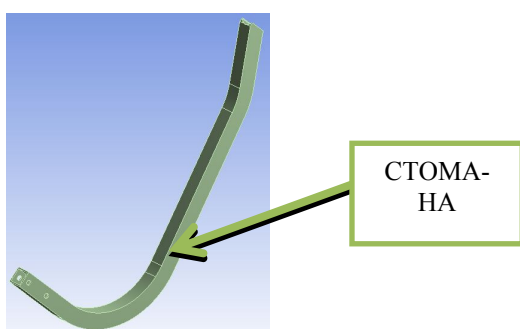
Разгледан е носачът отделен от седалката. Създаден е идеализиран модел на носача, като моделът е съставен от едно 3D тяло.

#### 3.2 Материални характеристики

На тялото са зададени съответните материални характеристики.



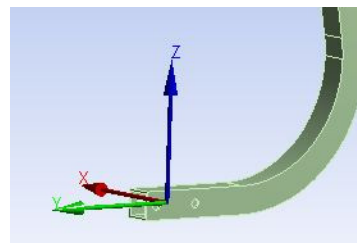
фиг.1 Геометричен модел на носач



фиг.2 Използван материален модел

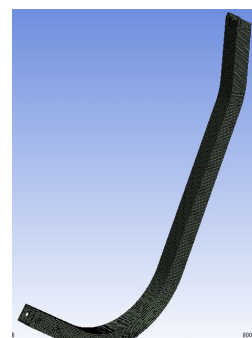
### 3.3 Крайно-елементен модел

Създадена е локална координатна система за правилно ориентиране на посоката на силите.



фиг.3 Локална координатна система

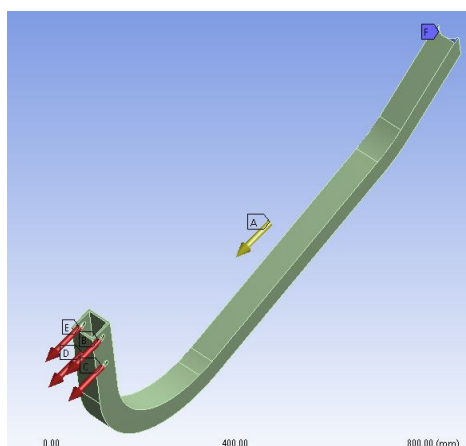
Създадена е изключително фина мрежа от крайни елементи: 17064 крайни елемента с 105670 възела. В зоните с очаквани високи еквивалентни напрежения мрежата е съставена от много на брой и малки по размер крайни елементи, което гарантира голяма точност на решението.



фиг.4 Мрежа от крайни елементи

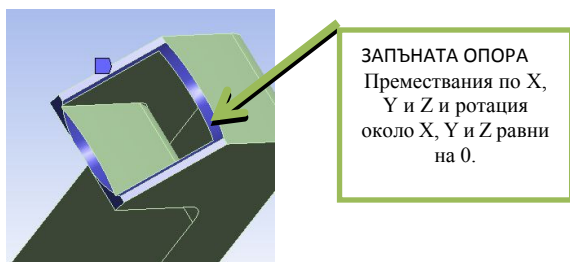
### 3.4 Гранични условия

Зададени са четири сили (съгласно нормативните изисквания) от по 425N (двама души по 85kg), както и натоварването от собственото тегло на носача и седалката, като е зададена стойността на земното ускорение, което действа в средата, в която се реализира анализът. Силите и земното притегляне действат в отрицателна посока спрямо оста  $Z$  на създадената локална координатна система. Компонентите им по осите  $Y$  и  $X$  са равни на 0. Силите са зададени по отворите за връзка с носещата рама.



фиг.5 Приложени сили

Моделът е запънат в горния си край, където е връзката с хващача.



фиг.6 Запъване на модела

#### 4. АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

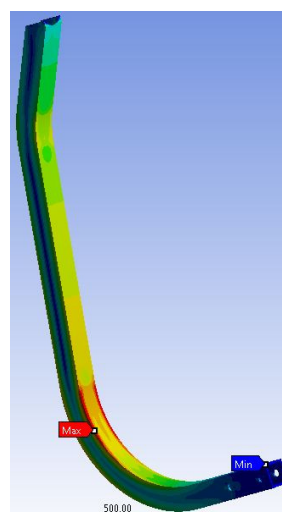
##### 4.1 Анализ на резултатите при статично натоварване

При изчисляването на седалки за въжени линии за допустими напрежения се взимат разрушаващите напрежения на материала. За използвания материал (съгласно сертификата) за изработката на носача за въжената линия в град Сопот разрушаващото напрежение е:

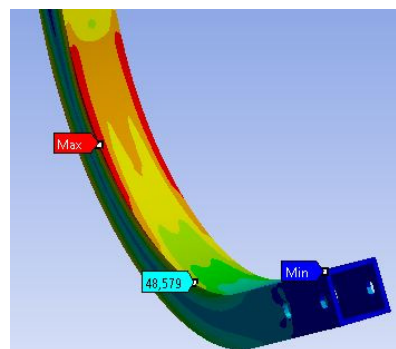
$$\sigma_B = 470 \text{ MPa}$$

Картината на еквивалентните напрежения е следната (фиг.7).

Максималните еквивалентни напрежения за модела са в сечение А и са равни на 77,71 МПа. Показани са и напреженията в допълнително сечение Б там напреженията са 48,78 МПа.

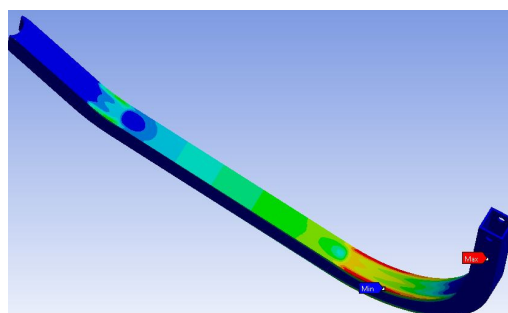


фиг.7 Еквивалентни напрежения



фиг.8 Еквивалентни напрежения в сечения А и Б

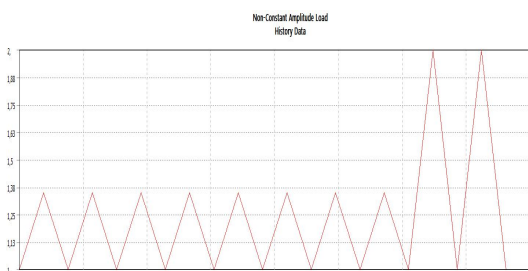
Коефициентът на сигурност при изчисляване на седалки за въжени линии (съгласно нормативните изисквания) при статично натоварване трябва да бъде по-голям от 5. В сечение А коефициентът на сигурност е 6,05.(фиг. 9).



фиг.9 Коефициент на сигурност в сечения А

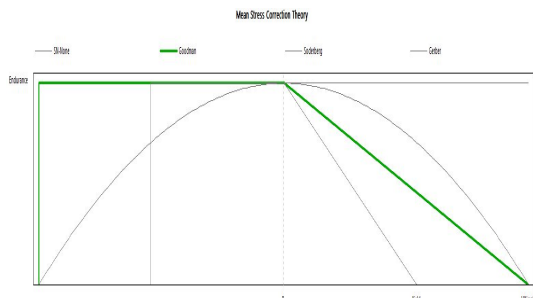
#### 4.2 Анализ на резултатите от устойчивост на умора

Седалките за въжените линии трябва да имат живот по-дълъг от 5X106 цикъла. При изчисляването на умора трябва да се вземе в предвид динамичен коефициент записан в нормативните документи. За преминаване през поддържаща ролкова батерия този коефициент е 1,35, а за затискача 2. Резултатите за конкретния модел са при 80% поддържащи и 20% затискащи ролкови батерии.



фиг.10 Графика на натоварването

Резултатите са изчислени спрямо разрушаващото напрежение на материала.



фиг.11 Коригиране на разрушаващото напрежение на материала по теорията на Goodman

При така зададените условия животът на носещата рама е 100X106 цикъла (тази стойност се

получава когато животът на седалката е „безкраен“).

#### 5.ЗАКЛЮЧЕНИЯ

Предложения аналитичен модел дава възможност за изчисляване на напреженията в едно опасно сечение. Предложеният крайно-елементен модел позволява получаването на разпределението на полето на напреженията в критичните зони. Численият модел дава възможност по-детайлно да се отчитат материалните характеристики на различните материали. На тази основа с помощта на виртуални симулации е възможно да се оцени поведението на носача при различни натоварвания и да се избере подходяща конструкция. Напреженията са по-малки от допустимите; коефициентът на сигурност е по-голям от допустимия; животът е по-дълъг от изискуемия по норматив. Следователно носачът е конструиран правилно. Резултатите от този труд са приложени при конструирането с участието на маг. инж. Василев и изработването на 110 седалки, които вече са монтирани на седалковата въжена линия в град Сопот.

#### Литература

1. Scheffler, M., Pajer, G., Kurth, F. : Grundlagen der Fördertechnik. Vebvertag Technik, Berlin 1971.
2. Czitary, E : Seilschwebbahnen. Springer – Verlag, Wien 1962.
3. Retma, F : Visuté Lanové Dráhy. Státní Nakladatelství Technické Literatury, Praha 1953.
4. Дукельский, А.И. : Подвесные Канатные Дороги и Кабельные Краны. Машиностроение, Москва 1966.
5. Барамидзе, К.М. , Пасажирские подвесные канатные дороги, МАШГИЗ, Москва 1962.
6. Schneigert, Z., Téléphériques et transporteurs aériens, EYROLLES, Paris 1964.

### CALCULATION OF THE CHAIR HANGER OF A CHAIRLIFT

Ivaylo VASILEV

Institute of Mechanics and Biomechanics, BAS-Sofia, Bulgaria

e-mail: [ivaylo.i.vasilev@gmail.com](mailto:ivaylo.i.vasilev@gmail.com)

**Abstract:** An analytical model to calculate the maximum stresses is treated. An idealized model of the chair hanger is created which contains 1 3D body. The material characteristics are given. A local coordinate system is created. An exceptionally fine mesh of finite elements is chosen: 17064 finite elements whit 105670 nodes. Two forces are set according to regulatory requirements. The results for the equivalent stresses and safety factor are shown. An analysis of the results is done. The results for the life of the product are shown and an analysis is done. From this study it is appears, that the hanger is designed properly.

**Keywords:** chairlift, FEM, hanger, stress, safety factor, fatigue





## ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА НОСЕЩА РАМА НА СЕДАЛКА ЗА ВЪЖЕНИ ЛИНИИ

Ивайло ВАСИЛЕВ<sup>1</sup> Румен ЯНКОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Институт по Механика и Биомеханика към БАН - София, България }  
e-mail: [ivaylo.i.vasilev@gmail.com](mailto:ivaylo.i.vasilev@gmail.com)

<sup>2</sup>Институт по механика и Биомеханика към БАН - София, България  
e-mail: [iankovr@yahoo.com](mailto:iankovr@yahoo.com)

**Резюме:** Създаден е идеализиран модел на носещата рама, като модела е съставен от 13 3D тела. На всичките тела са зададени съответните материални характеристики. Създадена е локална координатна система и 23 контактни зони. Създадена е изключително фина мрежа от крайни елементи: 52877 крайни елемента с 188206 възела. Зададени са две сили съгласно нормативните изисквания. Показани са резултатите за еквивалентните напрежение и коефициента на сигурност. Направен е анализ на резултатите. Показани са резултати за живота на изделието и е направен анализ. От настоящата разработка се вижда, че рамата е конструирана правилно.

**Ключови думи:** въжени линии, МКЕ, рама, напрежения, коефициент на сигурност, умора

### 1. ВЪВЕДЕНИЕ

Седалките се използват много при превоз на пътници посредством въжени линии. Елементите на дадена седалка трябва да отговарят на редица нормативни изисквания за форма, размери и якост. Целта на настоящата разработка е да бъде предложен крайно-елементен модел на носеща рама и да се направят необходимите изчисления и сравнения.

### 2. КРАЙНО-ЕЛЕМЕНТЕН МОДЕЛ

#### 2.1 Геометричен модел

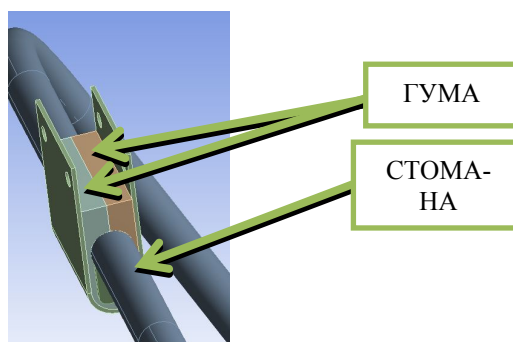
Разгледана е седалката без носача. Създаден е идеализиран модел на носещата рама, като модела е съставен от 13 3D тела.



фиг.1 Геометричен модел на рама носеща

#### 2.2 Материални характеристики

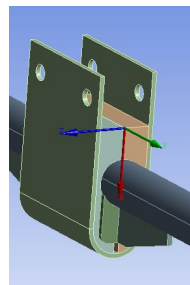
На всички 13 тела са зададени съответните материални характеристики.



фиг.2 Използвани материални модели

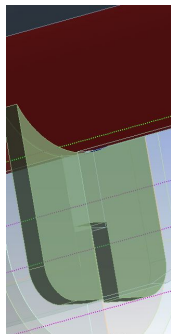
#### 2.3 Крайно-елементен модел

Създадена е локална координатна система за правилно ориентиране на посоката на силите.



фиг.3 Локална координатна система

Създадени са 23 контактни зони.



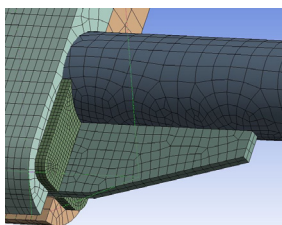
фиг.4 Обозначения на контактните зони

Създадена е изключително фина мрежа от крайни елементи: 52877 крайни елемента с 188206 възела.



фиг.5 Мрежа от крайни елементи

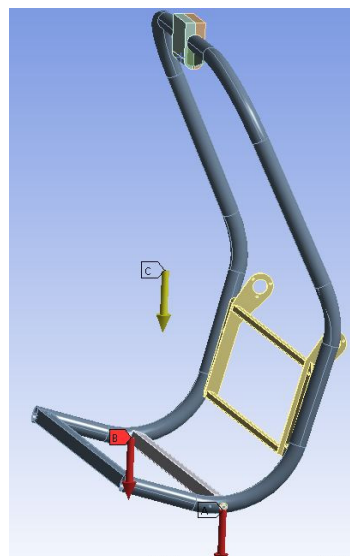
В зоните на контакт и зоните с очаквани високи еквивалентни напрежения мрежата е съставена от много на брой и малки по размер крайни елементи, което гарантира голяма точност на решението.



фиг.6 Крайни елементи в контактните зони

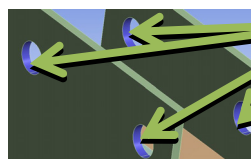
## 2.4 Гранични условия

Зададени са две сили (съгласно нормативните изисквания) от по 850N (двама души по 85кг.), както и натоварването от собственото тегло на седалката, като е зададена стойността на земното ускорение, което действа в средата, в която се реализира анализа. Силите и земното притегляне действат в положителна посока спрямо оста  $X$  на създадената локална координатна система. Компонентите им по осите  $Y$  и  $Z$  са равни на 0.



фиг.7 Приложени сили

Моделът е запънат по отворите, през които минават болтовете за връзката с носача.



ЗАПЪНАТА ОПОРА  
Премествания по  $X$ ,  
 $Y$  и  $Z$  и ротация  
около  $X$ ,  $Y$  и  $Z$  равни  
на 0.

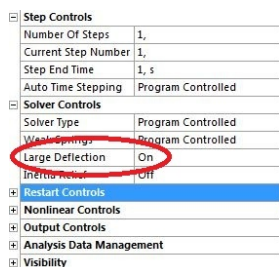
фиг.8 Запъване на модела

## 3.КОНТРОЛ НА РЕШЕНИЕТО И АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

### 3.1 Контрол на решението

В панела за управление на решението е включена опцията, която позволява решаване на

модели с големи деформации спрямо напреженията, които се създават в тях вследствие на натоварването. В разгледания по-горе модел, такъв материал е гумата (фиг.2).



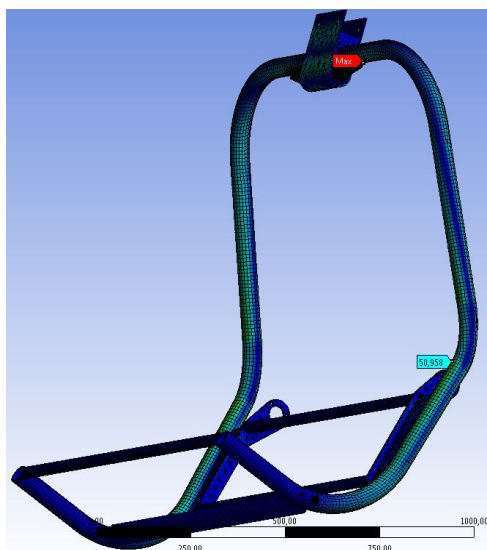
фиг.9 Контролен панел на решението

### 3.2 Анализ на резултатите при статично натоварване

При изчисляването на седалки за въжени линии по допустими напрежения се взимат разрушаващите напрежения на материала. За използвания материал (съгласно сертификата) за изработката на носещата рама за въжената линия в град Сопот разрушаващото напрежение е :

$$\sigma_B = 480 \text{ MPa}$$

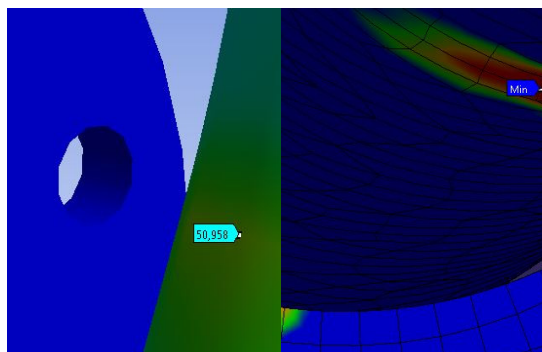
Картината на еквивалентните напрежения е следната (фиг.10).



фиг.10 Еквивалентни напрежения

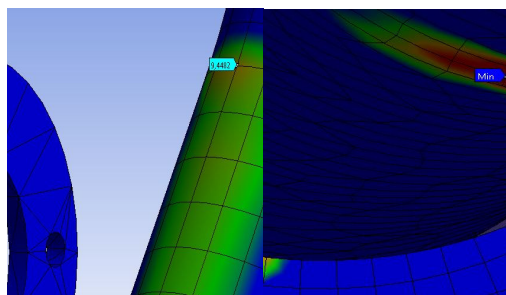
Разгледани са две опасни сечения. В сечение *A* максималните еквивалентни напрежения са 50,96

MPa. В сечение *B* максималните еквивалентни напрежения са равни на максималните за модела 83,98 MPa .



фиг.11 Еквивалентни напрежения в сечения А и Б

Коефициентът на сигурност при изчисляване на седалки за въжени линии (съгласно нормативните изисквания) при статично натоварване трябва да бъде по-голям от 5. В сечение *A* коефициентът на сигурност е 9,44, а в сечение *B* е 5,71 ( виж фиг. 12).

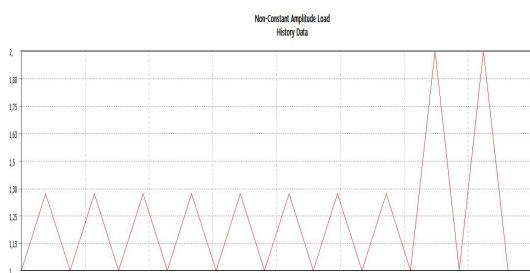


фиг.12 Коефициент на сигурност в сечения А и Б

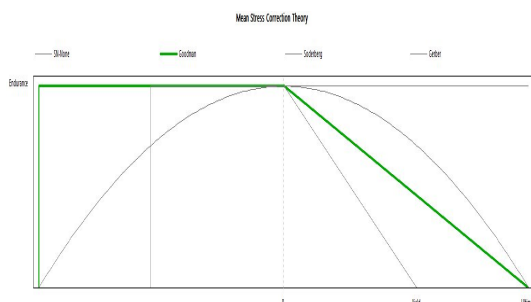
### 3.3 Анализ на резултатите от изчисленията за живота на изделието

Седалките за въжените линии трябва да имат живот по-дълъг от 5X10<sup>6</sup> цикъла. При изчисляването на умора трябва да се вземе в предвид динамичен коефициент записан в нормативните документи. За преминаване през поддържаща ролкова батерия този коефициент е 1,35, а за затискаща 2. Резултатите за конкретния модел са при 80% поддържащи и 20% затискащи ролкови батерии.

Резултатите са изчислени спрямо разрушаващото напрежение на материала.



фиг.12 Графика на натоварването



фиг.13 Коригиране на разрушаващото напрежение на материала по теорията на Goodman

При така зададените условия животът на носещата рама е 100X106 цикъла (тази стойност се получава когато животът на седалката е „безкраен“)

#### 4.ЗАКЛЮЧЕНИЯ

Предложените модели позволяват получаването на разпределението на полето на напреже-

нията в критичните зони. Численият модел дава възможност по-детайлно да се отчитат материалните характеристики на различните материали и условията на триене в зоната на контакта. На тази основа с помощта на виртуални симулации е възможно да се оцени поведението на носещата рама при различни натоварвания и да се избере подходяща конструкция. Напреженията са по-малки от допустимите; коефициентът на сигурност е по-голям от допустимия; животът е по-дълъг от изискуемия по норматив. Следователно рамата е конструирана правилно. Резултатите от този труд са приложени при конструирането с участието на маг. инж. Василев и изработването на 110 седалки, които вече са монтирани на седалковата въжена линия в град Сопот.

#### Литература

1. Scheffler, M., Pajer, G., Kurth, F. : Grundlagen der Fördertechnik. Vebvertag Technik, Berlin 1971.
2. Czitary, E : Seilschwebbahnen. Springer – Verlag, Wien 1962.
3. Retma, F : Visuté Lanové Dráhy. Státní Nakladatelství Technické Literatury, Praha 1953.
4. Дукельский, А.И. : Подвесные Канатные Дороги и Кабельные Краны. Машиностроение, Москва 1966.
5. Барамидзе, К.М. , Пасажирские подвесные канатные дороги, МАШГИЗ, Москва 1962.
6. Schneigert, Z., Téléphériques et transporteurs aériens, EYROLLES, Paris 1964.

## CALCULATION OF SUPPORT FRAME OF SEAT FOR ROPEWAYS

Ivaylo VASILEV<sup>1</sup> Rumen IANKOV<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Institute of Mechanics and Biomechanics, BASc-Sofia, Bulgaria  
e-mail: [ivaylo.i.vasilev@gmail.com](mailto:ivaylo.i.vasilev@gmail.com)

<sup>2</sup> Institute of Mechanics and Biomechanics-Sofia, Bulgaria  
e-mail: [iankovr@yahoo.com](mailto:iankovr@yahoo.com)

**Abstract:** An idealized model of the support frame is created which contains 13 3D bodies. For all of the bodies in the model have been given their exact material properties. A local coordinate system and 23 contact zones are created. An exceptionally fine mesh of finite elements is chosen: 52877 finite elements whit 188206 nodes. Two forces are set according to regulatory requirements. The results for equivalent stress and safety factors are shown. An analysis of the results is done. The results for the life of the product are shown and an analysis is done. From this study it is visible, that the support frame is designed correctly.

**Keywords:** cableways, FEM, frame, stress, safety factor, fatigue

## ОТНОСНО ВЪЗМОЖНОСТИ ЗА УСЪВЪРШЕНСТВАНЕ НА ДЕЙНОСТИТЕ СВЪРЗАНИ С РАЗСЛЕДВАНЕТО НА ПЪТНО – ТРАНСПОРТНИ ПРОИЗШЕСТВИЯ

**Васил ПЕНЧЕВ**

катедра „Основи и технически средства за конструиране”, Технически университет – София, България  
e-mail: [vasil\\_penchev@tu-sofia.bg](mailto:vasil_penchev@tu-sofia.bg)

**Резюме:** В работата е направен обзор на възможностите за употребата и приложението на нови средства и технологии за усъвършенстване на процеса на изготвяне на автотехнически експертизи и документиране на мероприятията свързани с пътно – транспортните произшествия (ПТП) за нуждите на органите на правосъдието на Република България, включително и чрез използването на глобалната мрежа. Също така се правят предложения за усъвършенстване на техники за оптимизация на данните за анализа на ПТП.

**Ключови думи:** пътно – транспортно произшествие (ПТП), автотехническа експертиза, XML, X3D, генетични алгоритми, бактериални мутации, бактериално-меметични алгоритми, Интернет, документиране

### 1. УВОД

Пътно – транспортните произшествия (ПТП) са събития, възникващи в процеса на пътното движение и водещи след себе си нанесени щети – материални и нематериални, а в голям брой случаи – отнети човешки животи.

Факт е, че при възникване на ПТП често информацията, която е събрана за него е недостатъчна или непълна, поради участието и влиянието на различни фактори в процеса на документиране на самото събитие. Това води след себе си неминуемо, при необходимост от извършване на анализ на разглежданото събитие, до усложняване на задачите, които следва да бъдат решени от автоексперт. Също така с оглед необходимостта от намаляване на влаганите времеви и енергийни ресурси е нужно да се предприемат действия по облекчаване на работата на лицата ангажирани с тези дейности.

Глобалната мрежа, известна като „Интернет”, дава широки възможности, които могат да бъдат използвани в процесите на документиране и анализ на ПТП. Също така в последно време се налага да се визуализират анализираните събития, като това трябва да бъде с достатъчна точност и адекватността на визуализацията да граничи с реалността.

В [1,2] е извършен обзор на актуалните средства за анализ и визуализация на ПТП. В [2] е направен преглед на софтуерни продукти за анализ на ПТП, като са разгледани възможностите

за визуализация на събитията. Прави впечатление, че визуализацията е с множество ограничения, както от страна на графичните формати и качествата на визуалните модели така и от страна на представянето на самото събитие – позицията на наблюдателя и възможността за нейната промяна в сцената на събитието. Всичко това е неизменно свързано с качествата на софтуерните продукти и политиките на техните разработчици, което органичава приложимостта.

С оглед на гореизложеното, според автора, е необходимо за в бъдеще, базирайки се на обобщен подход, да се разработят средства, чрез които лесно и бързо да се извършва документиране, моделиране и анализ на събитията. Всичко това да е достъпно в Web среда, за да може да се извършва моментна корекция на съответната сцена, както и да се дава възможност да се използват ресурсите от повече от един потребител – не само с оглед настъпващата глобализация и използването на т.нар. „Облачни системи” („Cloud systems”), а и поради възможността при ангажирани с анализа на събитията повече от едно лице, всички те да имат равен достъп до средата в която този анализ се извършва. Софтуерните продукти разгледани в [2] не дават такава свобода. От друга страна Интернет дава неограничени възможности за употреба и приложение на различни видове средства, модели, обекти, задачи и др. За да се използва, глобалната мрежа ефективно за нуждите на изследването и моделирането на ПТП, обаче е необходимо да се създадат подходящи

средства (модули), чрез които да се извършват гореописаните дейности.

## 2. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ЗА РЕШАВАНЕТО НА ПОСТАВЕНИТЕ ПРОБЛЕМИ

За решаването на поставените проблеми е необходимо да се подберат подходящи технологии, чрез които да бъдат реализирани средствата и да се изградят модулите за документиране, моделиране и анализ на събитията. В частта на документирането, авторът включва и възможностите за визуално представяне на събитието след като то е моделирано чрез механо – математически модели, анализирано въз основа на изготвените модели и в последствие визуализирано, с оглед по – добро възприятие от заинтересованите от събитието субекти.

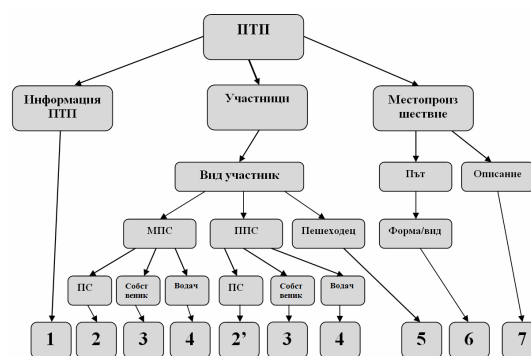
След извършен анализ на възможностите, предоставяни от средата се оказва, че много подходяща за реализация на поставените задачи се оказва технологията XML.

XML е технология (набор от правила), чрез които е възможно да се осъществят различни по същество, характер, обхват и трудност задачи. Тази технология дава широки възможности, които могат да се използват и в областта на експертния анализ на ПТП. В [4,6], е направено предложение за създаването на система, която включва в себе си три модула. Всеки един от тях е за различен вид дейност, която се изпълнява при разследване на ПТП.

### 2.1. Модел на ПТП базиран на XML

Основа на изграждането на една Web базирана система са задачите, които трябва да бъдат решавани чрез нея и работата, която тя трябва да улеснява. Въз основа на това, че система е свързана с ПТП е необходимо да се извърши описание на едно ПТП чрез инструментариума на XML. В [5] е представено такова описание. Характерно за модела представен в труда е това, че всички елементи на произшествието и участниците в него са описани по подходящ начин, който дава възможност за приложение на въведената информация в последващите събитийни дейности.

На фиг. 1 е показан общ вид на дървовидната структура на модела на ПТП.

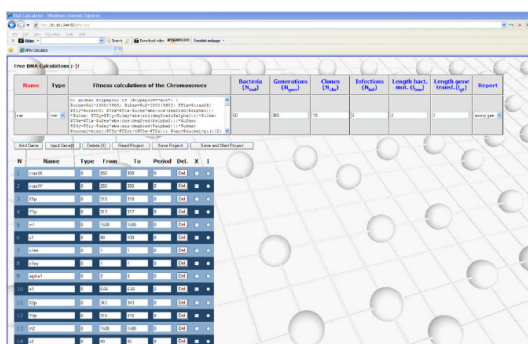


фиг.1 Общ вид на XML ПТП модела [6]

### 2.2. Методи за решаване на задачи в условията на непълна определеност

Много често на експертите ангажирани с моделирането и анализа на ПТП им се налага да извършват дейността си в условията на непълна и точна информация, а в някои и случай изцяло липсваща такава. За тази цел, с оглед извършването на коректни и точни анализи и експертни заключения е необходимо да се предприемат адекватни действия за прецизиране на входните данни, които са базова информация за последващите етапи на моделирането и анализа на произшествието. В софтуерите, прилагани в световната експертна практика се наблюдава използването на един или друг метод за оптимизация за входните данни, като широко използвани са „Монте Карло” и „Симплекс метод”, заедно и поотделно. При направен преглед за възможностите за решаване на задачи в условията на неопределености се оказва, че ефективен метод при търсене на решения в такива условия е генетичното програмиране с развитите на негова основа генетични алгоритми. Интерес за анализа на ПТП представлява модул в който чрез прилагането на генетични алгоритми (ГА) се прави изследване и моделиране на събитието както в условията на пълна определеност, така и в условията на непълна определеност, включително оптимизация на данните. Употребата на генетични алгоритми, дава възможността за решаването на поставените в условията на неопределеност задачи. На базата на ГА са разработени и други методи, които могат да намерят приложение в анализа на ПТП. Такива са бактериалните мутации (БМ) и бактериално-меметичните алгоритми (БМА). Тези методи (БМ и

БМА) се прилагат за ускоряване на процеса на локално търсене на оптимум при зададени критерии. Въз основа на създаден XML модел на ГА [3] е направена разработка на калкулатор чрез БМ и БМА [9], които след задаването на целева функция, представена чрез синтаксиса на PHP, се извършва оптимизация на данните. Това е много полезно за употреба в случаите на неналични данни, свързани с изследваното събитие. Методите може да се използват при извършване на оперативно издирвателни действия при престъпления свързани с транспортни средства.

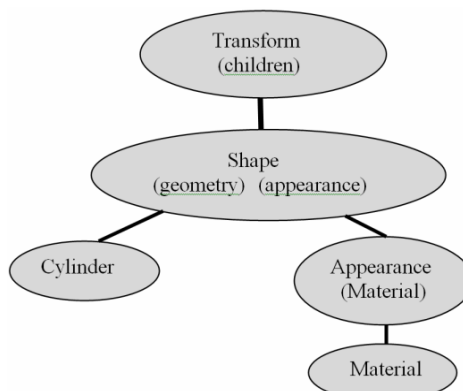


фиг.2 Екран от калкулатора на БМА

### 2.3. Средства за визуализация на изследваните събития

Визуализацията на събитията е много важно при изготвяне на една автотехническа експертиза, тъй като спомага за по - доброто възприятие на фактическата обстановка. Положителна страна би била наличието на възможност визуализацията да бъде представена в реално време и с промяна на гледната точка, без това да влияе върху самата анимация на събитието. Казаното до тук може да бъде реализирано чрез употребата на технология, която е XML базирана, тъй като XML позволява създаването на нови стандарти и един от тези тях е Extensible 3D (X3D)[8]. X3D е ратифициран от ISO стандарт – безвъзмездно и свободностъпен XML базиран файлов формат за представяне на 3D компютърна графика. X3D моделът (фиг.3) се състои от различни геометрични обекти, които са цилиндри, конуси, сфери и т.н. Всеки от тези обекти се поставя във възел „Transform“, който се използва за трансформиране на обекта, например промяна в разположението му. Самите обекти са „Shape“ възли. Всеки възел е разделен на две

части: геометрия и външен вид. Геометричната част на „Shape“ съдържа информация за физическата форма на обекта. „Appearance“ областта на „Shape“ съдържа информация за показването на обекта, като възелът „Material“ се използва за задаване на цвят на повърхнината. На фиг. 4. е показана реализация на X3D файл, на автомобилът от фиг. 5 като са представени част от показаните на фиг. 3 възли.



фиг.3 X3D модел – основна структура [6,7]

Стъпките, които се изпълняват при извършването на визуализацията са следните:

- 1) Създаване на 3D модел на участника в събитието, чрез подходящ софтуер;
- 2) „Експортване“ на съответния 3D модел във формат X3D;
- 3) Създаване на сцената с помощта на X3D технологията и нейните възможности.

```

CARI_NEW_x3d*
1 <?xml version="1.0" encoding="UTF-8"?>
2 <!DOCTYPE X3D PUBLIC "-//Web3D//DTD X3D 3.0//EN" "http://www.web3d.org/specifications/x3d-3.0.dtd">
3 <xsd xmlns="http://www.web3d.org/specifications/x3d-3.0.dtd" />
4 <head>
5 <meta name="source" content="gold5p.WRL"/>
6 <meta name="ExportTime" content="16:55:11"/>
7 <meta name="ExportDate" content="01/05/2012"/>
8 </head>
9 <Scene>
10 <NavigationInfo type="EXAMINE"/>
11 <TitleInfo>
12 title="Vasil_Crash"
13 info="This Web3D Content was created by Vasil Penchev and Boris Tudjarov"
14 />
15 <Transform DEF="dad_Ground"
16 translation="30 -1 30">
17 <Shape DEF="Ground"
18 containerField="children">
19 <Appearance
20 containerField="appearance">
21 <Material
22 containerField="material"
23 ambientIntensity="0"
24 shininess="4285"
25 diffuseColor=".5294 .5294 .5294"
26 specularColor=".5 .5 .5"/>
27 </Appearance>
28 <Box DEF="GoldBox"
29 containerField="geometry"
30 size="100 1 100"/>
31 </Shape>
32 </Transform>
33 <Shape>
34 <Appearance
35 containerField="appearance">
36 <Material DEF="Red"
37 containerField="material"
38 ambientIntensity=".2"
39 shininess="2"
40 diffuseColor="1 0 0"/>
41 </Appearance>
42 <IndexedFacet DEF="aluminum-FACES"
43 containerField="geometry"

```

фиг.4 Съдържание (част) на X3D файл [6]

На фиг. фиг. 6, 7, 8 и 9 е представена визуализация на едно пътно транспортно произшествие. Употребата на технологията X3D дава възможност визуализацията да се извършва в реално време, като гледната точка на събитието да се променя, без това да оказва влияние, както върху самото събитие, така и върху неговото протичане. Също така налице е възможност за приложение на елементи на околната среда – форма и вид на пътен участък, елементи от ландшафта – дървета, храсти, сгради, пътни знаци, светофари и т.н. Приложението на такива елементи в сцената дава възможност за достигане до голяма степен на реалистичност.



фиг.5 3D модел на „VW Golf V”



фиг.6 Визуализация на ПТП от гледна точка на наблюдател 1

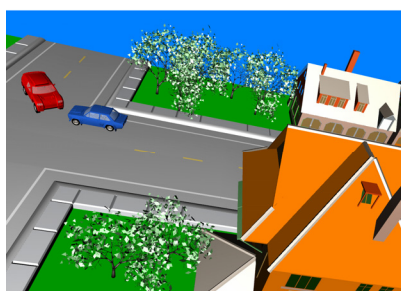


фиг.7 ПТП-то от гледната точка на наблюдател 2





фиг.8 Участниците в близък план



фиг.9 Участниците от „птичи поглед“

## 2. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложените методи и средства дават възможност за повишаване на качеството на извършваните за нуждите на досъдебното и съдебно производство експертизи в областта на пътно – транспортните произшествия. Внедряването на тези средства неминуемо ще доведе до облекча-

ване на труда на лицата, заети с тези дейности, както и да реализира положителен икономически ефект от гледна точка на ресурсите – човешки и енергийни.

### Литература

1. Пенчев В. Аспекти в развитието на АТЕ в България част 1, БСИП, БР. 4/2010, стр. 19-25
2. Пенчев В., Б. Туджаров Аспекти в развитието на АТЕ в България част 2, БСИП, БР.4/2010, стр. 27-33
3. Туджаров Б., В. Пенчев, В Христов XML моделиране на генетични алгоритми, БСИП, бр 8/2011, стр.31-34
4. Пенчев В., Б. Туджаров, “Cloud” система за документиране, анализ и визуализация на пътно – транспортни произшествия, БСИП, бр.13/2012, стр. 59 – 66
5. Туджаров Б., В. Пенчев, XML моделиране на пътно – транспортни произшествия – БСИП, бр.18/2013, стр. 59 – 64
6. Пенчев В., Подход и средства за документиране, анализ и визуализация на ПТП в Web среда, дисертация за придобиване на ОНС „Доктор”, София, 2013
7. Туджаров Б., Р.Митрев, Д.Колева Подход и средства за моделиране, визуализация и симулиране в WEB среда – БСИП, бр.16/2012, стр. 65 – 70
8. Tudjarov В., Contemporary WEB technologies, freedom and open innovation – БСИП, бр.17/2013, стр. 101 – 108
9. Tudjarov В., Botzheim J., Kubota N., Facilitation of Cognitive Robotics by Web based Computational Intelligent Models, 23rd 2012 International Symposium on Micro-Nano Mechatronics and Human Science, November 3-7, 2012, Nagoya, Japan, pp.144-148

## ABOUT THE POSSIBILITIES FOR IMPROVEMENT OF THE ACTS FOR VEHICLE CRASH ACCIDENT INVESTIGATION

Vasil PENCHEV

Fundamentals and technical means for design department, Technical University-Sofia, Bulgaria

e-mail: [vasil\\_penchev@tu-sofia.bg](mailto:vasil_penchev@tu-sofia.bg)

**Abstract:** The author presents the possibilities for improvement of acts in vehicle crash investigation procedures. Implementation of newest technologies for documenting, analysis, optimization and visualization for the needs of vehicle crash accident investigation are present in the paper. The presented means and technologies are used for Internet. Based on these technologies are developed some applications for the described activities for their Web usage. The techniques of bacterial mutation and bacterial memetic algorithms and their usage for crash investigation procedure are shown. The possibilities of X3D technology for visualization are present also.

**Keywords:** vehicle crash accident, road accident investigation (RAI), genetic algorithms, bacterial mutation, bacterial memetic algorithms, XML, X3D, Internet, documenting

