

Българско списание за Инженерно ПРОЕКТИРАНЕ

брой №33, август 2017г.

ЦЕЛ И ОБХВАТ

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

РЕДАКЦИОННА КОЛЕГИЯ

Председател

Б. Григоров, ТУ-София, България

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

Редактор

Р.Митрев, ТУ-София, България

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

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

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

Bulgarian journal for **Engineering Design**

issue №33, September 2017

AIM AND SCOPE

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

EDITORIAL BOARD

Chairman

B.Grigorov, TU-Sofia, Bulgaria

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

Editor

R.Mitrev, TU-Sofia, Bulgaria

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

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

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

Съдържание:

Kinematic analysis of a retractable main landing gear in Autodesk Inventor environment Konstantin Metodiev	5
Изследвания върху витража в зависимост от цвета, транспарентността и контурирането на елементите му Здравка Брайкова-Николова, Мартин Златков	11
Експериментално определяне на технологичните параметри на лабораторна челюстна трошачка с директно задвижване на подвижната челюст Симеон Савов	17
Аналитично определяне на дистанцията между слоевете в плаката-диорама Настасия Драгнева, Климент Ангелов	25
Възможности за кинетично рекуперирание при потенциално ограничени системи Лъчезар Кочев	29
Функционално симулационно изследване на робот аналог на гущер с гъвкав гръбначен стълб чрез възможностите на SolidWorks Николай Димитров	35
Кинематика на лек електроавтомобил Антония Райдовска	43
Автоматизирано проектиране на предложение за нова конструкция на изплитащи системи за плоскоплетачен автомат. Част 1- конструиране на изплитащ механизъм състоящ се от повдигащи и снемачи клинове оформящи траекториите на плетачните игли Росица Манолова	47
Инженерни решения на стъпала при мобилни работи аналози на гущери. моделиране на активно-пасивно задвижвано стъпало част от робот аналог на гущер Борис Петров	55
Конструктивни аспекти при влагането на модули за кинетично рекуперирание в потенциално ограничени системи Лъчезар Кочев	63
Автоматизирано проектиране на предложение за нова конструкция на изплитащи системи за плоскоплетачен автомат. Част 2- конструиране на задвижване за изплитащ механизъм състоящ се от повдигащи и снемачи клинове оформящи траекториите на плетачните игли Росица Манолова	71
Генериращо описание на детайл посредством неговите геометрични интерфейси Петър Горанов, Елена Тодорова, Десислава Георгиева	79

Българско списание за инженерно проектиране, брой 33, август 2017г.
Bulgarian Journal for Engineering Design, issue 33, September 2017

Оценка качества промышленных изделий (комбинаторный подход) Александр Стенин, Олег Лисовиченко, Сергей Стенин	85
Влияние на ензимната скорост върху процесите в амперометричен биосензор при пинг-понг ензимна кинетика Николай Стоянов, Антония Панделова, Божидар Джуджев	93
Синтез на геометричните параметри на работното съоръжение и работната зона на хидравличен багер Митрев Р.	99
Параметрична оптимизация на корпус на кранов колесен блок Благовест Златев, Георги Тодоров, Константин Камберов	107

KINEMATIC ANALYSIS OF A RETRACTABLE MAIN LANDING GEAR IN AUTODESK INVENTOR ENVIRONMENT

Konstantin METODIEV

Department of Aerospace Control Systems, Space Research and Technology Institute, Bulgarian Academy of Sciences
e-mail: komet@space.bas.bg

Abstract: In the study hereby, a model of aircraft main landing gear has been assembled and tested in Autodesk® Inventor® environment. The retracting / deploying linkage is of particular interest because it also ensures geometric invariability of the deployed mechanism, i.e. a kinematic lock is formed. A theoretical model of forward kinematics is also proposed and subsequently used. In this way, the retracting / deploying linkage might be adjusted and tested prior to production stage.

Key words: Autodesk Inventor, Main Landing Gear, Four Bar Linkage, MiG-23

1. INTRODUCTION

The MiG-23 main landing gear assembly, Fig. 1, inspires the presented study. At design stage of MiG-23, severe requirements were to be met regarding suspension point exact location as well as folded gear containing space. Understandably, designers were prevented from installing the gear main strut on the folding wing. What is more, four main fuel tanks had to be installed within the fuselage, which in turn limited the available space even more. All these factors led to a rather complicated retracting / deploying mechanism. However, the design is impressive and curious enough to provoke carrying out a detailed study. Furthermore, the original design lacks sufficient public information. Rumor has it that Russian government awarded the design team for this remarkable achievement.



Fig. 1. MiG-23 main landing gear assembly

In order to compute the linkage degree of freedom, one may follow Chebyshev's structural formula. The formula is applicable to planar linkages only. However, in current case of study, the retracting linkage acts within a plane, hence, it might be considered planar with no precision loss.

The retracting mechanism kinematic chart, Fig. 2, might be reduced provisionally to structural groups in order to determine the composition and connection sequence. Firstly, one may separate the furthest link and attempt at separating Assur group of second class successively (two conjunctive links and three kinematic pairs). Separation is successful if relationship between other links is not interrupted and they keep on maintaining a closed kinematic chain with corresponding degree of freedom. Otherwise, another attempt is made at separating Assur group of third class (four conjunctive links and six kinematic pairs). After successful sequential release of Assur groups, what remains is the group of driving links. The group with the highest number determines the mechanism class. The obtained result would be very different if another leading link were chosen.

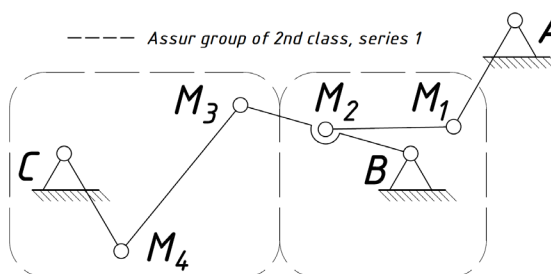


Fig. 2. Retracting linkage kinematic chain

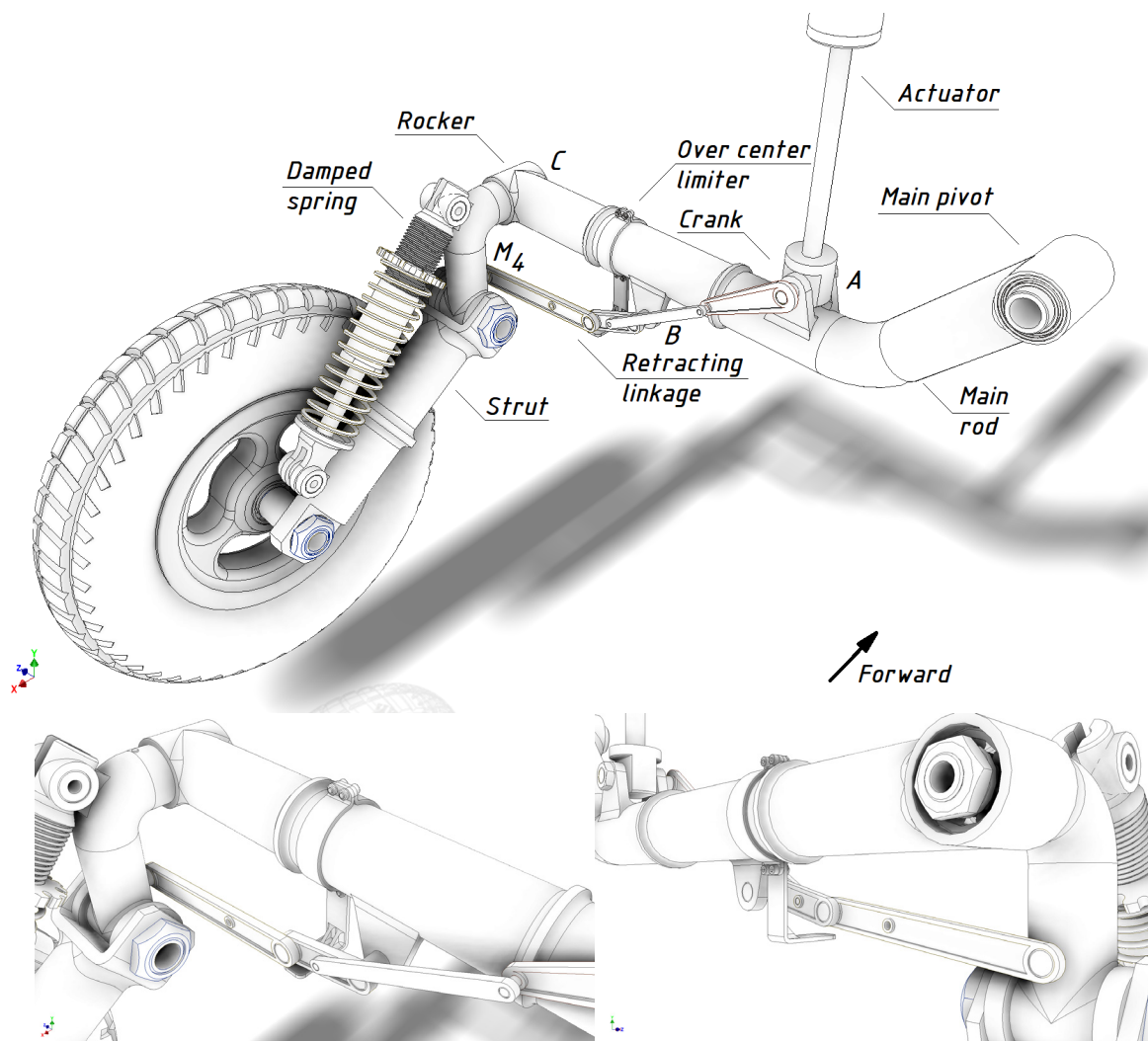


Fig. 3. Outline of the tested assembly

According to Chebyshev's structural formula

$$h = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (1)$$

the degree of freedom of retracting mechanism is 1. The additives in equation (1) have following values: the number of conjunctive links $n = 5$, the number of kinematic pairs of 5th class $p_5 = 7$, and the number of kinematic pairs of 4th class $p_4 = 0$. The rocker CM_4 is capable of performing rotational motion only according to Fig. 2.

Two Assur groups of second class, series 1, make up the retracting mechanism (dashed contours, Fig. 2) as follows:

$$\Pi_1 \equiv [\text{linkages } CM_4, M_4M_3; \text{pairs } C, M_4, M_3]$$

$$\Pi_1 \equiv [\text{linkages } M_2B, M_2M_1; \text{pairs } B, M_2, M_1]$$

In both cases, two links and three pairs are successfully separated. Therefore, the mechanism class is 2nd with two structural groups.

The proposed landing gear outline is depicted in Fig. 3. Leaders designate the main parts as well as the retracting linkage. Right below the main axonometric aspect, two additional blueprints are depicted at narrower angle of view. These show important parts of the retracting linkage so as to facilitate reader and clarify the retraction sequence.

2. THEORY

The research looks into the mechanism ability to complete retracting / deploying motion in the main. Special attention is given to an auxiliary linkage that folds the gear up. A four bar linkage is underlying part of the assembly which is why a specific mathematical model has been used in advance.

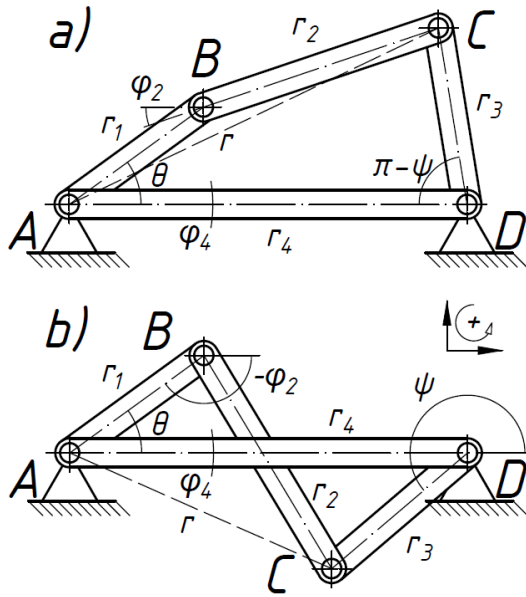


Fig. 4. Alternative configurations of the four bar linkage, $\phi_4 = 0$, $\theta = \text{const}$

2.1. Forward kinematic analysis

Consider a four bar linkage according to what is shown in Fig. 4. In order to work out a solution to vector AC, triangles ABC or ADC might be chosen. Hence, the following vector loop equation in terms of complex variables holds:

$$r_1 e^{i\theta} + r_2 e^{i\varphi_2} = r_3 e^{i\psi} + r_4 e^{i\varphi_4} \quad (2)$$

By equating both real and imaginary parts of (2), it is possible to obtain formulae for coupler angle φ_2 , i.e.

$$\begin{aligned} \cos \varphi_2 &= \frac{r_3 \cos \psi + r_4 \cos \varphi_4 - r_1 \cos \theta}{r_2} \\ \sin \varphi_2 &= \frac{r_3 \sin \psi + r_4 \sin \varphi_4 - r_1 \sin \theta}{r_2} \end{aligned} \quad (3)$$

which in turn are substituted in equality

$$\sin^2 \varphi_2 + \cos^2 \varphi_2 = 1 \quad (4)$$

In this way, following equation for output angle ψ in terms of input angle θ might be obtained

$$A(\theta) \cos \psi + B(\theta) \sin \psi = C(\theta) \quad (5)$$

where following expressions for coefficients hold

$$\begin{aligned} A(\theta) &= r_3(r_4 \cos \varphi_4 - r_1 \cos \theta) \\ B(\theta) &= r_3(r_4 \sin \varphi_4 - r_1 \sin \theta) \\ C(\theta) &= r_1 r_4 \cos(\theta - \varphi_4) - \\ &\quad - 0.5(r_3^2 + r_4^2 + r_1^2 - r_2^2) \end{aligned} \quad (6)$$

Equation (5) is solved further by multiplying both sides by $1 / \sqrt{A^2 + B^2}$. This allows for angle δ to be introduced

$$\begin{aligned} \cos \delta &= \frac{A(\theta)}{\sqrt{A^2(\theta) + B^2(\theta)}} \\ \sin \delta &= \frac{B(\theta)}{\sqrt{A^2(\theta) + B^2(\theta)}} \end{aligned} \quad (7)$$

Then, equation (5) takes the form

$$\begin{aligned} \cos \delta \cos \psi + \sin \delta \sin \psi &= \\ = \cos(\psi - \delta) &= \frac{C(\theta)}{\sqrt{A^2(\theta) + B^2(\theta)}} \end{aligned} \quad (8)$$

It may be also written like this

$$\psi = \delta \pm \arccos \frac{C(\theta)}{\sqrt{A^2(\theta) + B^2(\theta)}} \quad (9)$$

From equalities (7), it follows

$$\tan \delta = \frac{B(\theta)}{A(\theta)} \quad (10)$$

By substituting last quantity in (9), conclusively for angle ψ it yields

$$\psi = \arctan \frac{B(\theta)}{A(\theta)} \pm \arccos \frac{C(\theta)}{\sqrt{A^2(\theta) + B^2(\theta)}} \quad (11)$$

In case of same input angle θ , the sign “+” in (11) stands for the open linkage, Fig. 4, a), whilst sign “-” denotes the so-called crossed (inverted) form of the linkage, Fig. 4, b). Further details and an alternative solution of equation (4) might be found in [1]. For current study needs, it is solely important to specify the limit

$$C^2(\theta) \leq A^2(\theta) + B^2(\theta) \quad (12)$$

so that the solution of equation (5) exists.

The retracting mechanism under consideration is essentially a four bar linkage BM_3M_4C , Fig. 5, b) with an appended driving dyad AM_1M_2 , Fig. 5, a). Torque must be applied at point A only. The mechanism may be reduced further to two four bar linkages similar to depicted in Fig. 4. In order to work out a solution to output angle ψ value, each of them is successively analyzed by means of equation (5). The crank AM_1 forms the input angle θ to the abscissa at point A whilst the rocker M_4C forms the output angle ψ to the abscissa at point C.

Angle θ_1 at point B is an output angle of the linkage marked in Fig. 5, a) and, simultaneously, appears to be an input angle of the linkage enclosed by dashed rectangle in Fig 5, b). The point of interest is M_4 , which is placed right above the strut suspension point, Fig. 3.

2.2. Stationary configurations

A stationary configuration belongs to one class of mechanism singular configurations. In case of such configuration, a kinematic joint between two links loses its mobility temporarily because there is no relative motion between the links. These links are also called stationary and the joint is said to be inactive. Special attention must be given to a locked-up condition, which may occur if two adjacent stationary links are selected as the ground and the input link respectively, [2]. In this case, the input link is no longer able to rotate in one of two possible directions.

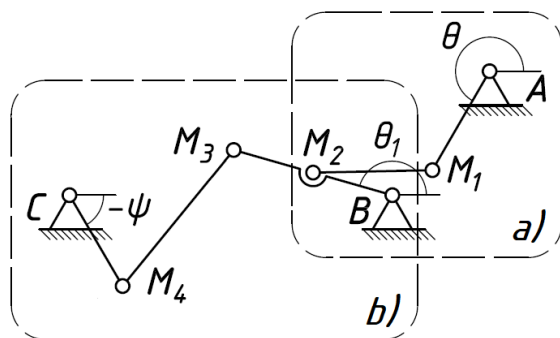


Fig. 5. A compound mechanism reduces to two contiguous four bar linkages

A stationary configuration of the retracting linkage is shown in Fig 6, a). Reader may notice angles formed between links at points M_3 and M_1 . In this case, the driving crank BM_3 is collinear with the

coupler M_3M_4 , so are the crank AM_1 and the coupler M_1M_2 . In case of stationary configuration, the mechanism reversibility is of primary interest because this information may put in favorable light the landing gear ability to withstand collapse. If the crank M_4C were chosen to initiate motion in counter clockwise direction, the motion of point M_3 would be unpredictable, i.e. it would be equally likely to go either upwards or downwards. The angle at point M_3 however is slightly less than π rad for good reason. Now that point M_3 can only move downwards, a limiter right below point M_3 is solely required so as to lock the mechanism up. Such part is shown in Fig. 3, namely the Over-Center Limiter. Conclusively, the mechanism is no longer reversible; hence, the rocker M_4C cannot put the mechanism in motion itself.

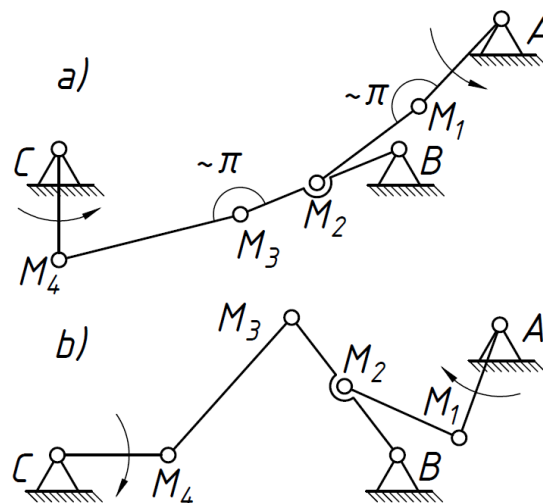


Fig. 6. Retracting / deploying sequence

Similar situation arises for linkage AM_1M_2B . In Fig. 6, a) both extended collinear (BM_3M_4) and overlapping collinear (BM_2M_1) stationary configuration occur, [3]. The configuration cannot be back driven. This is the reason why the entire mechanism can perform either retracting or deploying motion if torque is applied at point A only. The crank AM_1 is fixed by means of the actuator, depicted in Fig. 3. There are numerous locking devices preventing the actuator from performing stroke spontaneously. Mechanical locks are suitable for small loads whilst the so-called hydraulic lock is more applicable to shock loads typical for the landing gear device.

3. RESULTS

3.1. Validation cases

In Fig. 7, graphs of two possible solutions of equation (11) are shown within $[0; 2\pi]$ interval. Both graphs were obtained by means of MathCAD. In addition to it, results were validated in AutoCAD IDE. The test case involved a four bar linkage shown at the right side of each plot. The lengths of all links but crank equal one. The crank length is equal to 0.5.

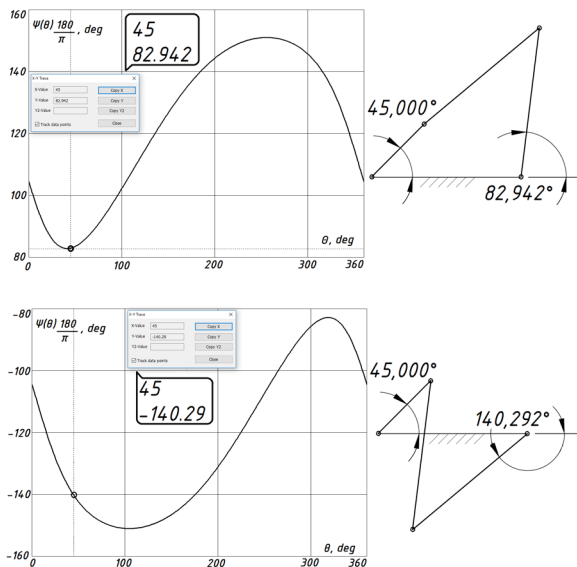


Fig. 7. Test of equation (11) solution

3.2. Position analysis

Solution to equation (11) is consecutively worked out for both four bar linkages depicted in Fig. 5, a) and b). In this way, the so-called position analysis has been performed. Both position functions $\theta_1(\theta)$ and $\psi(\theta)$ are shown in Fig. 8. The chart is drawn in MathCAD and validated by AutoCAD IDE. The overall working zone of the mechanism is limited by both functions and defined within the hatched zone, i.e. $\theta = -60; +42$ deg. This let the rocker perform full stroke within $\psi = -90; -180$ deg.

3.3. Retracting sequence

The retracting sequence is shown in Fig. 9. In Autodesk Inventor IDE, several input values are successively applied to angle between the main rod and the environmental horizontal axis. The input crank preserves its attitude during folding sequence.

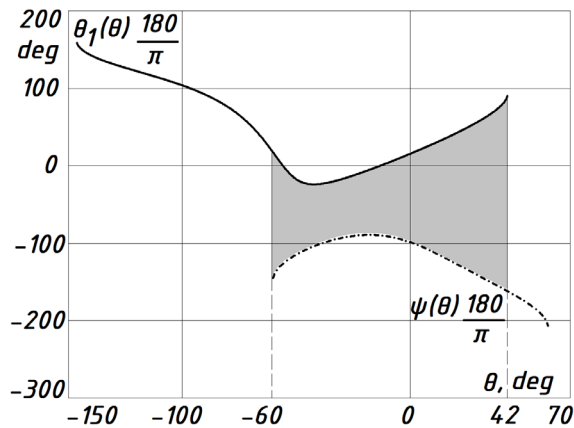


Fig. 8. Position analysis

4. DISCUSSION

Intermediate results, depicted in Fig. 7, show a full agreement between solution of the equation (11) and the figurative experiment. It is worth mentioning that the mechanism has been put together in AutoCAD IDE through parametric modelling. Having applied appropriate constraints at joints, the user may simulate mechanism kinematics by rotating the input link. Then the remaining elements simply respond to the input.

If the input link AM_1 used in Fig. 5 were designed to make a full revolution, Grashov's law would be obeyed. However, full revolution of the crank is not required here. Instead, secondary geometrical restrictions solely prevail.

Following important remark upon retracting sequence should be made in addition. The only source of energy for assembly is the actuator. The actuator purpose is to rotate main rod around the main pivot, Fig. 3. It is critical for the crank underneath to maintain same attitude, so that the retracting linkage can be put in motion. For this purpose, the crank is mounted to the actuator rod at point A by means of a key joint so as to resemble a non-detachable element.

In order to put the underlying principle across in an easier way, an equivalent kinematic chart has been discussed so far, i.e. the crank moves whilst the rod (ground) is fixed, Fig. 5. However, there is no loss of generality because, in both cases, the apparent angle between main rod and crank varies in the course of operation.

The presented study can be extended further by carrying out a force analysis.

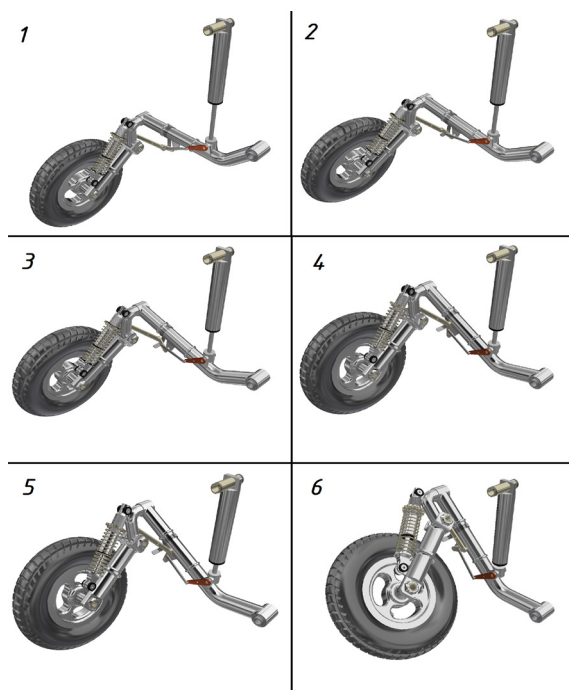


Fig. 9. Retracting sequence

The details in Fig. 9 might be difficult to figure out which is why a short video of folding sequence may be watched on link [4] instead. In addition, the assembly is available to download free of charge in link [5]. The host site EULAs must be obeyed obligatory.

The obtained results by means of current research do not cancel any regulatory papers and test procedures available in landing gear design. The results are solely indicative.



Fig. 10. The end

Literature

- [1] McCarthy, J., and Soh, G., Geometric Design of Linkages, 2nd ed., Springer Science, 2011, Appendix A
- [2] Wen-Tung Chang, Chen-Chou Lin, and Long-Long Wu, A Note on Grashof's Theorem, Journal of Marine Science and Technology, Vol. 13, No. 4, 2005, pp. 239-248
- [3] Norton, R., An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines, McGraw – Hill, 2nd edition, 1999, p. 80
- [4] <https://www.youtube.com/watch?v=jJPmpJPD2aQ>, visited on 06th of June, 2017
- [5] <https://grabcad.com/library/main-landing-gear-mlg-1>, visited on 06th of June, 2017

КИНЕМАТИЧЕН АНАЛИЗ НА ПРИБИРАЕМ ОСНОВЕН КОЛЕСНИК В СРЕДА AUTODESK INVENTOR

Константин МЕТОДИЕВ

Секция „Аерокосмически системи за управление“, Институт за космически изследвания и технологии – БАН
e-mail: komet@space.bas.bg

Резюме: В настоящото изследване е съставен модел на основна амортизационна стойка на самолет и в следствие изпитана с помощта на продукта Autodesk® Inventor®. Лостовата система за прибиране и отваряне е от особен интерес, тъй като тя също гарантира геометричната неизменяемост на отворения механизъм, т.е. създава се кинематична ключалка. Теоретичен модел за кинематичен анализ е също така предложен и в следствие използван. По този начин механизмът за прибиране / отваряне може да бъде настроен и тестван преди производствения процес.

Ключови думи: Autodesk Inventor, основен колесник, шарнирен четиризвенник, МиГ-23

ИЗСЛЕДВАНИЯ ВЪРХУ ВИТРАЖА В ЗАВИСИМОСТ ОТ ЦВЕТА, ТРАНСПАРЕТНОСТТА И КОНТУРИРАНЕТО НА ЕЛЕМЕНТИТЕ МУ

Здравка БРАЙКОВА-НИКОЛОВА¹ Мартин ЗЛАТКОВ²

¹катедра „Инженерен дизайн”, Технически университет - София, България
e-mail: z.braykova@abv.bg

²катедра „Инженерен дизайн”, Технически университет - София, България
e-mail: martin_zlatkov@abv.bg

Резюме: В работата се изследва зависимостта между качеството, разглеждано като параметър на възприеманите от публиката изображения на елементи от витраж в зависимост от факторите: цвят, прозрачност (транспарентност) и вида на контурите на същите елементи. Като методичен подход се използва статистически анализ и възможностите на програмен продукт. Получените резултати имат отношение към създаването на научен подход при реализацията на витража в неговите разновидности: рисувано прозрачно стъкло, фуигирани парчета от цветно стъкло и техните производни.

Ключови думи: витраж, цвят, транспарентност, контури, статистически анализ

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Витражът в неговия класически вид е старо изкуство. То се появява във времето, когато се реализира технологията за производството на плоско стъкло. Още по онова време лятото плоско стъкло започва да се оцветява и по този начин се създава възможност за изработването на цветни мозайки и цели картини от съчетани като цвят и прозрачност цветни парчета. Отначало в храмовете, впоследствие в представителните сгради на властта и накрая в богатите домове, се появяват прозорци, врати и цели пана, като част от стени, украсени със съставни цветни витражи. Основният проблем на съставния витраж е неговата якост в цялостта му като плоска (двуизмерна) конструкция. В настоящата статия този въпрос не се третира. Той е обект на друго изследване. В същото време, композицията, разглеждана като съчетание от цветни стъкла или рисувани полета върху прозрачно стъкло, тяхната прозрачност, защото витражът изисква и е особено ефектен при наличието на преминаваща през него светлина, както и контурирането между елементите, които го изграждат, са били съпътстващи проблеми при изработването на тези толкова стойностни и ценени от публиката цветни изображения от стъкло.

Процесът по създаването на витража е съпътстван с предварителното изработване на цветен проект, който авторът на витража се стреми да реализира в неговата цялост и вярност

при изпълнението му с помощта на цветни парчета стъкла. Същевременно отделните стъклени парчета са съединявани, като фугите между отделните стъкла при европейския витраж са заливани с помощта на нискотопима метална композиция от оловно-калаена сплав, а в страните с горещ климат (арабския свят, Индия и др.) - с помощта на гипсова заливка. Отговорността за качеството на изображението, определящо се от избора на цветове за оцветяване на отделните стъкла, за тяхната прозрачност, както и за избора на фугата (свързващата механично стъклата метална шина), пада изцяло върху автора на витража, който обикновено работи с цял екип от хора, особено при голямоформатни витражи, където се иска както якост, така и надеждност на композицията.

Витражите се монтират обикновено върху прозорци с ориентация югоизток, като по този начин те са осветени от слънцето от изгрева и в по-голямата част от деня, благодарение на тяхната транспарентност. На следващите две фигури са показани два представителни витража, изпълнени от водещи български автори.

Проблемите при реализацията на рисуваното стъкло, което попада към категорията стъклопис, и което по принцип имитира класическия витраж с по-евтини средства, са същите. Специалните бои или смеси от бои, които се нанасят върху повърхността на прозрачното (бяло) стъкло, трябва да бъдат оценявани с техния цвят, като се

търси както цветовото съчетание и хармония, така и съответните елементи на класическия съставен витраж – прозрачността му и контурирането между отделните елементи в композицията. С други думи проблемите при съставния и при рисувания витраж са едни и същи, и решаването им изисква научен подход, подобен на [2, 3].



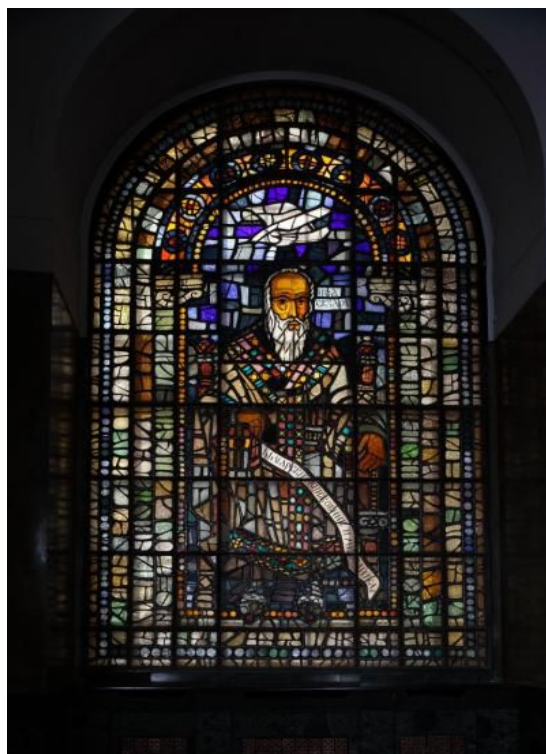
Фиг. 1. Атанас Кожухаров, „Св. братя Кирил и Методий“, катедралата във Варна.

Целта на настоящата работа е с помощта на статистически анализ [1], да се изследва качеството на разглежданото като параметър на възприеманите от публиката изображения на елементи от витража, в зависимост факторите: цвят, прозрачност (транспарентност) и вида на контурите между елементите от витража.

2. СЪЩНОСТ НА ИЗСЛЕДВАНЕТО

Изследванията в настоящата работа са осъществени с помощта на един единствен мотив, който е изпълнен 27 пъти като при неговото

изпълнение се варира в духа на статистическия анализ на 3 равнища с 3 фактора: цвят, траспарентност и контур.

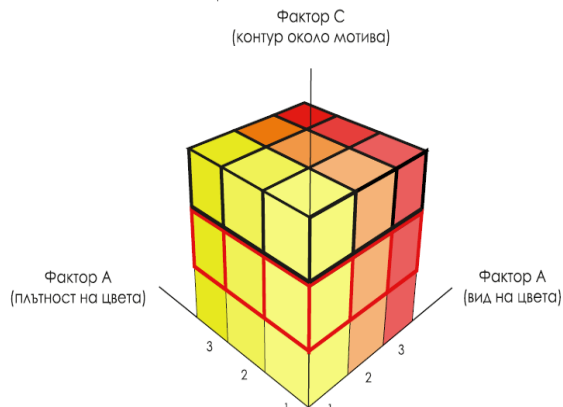


Фиг. 2. Дечко Узунов, „Св. Климент Оридски“.

На фиг. 3 е показана матрицата на експеримента. По оста A са отразени равнищата на цвета в топлата гама - жълт, оранжев, червен. По оста B – равнищата на транспарентност са блед (б), средно плътен (с) и плътен (п), и по оста C – вида на контурите (без контур, с блед цветен контур и с плътен, черен контур). Варирането е осъществено с помощта на СМУК-системата [4], като изменението е линейно.

Публиката, състояща се от 21 зрителя, е анкетирана и е попълнила своите анкетни карти, в които са нанесени съответните оценки за възприеманите изображения: 1 – ниска, 2 – по-скоро ниска, 3 – средна, 4 – по-скоро висока и 5 – висока. Изображенията са проектирани компютърно с помощта на продукта Illustrator от системата Adobe, като са отпечатани върху прозрачни плаки (фолиа), с които във висока

степен се имитират витражните им аналози, които се изпълняват от цветни стъкла.



Фиг. 3. Вариативна матрица на експеримента.

Последователно в следващата таблица 1 са показани равнинните матрици за изследване на цвета, плътността и контурите в създадената за експеримента композиция. Отразени са стойностите на кодовете според матрицата от фиг. 3, цветовите пропорции по системата СМУК и усреднените оценки на публиката за всеки един от мотивите.

табл.1. Равнинни експериментални матрици.

вариации с цвета и без контур			
транспарентност			
	код A1B1C1 C0M0Y60K0 оценка 1,683	код A2B1C1 C0M40Y58K0 оценка 1,797	код A3B1C1 C0M81Y59K0 оценка 2,393
	код A1B2C1 C2M0Y73K0 оценка 2,233	код A2B2C1 C0M46Y74K0 оценка 1,764	код A3B2C1 C0M91Y74K0 оценка 2,984
	код A1B3C1 C2M0Y93K0 оценка 2,032	код A2B3C1 C0M50Y96K0 оценка 3,468	код A3B3C1 C0M97Y98K0 оценка 3,535

вариации с цвета и блед контур			
транспарентност			
	код A1B1C2 C6M0Y62K0 оценка 2,300	код A2B1C2 C0M40Y60K0 оценка 2,122	код A3B1C2 C0M79Y58K0 оценка 2,438
	код A1B2C2 C6M0Y72K0 оценка 2,762	код A2B2C2 C0M51Y76K0 оценка 2,669	код A3B2C2 C0M98Y74K0 оценка 2,967
	код A1B3C2 C3M0Y93K0 оценка 3,000	код A2B3C2 C0M59Y99K0 оценка 3,027	код A3B3C2 C0M98Y97K0 оценка 3,154

вариации с цвета и черен контур			
транспарентност			
	код A1B1C3 C4M0Y63K0 оценка 3,671	код A2B1C3 C0M40Y59K0 оценка 3,679	код A3B1C3 C0M79Y56K0 оценка 3,841
	код A1B2C3 C4M0Y73K0 оценка 3,833	код A2B2C3 C0M53Y75K0 оценка 4,058	код A3B2C3 C2M93Y74K0 оценка 4,225
	код A1B3C3 C3M0Y80K0 оценка 4,512	код A2B3C3 C0M57Y100K0 оценка 4,520	код A3B3C3 C0M97Y98K0 оценка 4,473

Приложеният в случая компютърен подход предполага и постигането на една във висока степен чистота на експеримента, изключваща субективността при изпълнението на заготовките от плоско и цветно в своя обем или повърхностно оцветено плоско стъкло.

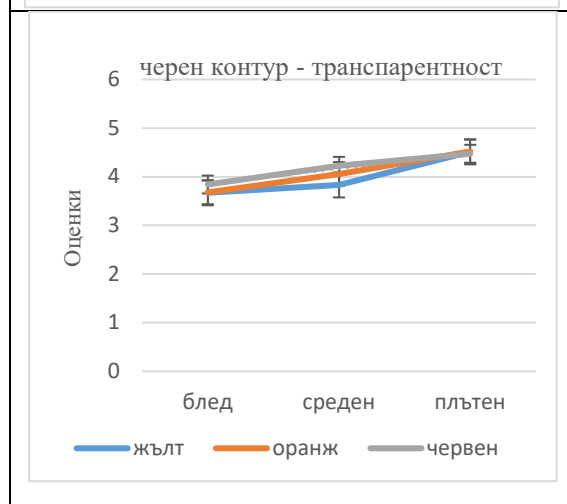
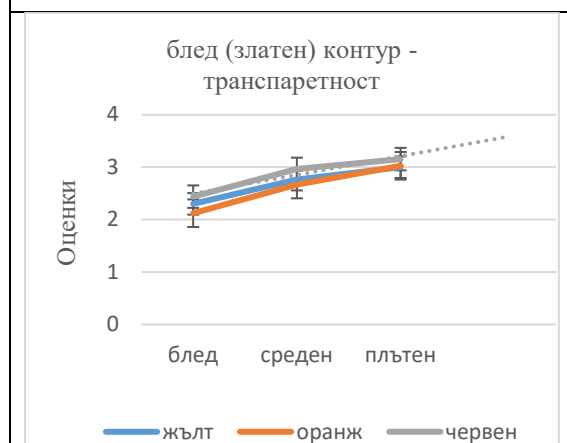
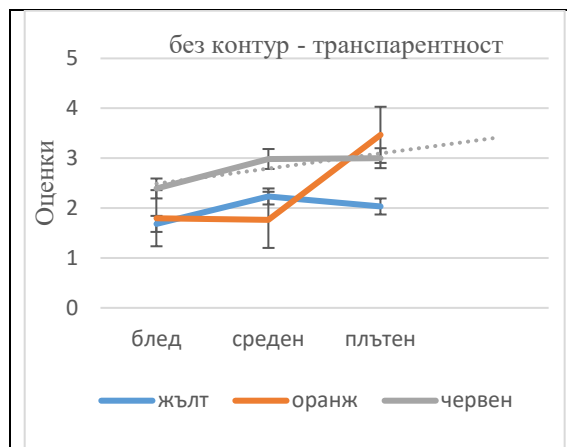
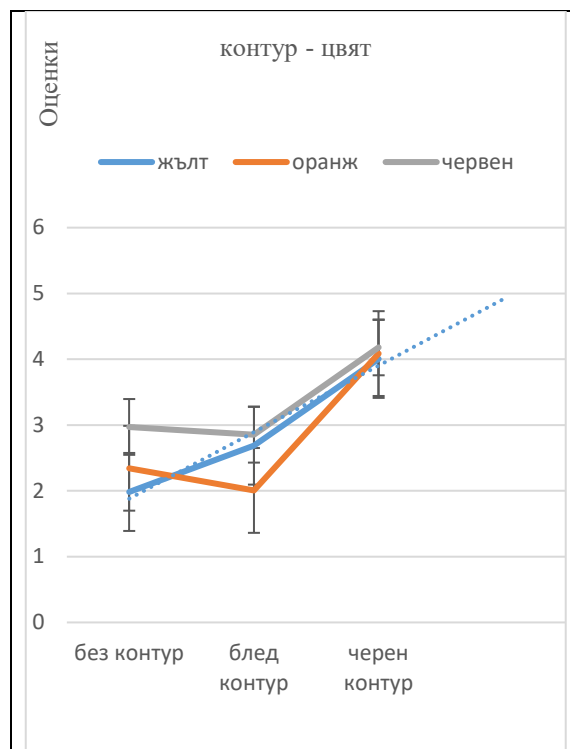
В таблица 2 са отразени обобщените резултати от направеното изследване, като са включени и някои статистически резултати.

табл.2. Обобщени резултати от изследването

		A						
C	жълт		оранж		червен		B	
без контур	1,683	1,983	1,797	2,343	2,393	2,971	б	
	2,233		1,764		2,984		с	
	2,032		3,468		3,535		п	
с блед контур	2,300	2,687	2,122	2,606	2,438	2,853	б	
	2,762		2,669		2,967		с	
	3,000		3,027		3,154		ч	
с черен контур	3,671	4,005	3,679	4,086	3,841	4,180	б	
	3,833		4,058		4,225		с	
	4,512		4,520		4,473		ч	

Последователно на следващите фигури в таблица 3 са показани зависимости, изразяващи връзките между отделните фактори и параметъра.

табл. 3. Зависимости при различни релации.



В резултат от направените изследвания могат да се синтезират следните обобщения:

- при всички зависимости се наблюдават нарастващи тенденции в стойностите на параметъра при промяна от мотива без контур през този с бледия към мотива с черния контур;
- дисперсията в оценките при зависимостта „без контур - транспарентност“ е най-голяма и разнородна, което показва, че оценителите нямат единно мнение по тази релация;
- дисперсията при останалите оценки е относително малка, което показва, че оценителите са по-категорични в тяхното мнение.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В резултат от направеното изследване може да се направят следните изводи:

1. Целесъобразно е при изпълнението на витраж, както и при реализацията на различните негови разновидности (рисувано стъкло, залепени прозрачни и цветни фолиа върху стъкло и др.) да се използват контрастни контури, с които да се подчертават основните цветни полета. Този извод изцяло кореспондира с вида и изпълнението на класическия витраж, при който ролята на контура изпълнява залятата с нискотопима оловно-калаена сплав fuga между отделните стъкла.

2. Целесъобразно е при изработването на някои полета от витража без контур, с блед контур или с тънка fuga, да се прави в случаите, при които се цели да се постигне плавен цветови преход в рамките на гамата цветове от една и

съща група – топла, студена или преходна. Контрастният преход – от една цветова гама към друга или от една плътност към друга, е целесъобразно да бъде изпълнен с контрастен контур, който се реализира с помощта на скрепващата шина между отделните стъкла във витража. Този подход осигурява и необходимата якост на конструкцията.

Благодарност

Авторите благодарят на проф. д-р инж. Николай Ангелов, д.т.н. за оказаната методична помощ при съставянето на настоящата публикация, както и на НИС към ТУ-София за материалната подкрепа в рамките на реализирания договор № 172 ПД-0012-06/2017 г.

Литература

1. Ангелов Н.П., Обработване на материалите и инструментална екипировка, Издание на Техническият университет – София, 2007 г.

2. Георгиева-Гущанова, Б.Г., Т.Пешева, Н.П.Ангелов, Възможности за приложение на дисперсионния анализ при оценка на художествени произведения, „Българско списание за инженерно проектиране“, Издание на ТУ-София, брой X, октомври, 2015 г.

3. Стоянов, С., Н.П.Ангелов, Обективна оценка на субективни мнения в инженерния дизайн и изобразителното изкуство, Доклад и статия в сборник с доклади от Международната научна конференция УНИТЕХ'15, ТУ-Габрово, 20-21.11.2015 г., том III, стр. 285-291.

4. CMYK-system, <http://whatis.techtarget.com/definition/CMYK-cyan-magenta-yellow-kobalt>, посетен на 12.07.2017 г.

RESEARCH ON STAINED GLASS AS DEPENDENT ON COLOR, TRANSPARENCY AND CONTOUR OF ELEMENTS

Zdravka BRAYKOVA-NIKOLOVA¹ Martin ZLATKOV²

¹Engineering Design Department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: z.braykova@abv.bg

²Engineering Design Department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: martin_zlatkov@abv.bg

Abstract: The work explores the relation between the qualities considered as a parameter of the perceived images of the stained glass elements, depending on the factors: color, transparency and the type of the contours of the same elements. As a methodical approach, statistical analysis and the capabilities of a software product are used. The results obtained are related to the creation of a scientific approach to the realization of the stained glass in its varieties: painted transparent glass, fused pieces of colored glass and its derivatives.

Keywords: stained glass, color, transparency, contours, statistical analysis

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ТЕХНОЛОГИЧНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ЛАБОРАТОРНА ЧЕЛЮСТНА ТРОШАЧКА С ДИРЕКТНО ЗАДВИЖВАНЕ НА ПОДВИЖНАТА ЧЕЛЮСТ

Симеон САВОВ

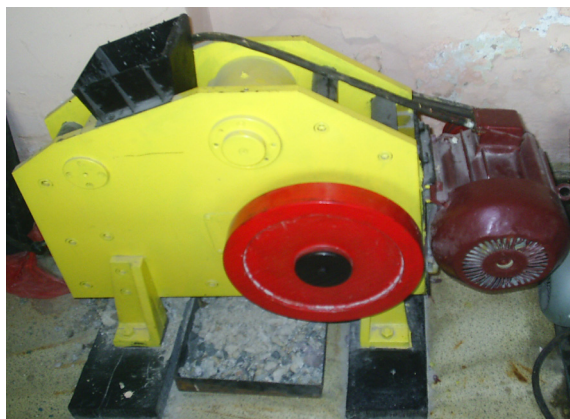
катедра „Механизация на мините“, Минно-геоложки университет „Св. Иван Рилски“ - София, България
e-mail: ss.ss@abv.bg

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

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

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Обектът на настоящото изследване представлява лабораторен модел на челюстна трошачка с просто действие и директно задвижване на подвижната челюст. Въпросната машина, която е представена на фигура 1 се намира в лаборатория по "Обогатителни машини" на катедра "Механизация на мините" към Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", където е извършен и експеримента.



фиг.1 Лабораторна челюстна трошачка с директно задвижване на подвижната челюст

Целта на настоящото изследване е експерименталното определяне на технологичните параметри на трошачката и сравнение на получените експериментални и теоретични резултати относно същите тези параметри.

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

За провеждането на експеримента в качеството си на материал за трошене е използван гранит (фигура 2). Средният диаметър на късовете изходен материал е $D_{cp}=67$ mm и е определен по идентичен начин, както и средния диаметър на готовия продукт. Методиката за определяне на средния диаметър на готовия продукт е изложена, както следва съгласно [4, 5].

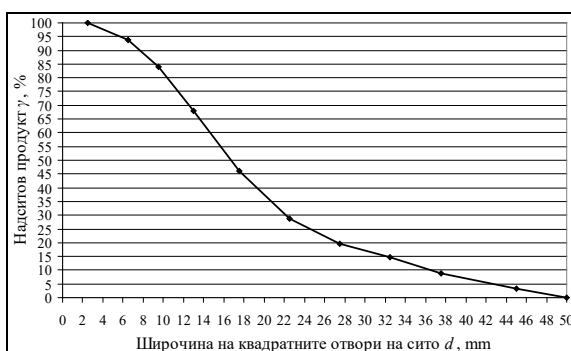
С помощта на набор сита с размери на квадратните отвори d , mm съответно: 50 mm; 40 mm; 35 mm; 30 mm; 25 mm; 20 mm; 15 mm; 11 mm; 8 mm; и 5 mm е извършен ситов анализ на готовия продукт. Резултатите от ситовия анализ са представени в таблица 1. За определянето на масите на отделните класи е използвана електронна везна с точност 0.1 g и капацитет 1 kg.



фиг.2 Готов продукт получен от проведения експеримент

табл.1 Резултати от ситовия анализ

d^{cp}, mm	частен добив		сумарен добив $\gamma, \%$	
	m, g	$a, \%$	по "+"	по "-"
45	44.0	3.17	3.17	100.00
37.5	77.8	5.61	8.78	96.83
32.5	80.2	5.78	14.56	91.22
27.5	71.6	5.16	19.72	85.44
22.5	125.1	9.02	28.74	80.28
17.5	239.1	17.24	45.98	71.26
13	307.3	22.15	68.13	54.02
9.5	221.3	15.95	84.08	31.87
6.5	132.9	9.58	93.66	15.92
2.5	87.9	6.34	100.00	6.34



фиг.3 Сумарна зърнометрична характеристика по "+" на готовия продукт

На базата на направения ситов анализ е построена сумарната зърнометрична характеристика по "+" на получения готов продукт, която е представена на фигура 3.

Средният диаметър на получения готов продукт е определен, като е използвано следното уравнение:

$$d_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \gamma_i \cdot d_i^{cp}}{\sum_{i=1}^n \gamma_i} = 17 \text{ mm} \quad (1)$$

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

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

където $m_1, m_2, \dots, m_n, g$ са масите на съответните класи (таблица 1), а $q=1387.2 \text{ g}$ е масата на изходната проба; d^{cp}, mm е средният диаметър на частиците от съответната класа (таблица 1), който е определен с помощта на следното уравнение:

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

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

$$i_{cp} = \frac{D_{cp}}{d_{cp}} = 3.91 \quad (4)$$

3.ОПРЕДЕЛЯНЕ НА МАСОВАТА ПРОИЗВОДИТЕЛНОСТ НА ЧЕЛЮСТНАТА ТРОШАЧКА

По време на експеримента е определена действителната масова производителност на машината по изходен продукт. Подготвеният материал за трошене е с маса 5.785 kg , а времето, за което е натрошен е 22.5 s . Полученият резултат за действителната масова производителност $Q_d, t/h$ на трошачката по изходен продукт е представен в таблица 2.

Съгласно [4, 5 и 6] теоретичната масова производителност на трошачка с просто движение на подвижната челюст може да бъде определена съгласно следната формула:

$$Q_T = 3600 \cdot \rho_n \cdot K_I \cdot Z \cdot V, \quad t/h \quad (5)$$

където:

$\rho_n, t/m^3$ – насипна плътност на готовия продукт (при пресмятане често се приема $\rho_n = 1.6 t/m^3$ [5]);

K_I – коефициент отчитащ вида на трошачката (при трошачки с просто движение на подвижната челюст се приема $K_I = 1$ [5]);

Z, s^{-1} – действителна честота на люлеене на подвижната челюст;

V, m^3 – обемът на материала, който се разтоварва от трошачката при едно трептене на подвижната челюст.

Действителната честота на люлеене на подвижната челюст може да бъде определена по следната формула:

$$Z = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \tan \alpha}{2 \cdot s}} = 3.855 \quad s^{-1} \quad (6)$$

където:

k – коефициент, отчитащ влиянието на силите на триене върху движението на материала при разтоварването му (за малките типоразмери трошачки се препоръчва $k = 0.6$ [6]);

$g, m/s^2$ – земно ускорение;

α, deg – ъгъл на захващане на материала (ъгълът между двете челюсти на трошачката варира в диапазона $20 \div 22 deg$ – измерен от лабораторния модел, в случая се използва ъгълът когато челюстите са максимално сближени $\alpha = 22 deg$);

s, m – ход на подвижната челюст измерен в мястото на разтоварване на материала (в долната част на трошачната камера $s = 0.012 m$ – измерен от лабораторния модел).

Обемът на материала, който се разтоварва от трошачката при едно трептене на подвижната челюст може да бъде определен с помощта на следната формула:

$$V = \frac{(2b + s) \cdot s \cdot L}{2 \cdot \tan \alpha} = 6,196 \cdot 10^{-5} \quad m^3 \quad (7)$$

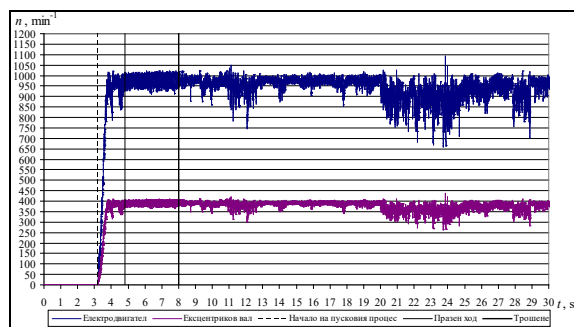
където:

b, m – широчина на разтоварния отвор на трошачката при максимално сближени челюсти ($b = 0.008 m$ – измерена от лабораторния модел);

L, m – дължина на разтоварния отвор на трошачката ($L = 0.149 m$ – измерена от лабораторния модел).

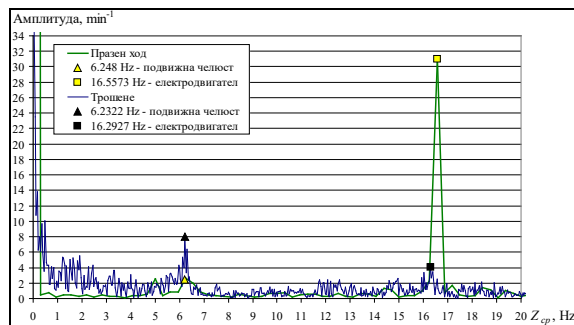
Резултатът за теоретичната масова производителност на трошачката е представен в таблица 2.

В действителност, обаче насипната плътност на готовия продукт е определена експериментално и съответно е $\rho'_n = 1.4074 t/m^3$. По време на експеримента е направен запис (фигура 4) на оборотите на задвижващия електродвигател с помощта на тахогенератор тип K4A2 на фирмата MEZ NACHOD и аналого-цифров преобразувател (АЦП) тип NI USB-6001 на фирмата National Instruments. Използваната измервателна система подробно е описана и представена в [3].



фиг.4 Експериментален запис на оборотите на задвижващия електродвигател и на ексцентриквия вал

С цел получаване на амплитудния спектър на оборотите на задвижващия електродвигател (фигура 5) компютърно записаният сигнал е обработен с програмния продукт OriginPro, като е използвано Бързото Преобразуване на Фурие (БПФ) (Fast Fourier Transformation (FFT)). По този начин е получена действителната осреднена честота на люлеене на подвижната челюст при празен ход на машината и по време на процеса трошане ($Z_{cp} = 6.2322 Hz$).



фиг.5 Амплитуден спектър на оборотите на задвижващия електродвигател

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

$$Q_{TE} = 3600 \cdot \rho'_n \cdot K_1 \cdot Z_{cp} \cdot V, \quad t/h \quad (8)$$

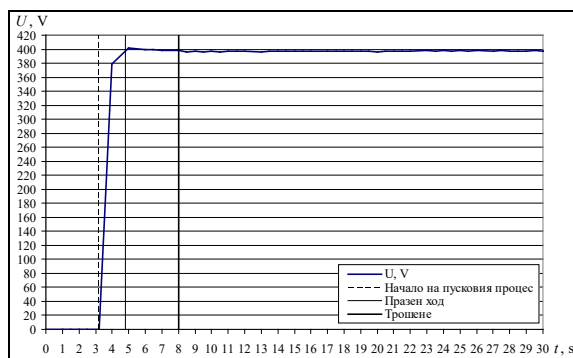
Резултатът за масовата производителност на трошачката определена по теоретико-експериментален път е представен в таблица 2.

табл.2 Резултати за производителността на челюстната трошачка

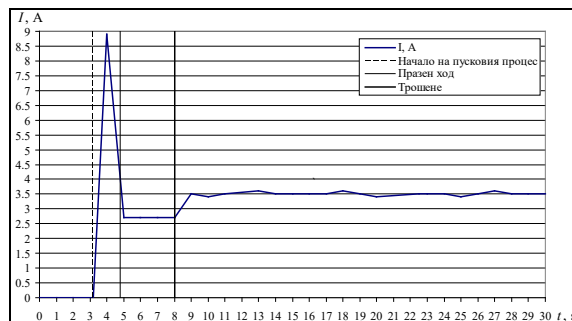
	$Q_T, t/h$	$Q_{TE}, t/h$	$Q_D, t/h$
Производителност	1.376	1.956	0.926
Отклонение от действителната производителност в %-ти	+48.62	+111.36	0

4.ОПРЕДЕЛЯНЕ НА МОЩНОСТТА НА ЧЕЛЮСТНАТА ТРОШАЧКА

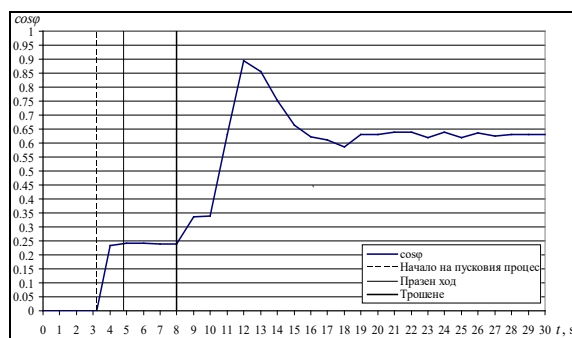
Челюстната трошачка се задвижва от трифазен асинхронен електродвигател с накъсо съединен ротор с номинална мощност от 2.2 kW, който е свързан в схема звезда. По време на експеримента са получени записи за големината на линейното напрежение U , V, линейната ефективна (средноквадратична) стойност на тока I , A и за фактора на мощността $\cos\phi$. Записите са направени с помощта на амперклеци тип MS-2203 на фирмата MASTECH имащи възможност за компютърен запис, чрез подходящ софтуер (Digital Power). Получените резултати са представени съответно за линейното напрежение на фигура 6, за линейната стойност на тока на фигура 7 и за фактора на мощността на фигура 8.



фиг.6 Експериментален запис на линейното напрежение на задвижващия електродвигател



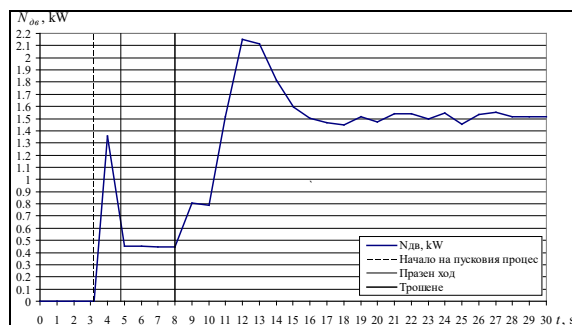
фиг.7 Експериментален запис на линейната стойност на тока в една от фазите на задвижващия електродвигател



фиг.8 Експериментален запис на фактора на мощността на задвижващия електродвигател

Съгласно [1] за трифазна симетрична система активната (средноквадратична) мощност се определя по следната формула:

$$N_{де} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\phi \cdot 10^{-3}, \quad kW \quad (9)$$



фиг.9 Резултат за активната мощност на задвижващия електродвигател

На фигура 9 е представен в графичен вид резултата за активната мощност на задвижващия електродвигател, а в таблица 3 са представени осреднените резултати за напрежението, тока, фактора на мощността и мощността на задвижващия електродвигател при работа на празен ход на машината и по време на процеса трошене.

табл.3 Резултати за напрежението, тока, фактора на мощността и мощността на задвижващия електродвигател

	U, V	I, A	$\cos\varphi$	$N_{\partial\epsilon}, kW$
Празен ход	397.1	2.7	0.239	0.444
Трошене	397.1	3.5	0.630	1.517

За теоретичното определяне на мощността на задвижващия електродвигател на челюстни трошачки в различните литературни източници са представени разнообразни формули получени по емпиричен път или изведени, чрез теоретичен метод. Най-подходящият метод за конкретния случай е определянето на мощността на задвижващия електродвигател на трошачката съгласно теорията на Бонд [2, 5]. Теоретично мощността на трошачката може да се определи съгласно теорията на Бонд, ако са известни зърнометричните характеристики на продуктите на трошене и якостта на разтрошавания материал по следната формула:

$$N_{\partial\epsilon}^T = \frac{K_{cm} \cdot Q_d \cdot \omega_0}{100 \cdot \eta_m \cdot \sqrt{D_t}} \cdot \left[\sqrt{\frac{D_t}{d_t}} - 1 \right], \quad kW \quad (10)$$

където:

K_{cm} – коефициент, който отчита стадия на трошене, за дребно трошене се препоръчва $K_{cm}=1.4$ [5];

$\omega_0, kWh/t$ – индекс на работа по Бонд (определя се експериментално), зависи от физико-механичните свойства на материала за трошене (смилае) и от вида на машината за трошене (смилае), съгласно [2] за използвания материал варира в границите $9 \div 25 kWh/t$, а за конкретния случай е приета максималната му стойност, съответно $\omega_0=25 kWh/t$;

η_m – механичен к.п.д. на задвижващия механизъм на трошачката (отчита загубата на енергия от съпротивления в клиноремъчната предавка, лагерните възли и т.н.). Съгласно [7] к.п.д. на

клиноремъчната предавка, в която са основно загубите на енергия, варира в границите $0.92 \div 0.98$, а според [2] механичният к.п.д. на задвижването на челюстна трошачка варира в границите $0.65 \div 0.88$. Поради малкия типоразмер на машината се приема максималната стойност, съответно $\eta_m=0.88$;

D_t, m – условен максимален размер на постъпващите за трошене късове, съгласно [2] $D_t=(0.5 \div 0.67) \cdot B, m$, където $B=0.102 m$ е широчината на приемния отвор на трошачката (измерена от лабораторния модел), съответно $D_t=0.67 \cdot B, m$;

d_t, m – условен максимален размер на готовия продукт, съгласно [2] $d_t=b+s$.

Ако се използват получените експериментални стойности на параметрите в уравнение 10 е възможно мощността на машината да се определи по теоретико-експериментален път, чрез следното уравнение:

$$N_{\partial\epsilon}^{TE} = \frac{K_{cm} \cdot Q_d \cdot \omega_0}{100 \cdot \eta_m \cdot \sqrt{D_{cp}}} \cdot \left[\sqrt{\frac{D_{cp}}{d_{cp}}} - 1 \right], \quad kW \quad (11)$$

където D_{cp} и d_{cp} са представени в m, а $\omega_0=30.6 kWh/t$ е определен експериментално и е представен по-долу.

В таблица 4 са представени получените резултати относно теоретичната мощност на задвижването на челюстната трошачка и мощността на задвижващия електродвигател на машината определена по теоретико-експериментален път, заедно с отклонението от действителната мощност на задвижващия електродвигател, която е определена експериментално по време на процеса трошене.

табл.4 Резултати за мощността на задвижващия електродвигател на челюстната трошачка

	$N_{\partial\epsilon}^T, kW$	$N_{\partial\epsilon}^{TE}, kW$	$N_{\partial\epsilon}, kW$
Мощност	1.657	1.706	1.517
Отклонение от действителната мощност в %-ти	+9.26	+12.48	0

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

ЕФЕКТИВНОСТТА НА ТРОШЕНЕ НА ЧЕЛЮСТНАТА ТРОШАЧКА

Средната стойност на чистата мощност необходима на електродвигателя на трошачката за натрошаването на материала може да бъде определена с известно допускане и приближение (съпротивленията в задвижващия механизъм на челюстната трошачка не са еднакви при работа на машината на празен ход и по време на процеса трошене), като от мощността на двигателя получена по време на процеса трошене се извади мощността на двигателя при работа на празен ход на машината (таблица 3) или:

$$N_{mp} = N_{\partial\partial}^{mp} - N_{\partial\partial}^{n.x.} = 1.073 \text{ kW} \quad (12)$$

Относителния енергоразход на процеса трошене може да се определи [2, 5], като отношение на мощността необходима за процеса трошене и производителността на машината по изходен продукт съответно:

$$W = \frac{N_{mp}}{Q_d} = 1.158 \text{ kWh/t} \quad (13)$$

или, като се използва следното уравнение:

$$W = \frac{N_{\partial\partial}^{mp}}{K_{cm} \cdot Q_d} = 1.17 \text{ kWh/t} \quad (14)$$

От получения относителен енергоразход на процеса трошене може да се определи действителния индекс на работа по Бонд (условен специфичен разход на енергия) за натрошения материал при трошене в челюстна трошачка [2, 5], а именно:

$$\omega_0 = \frac{W}{10 \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{d_{cp}}} - \frac{1}{\sqrt{D_{cp}}} \right)} = 30.6 \text{ kWh/t} \quad (15)$$

където D_{cp} и d_{cp} са представени в μm .

Ефективността на трошене [5] представлява реципрочната стойност на относителния енергоразход на процеса трошене или:

$$E = \frac{1}{W} = \frac{Q_d}{N_{mp}} = 0.863 \text{ t/kWh} \quad (16)$$

6.ИЗВОДИ

Въз основа на направеното теоретично и експериментално изследване върху лабораторен

модел на челюстна трошачка с просто действие и директно задвижване на подвижната челюст, относно технологичните параметри на машината могат да се обобщят следните изводи:

- Според литературни данни степента на трошене при челюстните трошачки варира в диапазона 4÷6. Проведеният експеримент показва, че лабораторната челюстна трошачка осигурява средна степен на трошене доста близка по стойност (3.91) до минималната степен на трошене за такъв тип трошачки.

- Относно производителността на машината може да се обобщи, че получените стойности по теоретичен и теоретико-експериментален път се различават в голяма степен от действителната производителност на трошачката, съответно +48.62 % за теоретичната производителност и +111.36 % за производителността получена по теоретико-експериментален път. Причината за това, е че трошачката работи с действителна честота на люлеене на подвижната челюст с 61.68 % по-висока от проектната теоретична действителна честота на люлеене, в следствие на което времето за разтоварване на необходимия обем материал е недостатъчно, поради което материала се задържа в трошачката камера. Това от своя страна дава положително отражение върху зърнометричния състав на готовия продукт и върху степента на трошене. Друга причина за това отклонение в стойностите на производителността може да бъде факта, че в действителност при процеса трошене трошачната камера на машината не се запълва изцяло с материал и разтоварвания обем материал в действителност е по-малък (уравнение 17) от този, който е определен по теоретичен път (уравнение 7).

$$V_d = \frac{Q_d}{3600 \cdot \rho_n \cdot K_1 \cdot Z_{cp}} = 2,932 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (17)$$

- Получените теоретични и теоретико-експериментални резултати за мощността на задвижващия електродвигател на трошачката са близки по стойност до получените резултати за действителната мощност на електродвигателя измерена по време на експеримента. Отклоненията от действителната мощност на електродвигателя съответно са +9.26 % за теоретичната мощност на електродвигателя и

+12.48 % за мощността определена по теоретико-експериментален път. Тези отклонения са напълно приемливи за инженерната практика. Това от своя страна, показва че определянето на мощността на задвижващия електродвигател на трошачката съгласно хипотезата на Бонд е удачен метод в най-висока степен. Разбира се направеният извод е в сила само при наличие на коректни и точни данни за зърнометричния състав и физико-механичните параметри на продуктите на трошене.

- Получените експериментални стойности за относителния енергоразход на процеса трошене определен съгласно уравнения (13) и (14) са почти идентични, което е предпоставка за достоверността на получената експериментална стойност относно индекса на работа по Бонд.

Литература

- 1.Кравчик А. Э., М. М. Шлаф, и др. Справочник асинхронные двигатели серии 4А. Москва, Энергоиздат, 1982.
- 2.Пономарев В. Б., А. Б. Лошкарев. Щековые и конусные дробилки. Екатеринбург, ГОУ-ВПО УГТУ-УПИ, 2008.
- 3.Савов С. Р. Експериментално определяне на собствените честоти на конусна инерционна трошачка тип КИД-300. Българско списание за инженерно проектиране, октомври 2016, брой 30, стр. 5÷10, ISSN 1313-7530.
- 4.Цанев Ц. К. Машины за натрошаване, смилане и класификация. София, Техника, 1967.
- 5.Цветков Х. К. Обогащителни машини. София, Техника, 1988.
- 6.Цветков Х. К., А. Д. Кинов. Ръководство за упражнения по обогащителни машини. София, Техника, 1979.
- 7.Христов Д. Д. и др. Пресмятане и конструиране на машинни елементи. София, Техника, 1972.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF LABORATORY JAW CRUSHER WITH DIRECTLY DRIVE OF THE MOVABLE JAW

Simeon SAVOV

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

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

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

АНАЛИТИЧНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ДИСТАНЦИЯТА МЕЖДУ СЛОЕВЕТЕ В ПЛАКАТА-ДИОРАМА

Настасия ДРАГНЕВА¹ Климент АНГЕЛОВ²

¹катедра „Инженерен дизайн”, Технически университет - София, България
e-mail: nastasiyadragneva@gmail.com

²катедра „Радио и телекомуникационна техника и технологии”, Технически университет - София, България
e-mail: kna@tu-sofia.bg

Резюме: В статията се прави аналитично изследване на дистанцията между отделните слоеве в многослойния плакат, известен в практиката още и като диорама. В изведената зависимост участват факторите ъгли на наблюдение от гледната точка на зрителя спрямо диорамата, разглеждана в нейния най-прост вид като двуслойна, както и дистанцията, от която зрителят я наблюдава. С помощта на програмната система Matlab е илюстрирана изведената зависимост, като се правят някои конкретни изводи, отнасящи се до постигания ефект на пространственост на изображението.

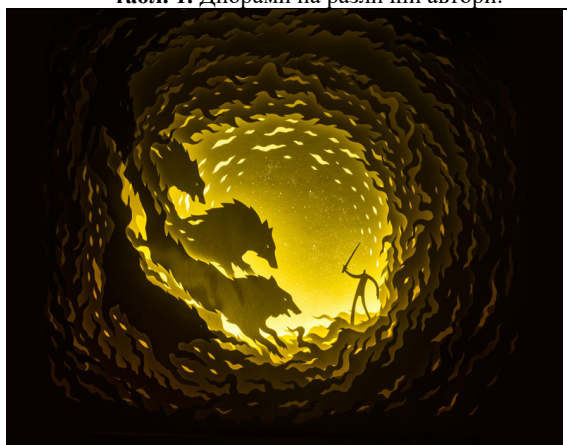
Ключови думи: диорама, разстояние между слоевете в диорамата, ъгъл на наблюдение

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Диорамата представлява комплект от два или повече печатни слоя изображения, свързани тематично и разположени един пред друг на известно разстояние, реализирани като монохромни или полихромни непрозрачни слоеве хартия, метални плаки или фурнири, изпълняващи функцията на съставен плакат или снимка, както и прозрачни фолиа или стъкла със съответните изображения върху тях, с помощта на които зрителят, наблюдавайки ги, получава усещането за обемност на изображението, както и акцент върху някоя съществена част от него.

В таблица 1 са показани известен брой реално изпълнени диорами от различни автори и школи.

табл. 1. Диорами на различни автори.



диорама от хартия [1]



стъклена диорама [2]



диорама от разнообразни по цвят фурнирни слоеве
в индийския стил шамбала [4, 5]



диорама от метални фолия (неизвестен автор)

Въпросът за определяне на разстоянието между слоевете в диорамата е съществен, отчитайки че това разстояние може теоретично да варира в много широк диапазон ($0 \div \infty$), а на практика - в диапазона $5 \div 20$ mm. По този въпрос няма публикувани резултати от направени изследвания.

Цел на настоящата статия е да се определи в теоретичен аспект разстоянието между слоевете в диорамата изхождайки от презумпцията, че зрителната система на човека е един вид относително проста оптична система. В този смисъл теоретичното определяне на разстоянието между слоевете на диорамата е целесъобразно да се направи от гледната точка на т.нар. разделителна способност на човешкото око.

2. СЪЩНОСТ НА НАПРАВЕНОТО ИЗСЛЕДВАНЕ

На фиг. 1 е показана схема за определяне на разделителната способност на човешкото око, разглеждано като оптична система. Формулата за пресмятане на разделителната способност за оптичните системи, каквато е и човешкото око, е следната:

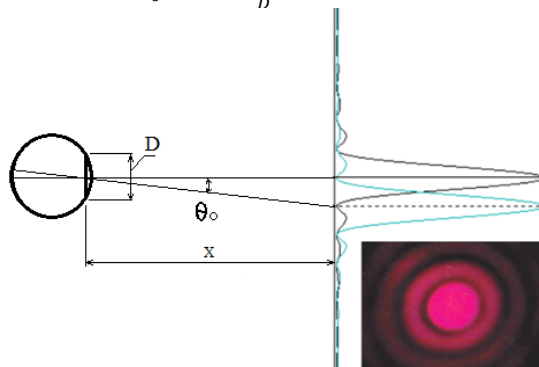
$$\sin \theta_0 = 1,22 \frac{\lambda}{D},$$

където

- λ е дължина на вълната;
- D – диаметър на зеницата,
- X – разстояние до наблюдавания обект и

- θ_0 – ъгъл на зрителната разделителна способност.

При малки стойности за ъгъла θ_0 , при които $\sin \theta_0 \approx \theta_0$, може да се използва и линейната зависимост: $\theta_0 = 1,22 \frac{\lambda}{D}$.



Фиг.1. Схема за определяне на разделителната способност на човешкото око, разглеждано като оптична система.

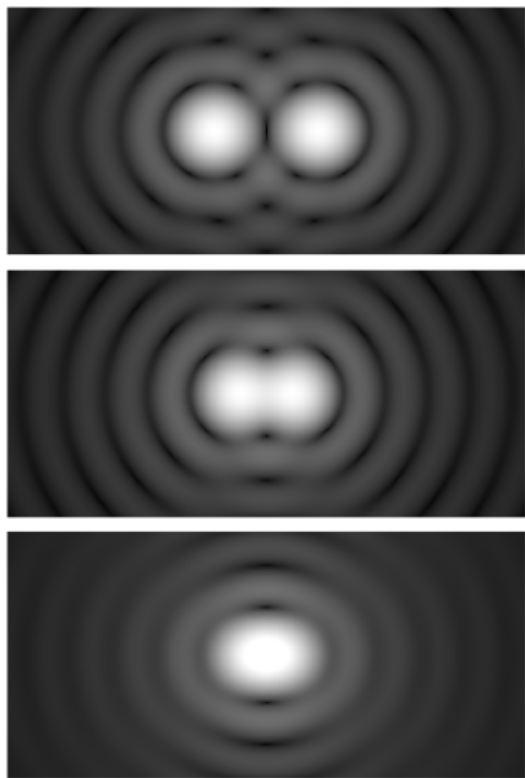
Фиг. 2 илюстрира 3 случая, при които два видимо разделени (горе), сливащи се (по средата) и припокриващи се (долу) източника на светлина, например фаровете на насрещно движещ се автомобил, които човешкото око възприема нощем като равнинно изображение, се променя в зависимост от разстоянието до източника.

Известно е, че човешкото око има най-голяма разделителна способност при разстояние от очите до обекта на наблюдение от порядъка на $X=250$ mm и е най-чувствително при дължина на вълната $\lambda=550$ nm, която съответства на зелената зона от палитрата на цветовете. При размер на зеницата $D \approx 2$ mm, минималната разделителна способност на човешкото око се намира в диапазона $\theta_0 = 1' \div 2'$ ($0,02^\circ \div 0,03^\circ$), което при изображение, намиращо се на разстояние $X=250$ mm от окото, съответства на разстояние между две контрастни точки (черни на бял фон или бели на черен фон) от порядъка на 0,1 mm, какъвто е средният размер на дебелината на човешкия косъм.

При $X=2,5$ m, което съответства на разстояние, от което може да се наблюдава един плакат, т.е. 10 пъти повече спрямо разстоянието, съответстващо на най-добрата разделителна способност при $X=250$ mm, разделителната способност на човешкото око, използвайки линейна интерполация, ще съответства на 1 mm

дистанция между два наблюдавани обекта. Разбира се, че в случая става дума за остро (без корекции) човешко зрение и при добра осветеност и контраст на наблюдаваните обекти.

С други думи, минималното разместване по оста на изображението между слоевете в диорамата, което съответства на изместване на точката на наблюдение, трябва да съответства на минималната разделителна способност на човешкото око, за да може да се разчита на търсения ефект – илюзията за обемност на изображението. В същото време, максималната стойност на дистанцията между слоевете в диорамата трябва да бъде определена от съображения за цялостта на комплексното изображение, което наблюдава зрителят. В този смисъл може да се въведе ограничението, при което елемент от предния слой в диорамата да не излиза извън половината контур, съответстващ му в задния слой.



Фиг.2. Равнинна картина от фаровете на насрещно движещ се автомобил в зависимост от разстоянието до наблюдаващия.

Целесъобразно е да се състави схемата, показана на фиг.3. Въз основа на тази схема може да се напишат уравненията:

$$\operatorname{tg} \theta_{z1} = Y/X_1 \text{ и } \operatorname{tg} \theta_{z2} = Y/X_2, \quad (1)$$

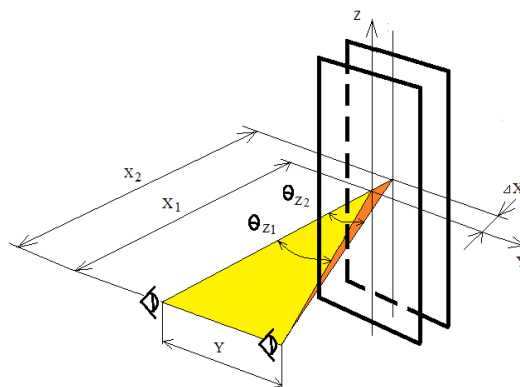
$$\text{както и } \frac{Y}{X_1 + \Delta X} = \operatorname{tg} \theta_{z2}. \quad (2)$$

След някои преобразувания се достига до крайната зависимост:

$$\Delta X = X_1 \left(\frac{\operatorname{tg} \theta_{z1}}{\operatorname{tg} \theta_{z2}} - 1 \right), \quad (3)$$

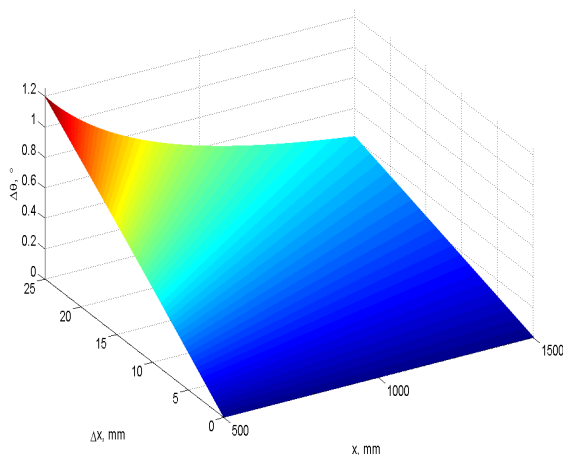
с която са направени следващите пресмятания.

За целта се използва програмната система Matlab [3], с която и със съответния програмен код, е получено изображението от фиг. 4.



Фиг. 3. Схема на зависимостта: разстояние между слоевете в диорамата (ΔX) и гледната точка на зрителя (Y).

$$\Delta \theta = f(X, \Delta X) @ \theta = 30^\circ$$



Фиг. 4. Графична интерпретация на формула (3), получена с помощта на Matlab.

От изображение на фиг.4 става ясно, че с нарастване на разстоянието (ΔX) между отделните слоеве в диорамата, както и с нарастване на разстоянието, от което зрителят наблюдава диорамата (X), нараства нелинейно отношението на изменението на ъгъла на наблюдение на двата слоя, което кореспондира с разделителната способност на човешкото зрение.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При определянето на разстоянието между слоевете в диорамата е възможно да се използва формула (3), както и съответните изводи от получената графична зависимост, показана на фиг. 4. Освен това е разбираемо, че ако диорамата се постави на височината на очите на усреднения ръст за мъж и жена при 50-ти персентил ($P50_{\text{м}} \cap P50_{\text{ж}}$), жената ще вижда диорамата под нулевата хоризонтална равнина, а мъжът над нея. По същия начин мъж с ръст, съответстващ на $P95_{\text{м}}$, ще вижда диорамата много над нулевата хоризонтална равнина и съответно жена $P05_{\text{ж}}$ ще я вижда много под нея. Следователно пространственият ъгъл, от който ще се наблюдава диорамата, особено при случаите $P05_{\text{ж}}$ и $P95_{\text{м}}$, изисква извеждането на нова зависимост, с която да се отчитат спецификите в тези гранични случаи.

Благодарност

Авторите благодарят на проф. д-р инж. Николай Ангелов, д.т.н., за оказаната методична помощ при съставянето на настоящата публикация, както и на НИС към ТУ-София за материалната подкрепа в рамките на реализирания договор № 172 ПД-0013-06/2017 г.

Литература

1. **Hari Panicker, Deepty Nair**, Black Book Gallery, <http://www.blackbookgallery.com/artists/hari-deepti/>, посетена на 10.06.2017 г.
2. **Kivimäe, L.**, My heart is a jungle. I am an animal (diorama). <https://www.behance.net/gallery/6006953/MY-HEART-IS-A-JUNGLE-I-AM-AN-ANIMAL-diorama>, посетена на 10.06.2017 г.
3. **MATLAB** Image Processing Toolbox. User's Guide, "The Math-Works Inc.", 2017. www.mathworks.com
4. **Shama, G.**, Geometric Laser-Cut Wood Relief Sculptures, 2015, <http://www.thisiscolossal.com/2015/04/geometric-laser-cut-wood-relief-sculptures-by-gabriel-schama/>, посетена на 10.06.2017 г.
5. **Tomsky, M.**, Multi-layered Laser-cut Wood Artworks, 2014. <http://www.thisiscolossal.com/2014/09/multi-layered-laser-cut-wood-artworks-by-martin-tomsky/>, посетена на 10.06.2017 г.

ANALYTICAL DETERMINATION OF THE DISTANCE BETWEEN THE LEVELS IN THE POSTER-DIORAMA

Nastasia DRAGNEVA¹ Kliment ANGELOV²

¹Engineering Design Department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: nastasyadragneva@gmail.com

²Radio and Telecommunication Department, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: kna@tu-sofia.bg

Abstract: The article analyzes the distance between the layers in the multi-layer poster, also known as the diorama. Depending on the relationship, the viewing angles of the viewer are taken into consideration by the spectator in relation to the diorama, considered in its simplest form, as a two-layer, and the distance from which the viewer observes it. Using the Matlab programming system, an illustrated dependence is illustrated, making some specific conclusions about the achieved spatial image.

Keywords: poster-diorama, the distance between the layers in the multi-layer poster, viewing angles

ВЪЗМОЖНОСТИ ЗА КИНЕТИЧНО РЕКУПЕРИРАНЕ ПРИ ПОТЕНЦИАЛНО ОГРАНИЧЕНИ СИСТЕМИ

Лъчезар КОЧЕВ

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

e-mail: lkochev@tu-sofia.bg

Резюме: В настоящата работа се анализират възможностите за повишаване на енергийната ефективност на подемно-транспортни съоръжения и по-специално на асансьорни такива с хидравличен силов агрегат, чрез въграждане на КАЕ. Предложени са принципни решения и съответните оптимални режими, както и възможностите за хибриден тип рекуперация. Качествено са оценени конструктивните проблеми при тяхното разработване и изпълнение.

Ключови думи: подемни съоръжения, КАЕ, рекупериране на енергия, хидравлични системи

В последните години, пред вид значително нарастналите енергийни потребности при повишени екологични норми и изисквания за качество на живот, концепцията за енергийна ефективност пряко се свързва с влагането на системи за енергийно рекупериране. Основен физичен принцип, чрез който това се реализира, е универсалността и достъпността на електрическата енергия и обратимостта на електрическите машини – еднакво пригодни за работа в двигателен и генераторен режим.

Тази концепция ефективно се прилага в системи за масов транспорт и подемни такива при наличие разбира се на електрообезпечаване. Могат да се посочат обаче редица примери на изолирани, автономни или по-остарели такива съоръжения, където отсъстват и съответно не се използва енергийно-ефективни системи.

Обект на настоящата работа е анализ на възможностите за влагане на модули за кинетична рекуперация на енергия преди всичко в подобен тип структури, и на приложимостта им за повишаване на качеството на масово използваните такива, като акцент са вертикално повдигащи съоръжения като асансьори, хаспели и др.

Основна характеристика на такива структури е гарантираната ограниченост на функционалния потенциал в смисъл на товароносимост, скорост на движение и съответно мощност, което се осигурява и от задължителните предпазни и следящи системи. При конкретно натоварване (под допустимото) и регламентирана скорост, консумираната или отдавана мощност в основния етап на преместване е постоянна. Следователно такъв тип

системи с детерминирани геометрични, масови и силови експлоатационни условия, могат да се определят като потенциално ограничени

При хидравличен асансьор просто изпълнение [2] или вертикален повдигач принципната схема на подобно решение е съгласно фиг. 1, където означенията са съгласно [2].

Традиционното решение при спускане на асансьорната клетка или на платформата на високоповдигача е регулирането на скоростта да е чрез дроселиране, т.е. вискозно и хидродинамично съпротивление. Получава се отделяне на енергия чрез преобразуването ѝ в топлина, а това налага често пъти и осигуряване на специализирани системи за охлаждане на хидравличната течност с оглед поддържането ѝ в необходими температурни граници [1].

В настоящия случай чрез обратимата управляема хидрообемна машина 5, работеща в двигателен режим, при спускане на товара мощността на силата на тежестта се преобразува в механична за ускоряване на маховика 12 или кинетично-акумулиращия възел 13-14, т.е. потенциалната енергия на товара се трансформира в кинетична на маховика. При асансьорните уредби маршовата скорост е регламентирана и системата в стационарен режим работи при постоянна мощност $P = mgV = const$, откъдето съгласно Теорема за изменение на кинетичната енергия (ТИ-КЕ), се получава условието за оптимално зареждане:

$$\begin{aligned} J_r \omega \dot{\omega} &= P = \text{const} \\ \omega \dot{\omega} &= P / J_r = \text{const} \end{aligned} \quad (1)$$

където ω , $\dot{\omega} = \varepsilon$ са ъгловата скорост и ускорение съответно на реперния вал към маховика, а $J_r = \text{const}$ е приведеният към него масов инерционен момент на маховика и ротиращите синхронно с него елементи с постоянни масови характеристики.

При повдигане на товара маховикът задвижва управляемата хидро-машина, вече в помпен режим, за осигуряване на постоянна скорост на издигане. Мощността на товара отново е постоянна $P = mg(-V) = \text{const}$ (но противодейства на маховика), и следователно е с отрицателен знак:

$$\omega \dot{\omega} = P / J_r = \text{const} < 0 \quad (2)$$

Тези условия за оптимална работа на системата са по-подробен извод и в съответствие с отразените в [2]. Получени са при предпоставката за постоянен приведен масов инерционен момент на акумулиращата група звена, с доминираща съставляваща именно маховика.

При високоповдигачи скоростта на спускане се избира от оператора и условието за оптимално зареждане се получава във вида:

$$\begin{aligned} J_r \frac{d\omega^2}{dh} &= mg = \text{const} \\ \frac{\omega \dot{\omega}}{V} &= \frac{mg}{J_r} = \text{const} \end{aligned} \quad (3)$$

където $V = dh / dt = V(h(t))$ е скоростта на спускане на товара. В този случай следящата система, въпреки че изглежда позиционен тип, е по-комплицирана и изисква по-сложна сензорика и алгоритъм доколкото се изисква управление до втора кинематична производна. Категорично следва да се съблюдава условието:

$$\dot{\omega} \leq \frac{M_{\text{lim}}^{\text{min}}}{J_r} \quad (4)$$

където $M_{\text{lim}}^{\text{min}}$ е минималната стойност на допустимия въртящ момент за основната и спомагателна конструкции, отразяващо силово-якостната граница на предавателната система (силово-якостна трансмисионна способност) навсякъде по кинематичната верига. Това е особено съще-

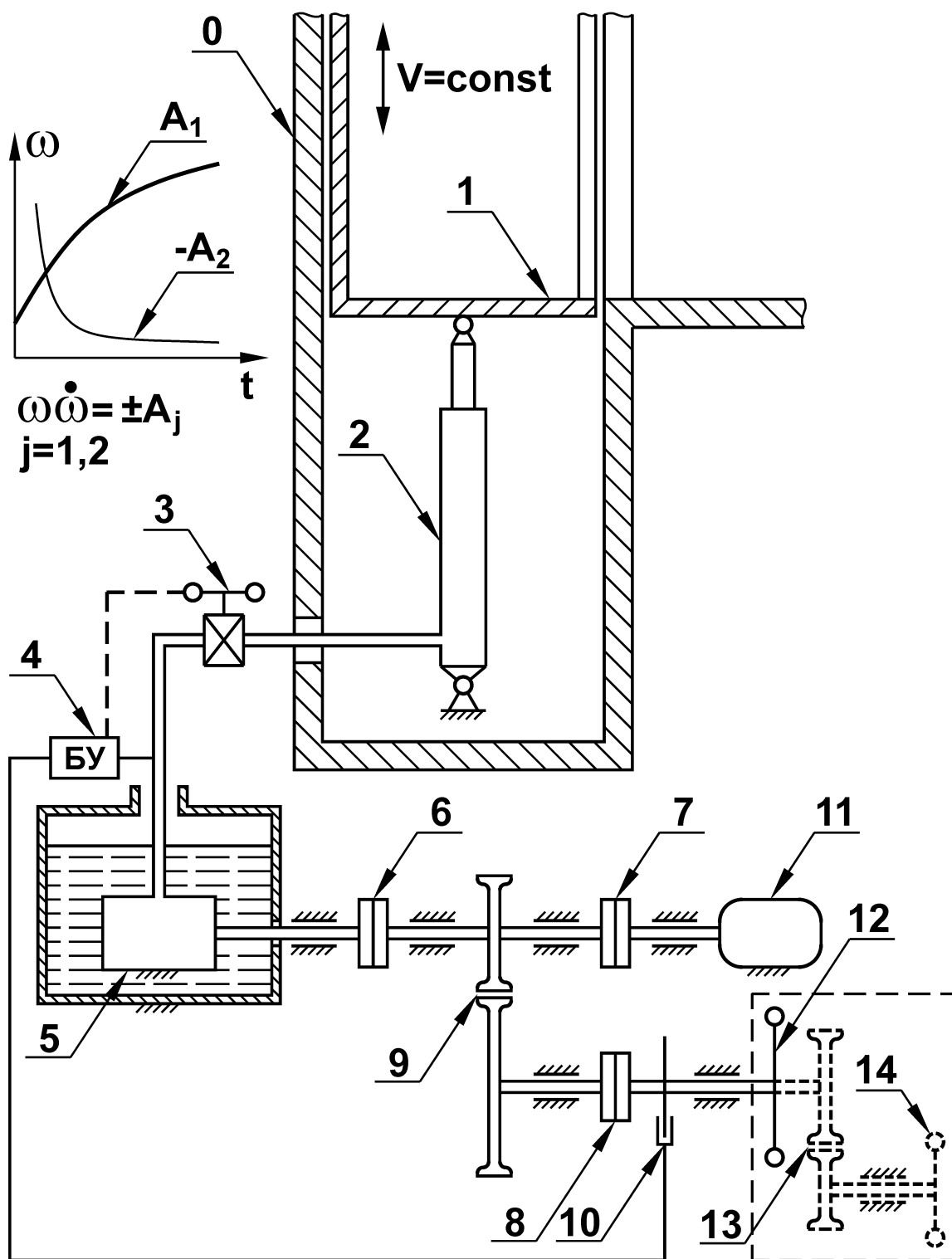
ствено при преходните режими, когато предавателните функции предполагат получаване на екстремно високи натоварващи усилия. Пред вид това и за избягване на ударни условия на натоварване, при тях се работи в конвенционален старт-стопен режим на управление, т.е. не се използва пълния енергиен потенциал на подемно-транспортната система. Въпреки това, пред вид краткотрайността на тези процеси спрямо основния транспортен период, може да се получи не пренебрежим ефект.

Описаните режими на работа предполагат непосредствено използване на рекуперативната способност на маховика, което е ефективно при сравнително кратки престои на транспортната система. При по-продължителни такива пред вид загубите в КАЕ се получава далеч по-слаб резултат.

По същество ефектът следва да се разглежда в по-комплексна форма с оглед баланс между инвестиции за модифициране на подемно-транспортната система, и икономии при експлоатацията (прогнозни оценки предполагат, че влагането на високотехнологичен КАЕ с малък коефициент на загубите, но с висока цена, евентуално ще ограничи кръга потенциални потребители).

Затова при по-продължителни престои се предвижда маховикът да задвижва електрическата машина в генераторен режим и съответно неговата енергия (или част) да се върне (възобнови) в електро-преносната мрежа. При наличната конфигурация това се постига чрез управляемия съединител 7 така, че електрическата машина 11 да работи в оптимален синхронен с електропреносната мрежа режим. Действително в този случай тя е поставена в условия на по-голямо натоварване и това непременно трябва да се има пред вид при пресмятанията.

Съгласно [4] по-добра ефективност се постига посредством инверторни модули. В този смисъл се получава хибридна механично-електрическа рекуперативна система, в която основният акумулиращ елемент е маховика. Отразените възможности за работа при паралелно-последователно свързване на енергетичните машини предполагат диференциално-импулсно управление.



Фиг.1 Схема на изпълнение на хидравличен асансьор съгласно [2]

Може да се предложи следователно схема с непосредствено диференциално свързване на елементите съгласно фиг. 2, където диференциалът 15 е даден принципно в класическа конусна симетрична схема.

При спускане (зареждане на маховика) електрическата машина 11 работи в режим на електро-динамична спирачка и мощностния поток се насочва почти напълно към маховика. При унитарно действие на електрическата машина само като електродвигател чрез спирачката 7 нейният вал се фиксира и мощностният поток от управляемия хидродвигател се предава изцяло към маховика. При подем на товара енергията от маховика се предава към хидравличната система по аналогичен принцип. Постигат се еквивалентни показатели на системата [2] и следователно същите режими и условия на работа.

При хибридно рекуперирание се захранват разпределено електрическата машина и маховика така, че да се осигури максимално ефективен неин генераторен режим, а КАЕ да поеме остатъчния поток. Регулирането е комбинирано чрез хидравличната и електрически машини, а при необходимост и посредством фрикционните съединител-спирачки 6 и 7 (управлението е чрез моделиране). Доколкото електродвигателят се предвижда като самостоятелен енергиен източник, то неговите параметри в генераторен режим и като електро-динамична спирачка са детерминирани, откъдето от ТИКЕ следва:

$$\begin{aligned} J_r \omega \dot{\omega} &= P - P_E = \text{const} \\ \omega \dot{\omega} &= \frac{P - P_E}{J_r} = \text{const} \end{aligned} \quad (5)$$

където P_E е оптималната работна точка по мощност в генераторен режим на електрическата машина. Получава се еквивалентно условие както по-горе, но вече могат в по-широк диапазон да се варират масово-инерционните и габаритни параметри на кинетично-акумулиращата група при рационално минимизирани фрикционни загуби.

При продължителен престой маховикът отдава енергията си за задвижване на електрическата машина в генераторен режим. За целта обротивата хидравлична машина работи като уп-

равляема спирачка посредством клапанно-разпределителния блок 3, а за осигуреност (включително и срещу частичен отказ на хидравличната система) е предвидена спирачката 6. В този режим пред вид механичните условия за плавност (без удар), якостните ограничения на предавателната система и работата на електрическата машина в широк оборотен диапазон, не се усвоява цялата енергия на маховика.

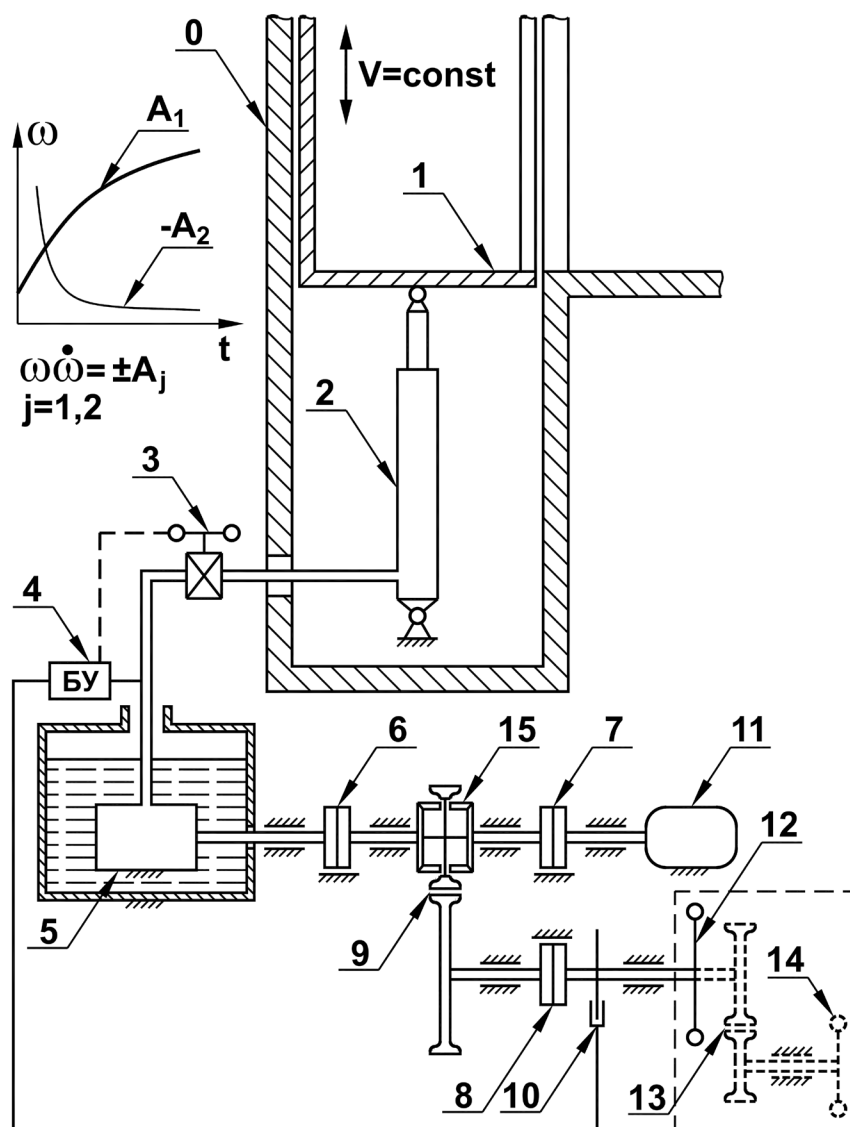
Високо качество на управление на процесите на рекуперация на енергията, може да се постигне като се разгледа и динамичното поведение на хидромеханичната система за задвижване при съвместната ѝ работа с цифрова система за управление. Това предполага включването на вградени регулатори за адаптивно управление, синтезирани на база статистико-вероятностни модели, получени чрез идентификация на системата [8].

В конструктивен аспект сравнението между двата подхода предполага известна по-голяма механична сложност на втория вариант, но и по-добра ефективност при хибридна рекуперация. Също така е въпрос на влагане на съгласуващи предавки за габаритно-масова оптимизация на КАЕ (непоказана при диференциалната конфигурация). Доколкото това е свързано с конкретна конструктивна проблематика и съответни решения, този аспект не може да се обхване в настоящата работа.

Като принципна концепция използването на кинетична рекуперация предполага увеличаване на енергийната ефективност чрез използване на традиционни, надеждни и безопасни средства, при минимална специфична допълнителна маса на вложените компоненти. Коректната комплексна оценка следва да се извърши и като стойностен анализ, а действителните ползи да се определят за тип съоръжения и дори по-конкретно, доколкото се налагат редица експлоатационни проучвания и статистически оценки с оглед оптимизиране на параметрите на конфигурацията. Като правило разработването ѝ в завършена компоновка би следвало да даде още по-добри резултати, особено като се използва и комбиниран тип рекуперация.

Благодарности

Изследванията, свързани с настоящата работа, са финансирани по Договор № ДУНК-01/3 "Създаване на



Фиг.2 Диференциално кинематично свързване на КАЕ

Университетски научно-изследователски комплекс (УНИК) за иновации и трансфер на знания в областта на микро/нанотехнологии и материали, енергийната ефективност и виртуалното инженерство” между НИС при ТУ-София и Фонд „Научни изследвания”, MOMH на РБ.

Литература

1. Ангелов Ил., Ал. Митов, Хидравлична задвижваща система за тръбоогъваща машина, МНК “Уни-тех’2013”, Габрово, ISSN 1313-230X, Сборник доклади т.3, стр.354÷359.
2. Живков, В., Николов, Н., Тодоров, Г., Драганов, В., Стоянова, Я., Кочев, Л., Маринов, Ф., Данчев, И., Хидравличен асансьор с кинетичен акумулатор на енергия. Свидетелство за регистрация на полезен модел 1974. Бюлетин №10 на Патентно ведомство на Република България, 31.10.2014, с. 50-50.
3. Живков, В., Кочев, Л., Драганов В., Стоичков К., Николов, Н., Стоянова Я., Игнатов И., Иванов И., Сравнителни експлоатационни показатели на статични и кинетични UPS. Механика на машините, 2016, (под печат).
4. Живков В., Драганов В., Николов Н., Тодоров Г., Стоянова Я., Кочев Л., Възможности за създаване на UPS на базата на кинетичен акумулатор и хидростатична трансмисия, 28-ма МНК МТФ’2015, Созопол, България, 2015.
5. Billington M., Back-up Power Systems, parts 2 & 3, RMC 7X24Exchange, 2012
6. Caterpillar Inc., UPS Types and Topologies, LEXE0136-00, 2010.
7. Goh, R., Applying Flywheel UPS to improve Electrical Systems Power Quality, Caterpillar Inc., white papers.
8. Mitov, Al., J. Krlev, Il. Angelov, Design of digital PI regulators from experimental frequency response of electrohydraulic steering system, 15th International Conference on Electrical Machines, Drives and Power Systems (ELMA), IEEE Conference, ISBN 978-1-5090-6690-2, Sofia, 2017.
9. Passino K., Yurkovich S., Fuzzy control, Addison Wesley, 1998
10. Standard EN 62040-3, Uninterruptible power systems (UPS). Method of specifying the performance and test requirements, 1999.
11. Standard EN 62040-3, Uninterruptible power systems (UPS). Method of specifying the performance and test requirements, 2011.

ON THE POSSIBILITIES OF KINETIC ENERGY RECUPERATION IN POTENTIALLY LIMITED SYSTEMS

Lachezar KOCHEV

Department „Theory of Mechanisms and Machines”, Technical University of Sofia, Bulgaria

e-mail: lkochev@tu-sofia.bg

Abstract: The present work analyzes the possibilities for increasing the energy efficiency of lifting equipment, in particular of hydraulic power units, by incorporating CED. Principled solutions and corresponding optimal modes are proposed as well as the possibilities for hybrid recuperation. The constructional problems in their development and implementation have been assessed.

Key words: lifting equipment, KAE, energy recovery, hydraulic systems.

ФУНКЦИОНАЛНО СИМУЛАЦИОННО ИЗСЛЕДВАНЕ НА РОБОТ АНАЛОГ НА ГУЩЕР С ГЪВКАВ ГРЪБНАЧЕН СТЫЛБ ЧРЕЗ ВЪЗМОЖНОСТИТЕ НА SOLIDWORKS

Николай ДИМИТРОВ

катедра „Автоматизация на дискретното производство“, Технически университет - София, България
e-mail: niki3d@abv.bg

Резюме: В настоящата работа се разглеждат част от функционалните симулационни изследвания, свързани с движението на робот аналог на гущер с гъвкав гръбначен стълб, направени с част от възможностите на софтуера за инженерно проектиране SOLIDWORKS. Изследвано е и симулирано пространственото движение на създадения компютърен триизмерен модел. Симулациите са създадени и изчислени чрез приложението SOLIDWORKS Motion. Целта на тези изследвания е да се копира възможно най-много походката и начинът на движение на живите гущери и да се направи оценка на предимствата на гъвкавостта в тялото. Разглеждат се различни средства, чрез които може да се постигне статично и динамично равновесие по време на движение. Основната походка, която се реализира е 2x2 – два повдигнати и два стъпили крака. Използваният модел в симулациите е опростен, за да се облекчат изчисленията, като са премахнати елементи, които биха имали незначително влияние върху резултатите от изследванията.

Ключови думи: робот, гущер, симулации, изследване, SOLIDWORKS

1. ПОДГОТОВКА ЗА СИМУЛАЦИЯ

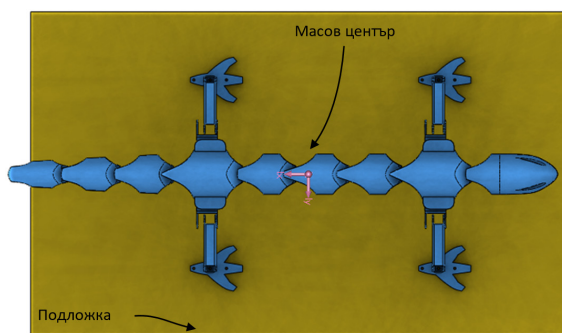
Роботът аналог на гущер има за цел да използва пасивни и активни степени на свобода. Гъвкавостта в гръбначния стълб е постигната чрез използване на еластични елементи – цилиндрични пружини. По дължината на тялото на робота преминават нишки, като двигател опъва нишките в една или друга посока, за да осигури желаното извиване на гръбначния стълб. Преди да бъде изработен физически прототип е нужно изследване, което да даде малко повече информация относно проекта. Преди да започне изчислението на самата симулация, трябва да се направи преглед на текущото положение. Идеята е роботът гущер да използва осем двигателя, които да задвижват четирите крака. Още един двигател е поставен в гръбначния стълб. Направен е подробен детайлен компютърен модел на робота. Симулационните модели на двигателите трябва да са съобразени, така че да съответстват на конструктивно избраните. С възможностите за поставяне на ограничения между компоненти в сглобена единица е зададена т.нар. механична връзка Gear Mate. Тя може да се използва за създаване на зависимост между зъбни колела, както и между всякаква комбинация от ротационни движения. С нейна помощ е зададено

зависимо движение между бедрото и подбедрицата. По този начин стъпалото остава винаги успоредно на повърхността, по която роботът се движи.

При наличие на 3D модел, за стартиране на кинематична симулация е използвано приложението SOLIDWORKS Motion [1]. От падащото меню *Type of Study* е избран *Motion Analysis*. С негова помощ могат да се създават точни анализи, чрез които да се предвидят ефектите от движението на компонентите (като това включва сили, моменти, пружини, демпфери, триене и др.). В изчисленията се взимат предвид масовите и инерционни характеристики, както и тези на материала. Могат да се извадят различни графики с резултати за допълнителен анализ. Има два основни подхода, които могат да се използват за създаване на такъв тип симулации – *Time-based motion* и *Event-based motion*. Първият вариант се използва, когато времето за всяка операция/действие е известно, а вторият – когато операциите/действията и тяхната последователност са известни, но времената за тяхното извършване не са ясно определени. На база на този подход, настройките, които трябва да се направят в използвания софтуер са различни. При това изследване е използван вторият вариант, тъй като е снетен за

по-удачен и лесен. Това е направено като е използвана командата *Event-based Motion View* от *MotionManager*. [2] Удобното в този случай е, че по всяко време подходът на работа може да се смени в зависимост от предпочитанията и изискванията на потребителя.

Важно е да се отбележи, че изследваната походка 2x2 е най-често срещаната в живата природа и следователно е и една от най-ефективните. По рядко се среща походка 3x1. Разликата между двете се изразява в това, че при 2x2, динамичното равновесие и баланс се осъществява по-трудно, но за сметка на това могат да се постигнат по-високи скорости на движение. При 3x1 краката се местят един по един в определена последователност (накръст), динамичният баланс е много по-лесно осъществим, което води до по-стабилно и сигурно движение. Недостатък на тази походка е ниската скорост на придвижване. Походката 3x1 се използва също в случаи при смяна на направлението на движение, завой и различни частни случаи като проучване на непозната среда и територия.



фиг. 1 Разположение на масовия център на робота гущер.

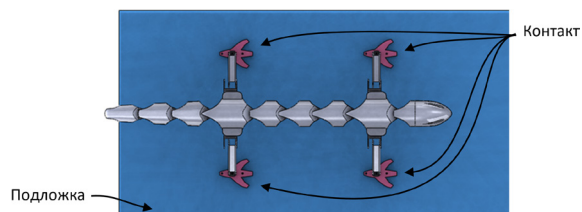
При симулациите е много важно да се има предвид масовия център (фиг. 1) на робота да попада в опорния многоъгълник. Опорният многоъгълник най-често представлява зона, определена от стъпалите крака. При ходене формата на този опорен многоъгълник се променя значително. Когато се вдигат двата срещуположни крака на гущерите, тялото им се извива на една страна, образувайки дъга, а опашката се извива на друга страна, за да компенсира дисбаланса и да генерира импулс.

Така цялата структура придобива форма на S, за да може масовият център да попадне в рамките на опорния многоъгълник. Проверката на масовите характеристики е осъществена през секция *Evaluate > Mass Properties*.

За да се осъществят симулациите, много от компонентите на основния модел на робота са опростени и модифицирани с цел по-лесни и бързи изчисления. Премахнати са моделите на двигателите, пружините, някои малки отвори и някои други компоненти, чиято функция и значение могат да бъдат пренебрегнати на този етап и за целите на симулацията. Премахнати са кухините в прешлените, като по този начин е намален цялостния брой ръбове, които системата трябва да визуализира и изчисли при всяка една итерация от симулацията. Така броят на компонентите е намален от 184 на 32. Разликата в масите между сложния и опростения модел може да се коригира по отделно за всеки компонент или взел отново през посочената команда. За някои от компонентите това е направено.

2. ДОБАВЯНЕ НА УСЛОВИЯ И ОГРАНИЧЕНИЯ

След като е направена предварителната подготовка за симулация на структурата на робота гущер, са добавени съответните ограничения и условия. Добавена е гравитация и са отчетени зоните на контакт между стъпалата на краката и подложката (фиг. 2).

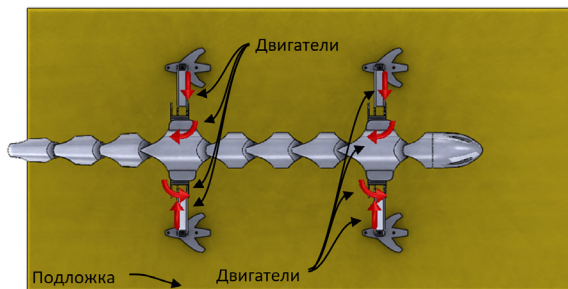


фиг. 2 Зададени контактни условия между стъпалата на гущера и подложката.

За целта добавянето на гравитация към симулирания модел е направено чрез включването на командата *Gravity* от *MotionManager*. [3] При нея е избрана посоката, в която да действат гравитационните сили. Контактът между стъпалата и подложката е зададен с помощта на командата *Contact*. [4] При

нея са използвани т.нар. контактни групи, които дават възможност за опростяване на изчисленията чрез игнориране на контакт между компоненти, попадащи в една и съща група – например четирите стъпала. При тези условия също се взема под внимание специфичният коефициент на триене между използваните компоненти.

След зададените ограничения са поставени симулационните двигатели (фиг. 3).



фиг. 3 Разположение на симулационните двигатели. За положителна се счита всяка посока напред и нагоре спрямо ориентацията на робота в пространството.

Използвани са серво двигатели, тъй като това е типът симулационни двигатели, които се използват при т.нар. *Event-based motion*. Зададени са общо осем двигателя – по два във всеки крак. Това се осъществява с командата *Motor*, като при нея беше избран компонентът, който трябва да се премести и обект, спрямо който да се премества. От появилото се падащо меню *Servo Motor* е избрана променлива, свързана с преместването на двигателя.

3. ДВИЖЕНИЕ С НЕДЕФОРМИРУЕМ ГРЪБНАЧЕН СТЫЛБ

Първата основна симулация протича със създаването на последователност на движението на краката. Целта е да се види как ще се движи роботът при вкоравен гръбначен стълб. По този начин могат да се извадят изводи затова, къде, колко и какви да са начините на извиване на гръбначния стълб в последствие. Също така биха могли да се сравнят резултатите от няколко изследвания и да се прецени какво би допринесъл един такъв гъвкав гръбначен стълб към структурата на робота.

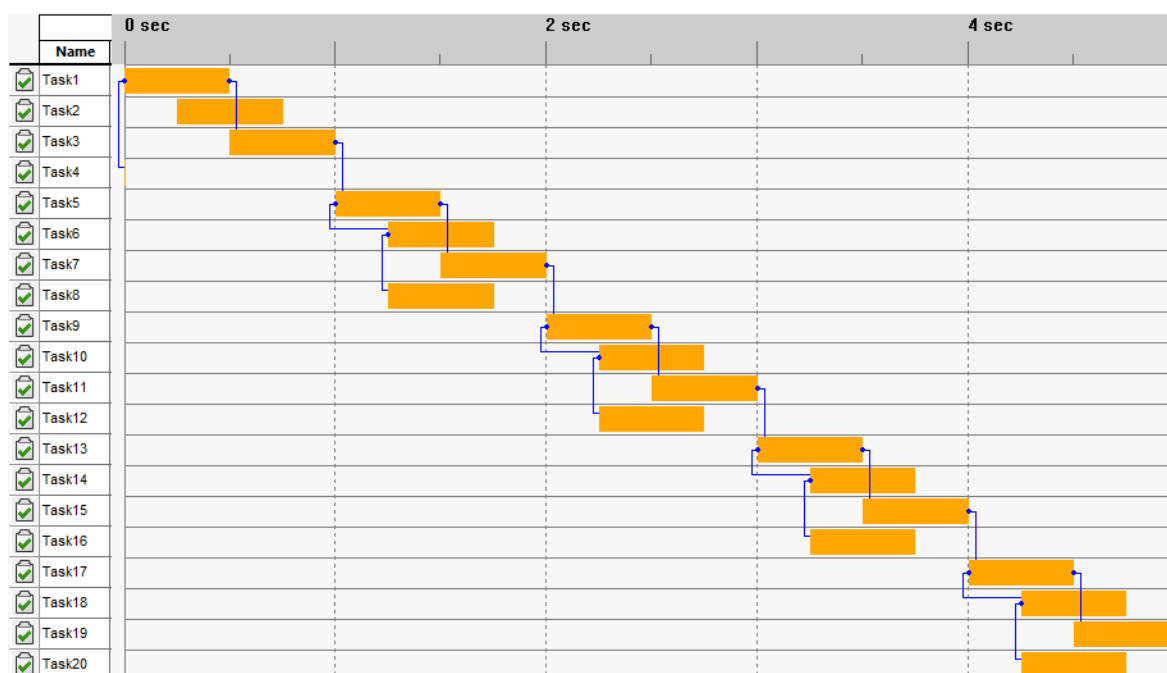
За осъществяване на краченето на робота е използвана специална последователност на движението на всеки един компонент, за да се постигне желаното преместване. Именно затова на фиг. 4 е представена последователността на преместване на компонентите. Симулацията е с продължителност 5 секунди. В изображението съкращенията са както следва: ПД – преден десен крак; ЗЛ – заден ляв крак; ПЛ – преден ляв крак; ЗД – заден десен крак. Всички положителни стойности на преместване съответстват на движение напред или нагоре спрямо ориентацията на робота в пространството. Всички отрицателни стойности – назад или надолу. Всяко преместване е с продължителност от 0,5 s.

На показаната фигура се виждат в табличен вид всяко едно от направените движения и всяка една поставена задача. С помощта на *Event-based motion* могат лесно да се създават такъв тип зависимости. Зададени са определен брой стъпки, като всяка стъпка е кръстена с различно разпознаваемо име. В колоните от секция *Triggers*, показани на фигурата, са зададени последователностите от избраните действия. Това е причината първите обекти да започват без наложена зависимост. За пример задача 3 на третия ред стартира, когато задача 1 приключи. По сходен начин са направени и всички следващи стъпки. Между тях на места са зададени корекции в изпълнението на задачата чрез отместване във времето напред или назад.

В колоните от секция *Actions* са избрани компоненти от симулацията – двигатели, сили, връзки. Също така в тази секция е избрано какво ще е действието на компонентите и тяхната стойност. На това място е зададена продължителността на всяка една от задачите, както и профила на изменение на приложената сила или действие на двигател. За опростяване на изчисленията е избрана линейна зависимост. В последната колона фигурират само отчетените времена. [5] На база извършените задачи, програмата автоматично генерира и циклограма на работа, като показва зависимостите между всяка една стъпка, времето за изпълнение и етап от цялата симулация. Така е значително по-удобно и лесно да се направи анализ на изследвания обект чрез преглед на графичното представяне на всяка стъпка. (фиг. 5)

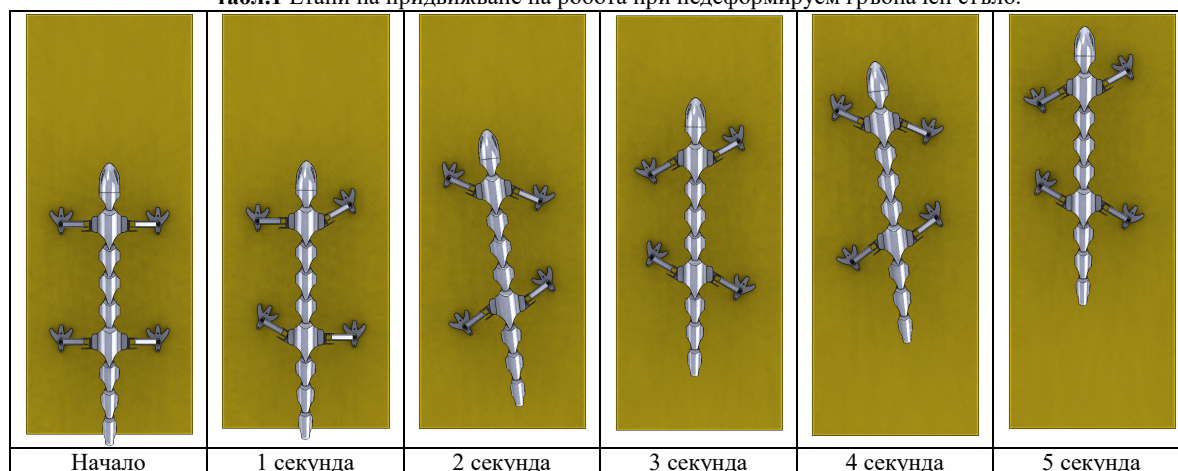
	Tasks		Triggers			Actions					Time	
	Name	Description	Trigger	Condition	Time/Delay	Feature	Action	Value	Duration	Profile	Start	End
✓	Task1	ПД ЗЛ пищял Горѐ	Time		0s	(2)	Change	30deg	0.5s	✓	0s	0.5s
✓	Task2	ПД ЗЛ бедрен Напред	Time		0.25s	(2)	Change	30deg	0.5s	✓	0.25s	0.75s
✓	Task3	ПД ЗЛ пищял Долу	Task1	Task End	<None>	(2)	Change	-30deg	0.5s	✓	0.5s	1s
✓	Task4	ПЛ ЗД Вкл.	Task1	Task Start	<None>	(4)	On			✓	0s	0s
✓	Task5	ПЛ ЗД пищял Горѐ	Task3	Task End	<None>	(2)	Change	30deg	0.5s	✓	1s	1.5s
✓	Task6	ПЛ ЗД бедрен Напред	Task5	Task Start	0.25s delay	(2)	Change	30deg	0.5s	✓	1.25s	1.75s
✓	Task7	ПЛ ЗД пищял Долу	Task5	Task End	<None>	(2)	Change	-30deg	0.5s	✓	1.5s	2s
✓	Task8	ПД ЗЛ бедрен Назад	Task6	Task Start	<None>	(2)	Change	-60deg	0.5s	✓	1s	1.5s
✓	Task9	ПД ЗЛ пищял Горѐ	Task7	Task End	<None>	(2)	Change	30deg	0.5s	✓	2s	2.5s
✓	Task10	ПД ЗЛ бедрен Напред	Task9	Task Start	0.25s delay	(2)	Change	60deg	0.5s	✓	2.26s	2.76s
✓	Task11	ПД ЗЛ пищял Долу	Task9	Task End	<None>	(2)	Change	-30deg	0.5s	✓	2.51s	3.01s
✓	Task12	ПЛ ЗД бедрен Назад	Task10	Task Start	<None>	(2)	Change	-60deg	0.5s	✓	2s	2.5s
✓	Task13	ПЛ ЗД пищял Горѐ	Task11	Task End	<None>	(2)	Change	30deg	0.5s	✓	3.01s	3.51s
✓	Task14	ПЛ ЗД бедрен Напред	Task13	Task Start	0.25s delay	(2)	Change	60deg	0.5s	✓	3.26s	3.76s
✓	Task15	ПЛ ЗД пищял Долу	Task13	Task End	<None>	(2)	Change	-30deg	0.5s	✓	3.51s	4.01s
✓	Task16	ПД ЗЛ бедрен Назад	Task14	Task Start	<None>	(2)	Change	-60deg	0.5s	✓	3.01s	3.51s
✓	Task17	ПД ЗЛ пищял Горѐ	Task15	Task End	<None>	(2)	Change	30deg	0.5s	✓	4.01s	4.51s
✓	Task18	ПД ЗЛ бедрен Напред	Task17	Task Start	0.25s delay	(2)	Change	60deg	0.5s	✓	4.26s	4.76s
✓	Task19	ПД ЗЛ пищял Долу	Task17	Task End	<None>	(2)	Change	-30deg	0.5s	✓	4.51s	5.01s
✓	Task20	ПЛ ЗД бедрен Назад	Task18	Task Start	<None>	(2)	Change	-60deg	0.5s	✓	4.01s	4.51s

фиг. 4 Разположение на симулираните двигатели, техните премествания и времена в интерфейса на SOLIDWORKS, за положителна се счита всяка посока напред и нагоре.



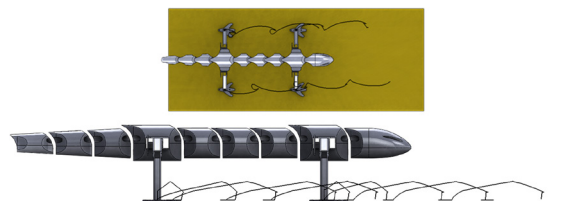
фиг. 5 Циклограма на работа на използваните двигатели в робота гущер спрямо дадените стъпки на фиг. 4, показани в интерфейса на SOLIDWORKS. Това значително опростява откриването на грешки и прави данните значително по-лесни за възприемане.

табл.1 Етапи на придвижване на робота при недеформируем гръбначен стълб.



В табл. 1 са показани положенията на робота през ключови етапи от неговото движение. В първа секунда имаме налице преместени преден десен и заден ляв крак напред с 30° . Във втора секунда имаме едновременно преместване както на преден ляв и заден десен крак, така и създаване на обратен момент в рамената на първата двойка крака. На трета секунда се забелязва цялостно преместване отново на преден десен и заден ляв крак (пълен ход от 60°) със създаване на обратен момент. Четвърта секунда повтаря движението от втора при пълно преместване на краката от 60° . В пета секунда движението завършва, следейки вече създадения алгоритъм за движение на кръст (2x2).

За да се оцени начина на движение на робота и преместването на елементите, са създадени криви, които показват траекторията на центъра на всяко от четирите стъпала (фиг. 6). По този начин може много по-добре да се придобие представа за движенията, които прави кракът в пространството.



фиг. 6 Траектория на характерни точки от стъпалата на робота.

Това е направено с командата *Results and Plots* като с нейна помощ могат да се изведат графично допълнително различни зависимости, свързани с премествания, скорости, ускорения, контактни сили, сили и моменти на триене, сили и моменти на реакция, импулс, кинетична и потенциална енергия, консумация на енергия и много други. За извеждането на траектория на характерни точки от механизма е използвано падащото меню *Displacement/Velocity/Acceleration*, а от там *Trace Path*.

4. ДВИЖЕНИЕ С ДЕФОРМИРУЕМ ГРЪБНАЧЕН СТЬЛБ

Следващата симулация представлява усложняване на движението на робота. Тя протича с добавени симулационни еластични елементи – цилиндрични пружини. Левите и десни пружини са с еднакви характеристики, докато тези от долната страна на робота (гръбначния стълб) са с по-голяма коравина. Характеристиките на основните пружини са както следва: пружинна константа $K = 1 \text{ N/mm}$, дължина $X = 35 \text{ mm}$, $n = 1$ (линейна), демпфираща константа $C = 0,1 \text{ N/(mm/s)}$, $n = 1$ (линейна). Другите им параметри не влияят на математичния модел използван при изчисленията в програмата – брой навивки 6, диаметър на телта 1 mm , външен диаметър на пружината 9 mm . Характеристиките на долните пружини са $K = 5 \text{ N/mm}$, дължина $X = 35 \text{ mm}$, $n = 1$ (линейна),

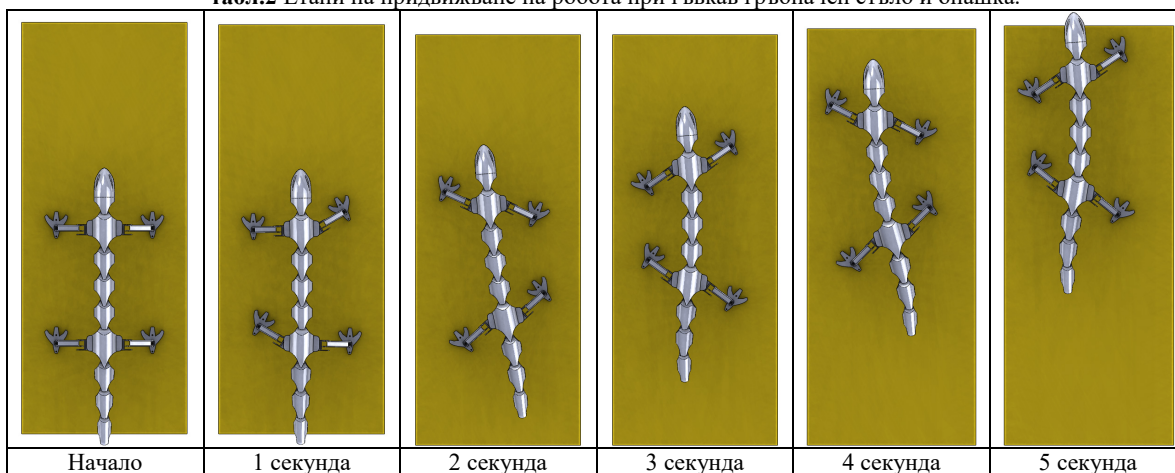
демпфираща константа $C = 0,1 \text{ N/(mm/s)}$, $n = 1$ (линейна).

Към този момент в софтуера няма възможност да се симулира действието на гъвкави нишки, които да управляват движението на гръбначния стълб както би станало в реалния прототип. За да се заобиколи това ограничение, допълнително са добавени и торсионни пружини, които да противодействат на усукването около оста на гръбначния стълб на робота. Причината е, че математичният модел на симулираните цилиндрични пружини, използвани в

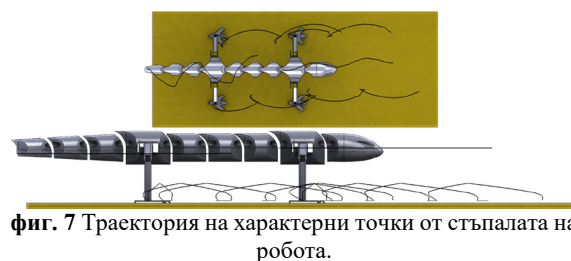
изчислението не може да противодейства на странични натоварвания или усуквания. Торсионните пружини са с параметри $K_T = 18 \text{ N.mm/deg}$, $n = 1$ (линейна), $\theta_0 = 0$ и имат демпфиращ ефект с характеристики $CT = 1 \text{ N.mm/(deg/s)}$.

При тази симулация е добавена гъвкавост в опашката. Добавените пружини съответстват като характеристики и начин на подредба на тези от гръбначния стълб. Там са добавени и торсионни пружини.

табл.2 Етапи на придвижване на робота при гъвкав гръбначен стълб и опашка.



За да се оцени начинът на движение на робота и преместването на елементите, са създадени криви, които показват траекторията на центъра на всяко от четирите стъпала, както и характерна точка от тялото на робота. По този начин може много по-добре да се придобие представа за движенията, които прави кракът в пространството (фиг. 7).



фиг. 7 Траектория на характерни точки от стъпалата на робота.

Основната разлика между първата и втората симулация, която се вижда с просто око е това, че при едни и същи зададени параметри, роботът с гъвкав гръбначен стълб успява да измине по-голямо разстояние! Удължение с 13% при така избраните параметри (табл. 2) Гръбначният стълб като едно уникално постижение на природата придобива смисъл дори и в един такъв опростен симулационен компютърен модел. Много лесно може да се отчете това, че когато имаме наличие на гъвкава структура в тялото можем да реализираме много по-големи ходове и премествания. Тяхната стойност зависи от параметрите и геометрията на робота или структурата. Тези изводи могат да се използват не само при конструирането на мобилни роботи, но и при различни системи, свързани с производството и индустрията.

При тази симулация извиването на опашката също е ключово, тъй като по този начин се осъществява предаването на импулс по дължината на тялото. С предаването на енергията от предната към задната част на тялото, масовият център се премества. Преместването на масовия център и постигането на форма на S на гръбначния стълб води до по-добра стабилност при ходене. Именно затова от проведените изследвания тази симулация е най-близка до начина на придвижване на гущерите.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Направеният анализ и представената информация за всяка от симулациите не обхващат всички проведени изследвания и постигнати резултати, но показват как могат да се изследват сложни механизми с помощта на съвременни програмни продукти. Като това допринася за по-бързото, по-лесно, по-точно откриване на оптимално решение и дава място за разработка на по-усъвършенствани продукти на база получените резултати.

Както всяко следващо инженерно решение може да бъде по-добро, ако се стъпи върху предишни разработки с отчитане на предимствата и недостатъците, така и възможностите на използваните инструменти постоянно се разширяват и подобряват.

Тези компютърни симулации ни дават възможност да се спестят време и средства при търсенето на възможни варианти.

Един от основните изводи, който може да се направи на база проведените изследвания е това, че пътят изминат от робот гущер с наличие на гъвкавост в тялото е значително по-голям от такъв с недеформируемо тяло. Използването на комбинация от активни и пасивни степени на

свобода в структурата на мобилните роботи е добра практика, когато може да се изпълни, тъй като по този начин се намалява нуждата всяка степен да е управляема и съответно се намалява и енергията, необходима за захранване. Освен това в живата природа, не всички степени на свобода са активни.

На този етап не са създадени пълни аналози на роботизиран гръбначен стълб. Създаването на подобна структура представлява шедьовър на съвременната инженерна мисъл. Управлението на скелетната структура е изключително сложна задача. Постигането би представлявало постигането на конкретно функционално поведение при използването на малък брой активни степени, които в съчетание с пасивни степени на свобода и адекватни алгоритми за управление, да реализират предсказуемо поведение на движението на робота в неструктурирана среда. Въпреки това изследванията и работата по този проект продължават с нови идеи на база постигнатите резултати и усъвършенствани инструменти.

Литература

1. **Rousseau J.**, SOLIDWORKS Motion SOLIDWORKS TRAINING, PMT1742-ENG, 2016, Dassault Systems SolidWorks Corporation
2. http://help.solidworks.com/2018/english/solidworks/motionstudies/c_event_based_motion_overview.htm Посетен на 04.10.2017г.
3. http://help.solidworks.com/2018/english/SolidWorks/motionstudies/HIDD_DVE_SIM_GRAVITY.htm Посетен на 04.10.2017г.
4. http://help.solidworks.com/2018/english/SolidWorks/motionstudies/t_grouping_components_contact.htm#xtml1450467652311 Посетен на 04.10.2017г.
5. http://help.solidworks.com/2018/english/SolidWorks/motionstudies/r_feature_change_action_profiles.htm Посетен на 04.10.2017г.

FUNCTIONAL SOLIDWORKS SIMULATION ANALYSIS OF ROBOT LIZARD WITH FLEXIBLE SPINE

Nikolay DIMITROV¹

Automation of Discrete Production Engineering, Technical University-Sofia, Bulgaria

e-mail: niki3d@abv.bg

Abstract: This paper explores some of the functional simulation studies related to the movement of a robot lizard with flexible spine generated with the SOLIDWORKS software. The 3D CAD model and its motion are studied and simulated. The simulations are created and calculated using the SOLIDWORKS Motion application. The purpose of these studies is to copy as much as possible the gait and movement of live lizards and to evaluate the benefits of having flexibility in the body. Different ways are considered to help achieve static and dynamic equilibrium during motion. The main gait that is realized is 2x2 - two raised and two standing feet. The 3D model used in the simulations is simplified to alleviate the calculations by removing components that would have a negligible impact on the results of the computer studies.

Keywords: robot, lizard, simulation, analysis, SOLIDWORKS

КИНЕМАТИКА НА ЛЕК ЕЛЕКТРОАВТОМОБИЛ

Антония РАЙДОВСКА

Катедра „Приложна механика“, Химикотехнологичен и металургичен университет - София, България
e-mail: antonia_rajdovska@abv.bg

Резюме: В статията е представен кинематичен модел на електрически автомобил. В модела са включени 15 тела, които са източници на вибрации или са подложени на вибрации. Допуска се, че разглежданите тела са идеално твърди. Кинематичният модел е с 29 степени на свобода. За този модел е изведен векторът на обобщените координати. Изведени са матриците на трансформация от отправната координатна система в локалната координатна система на телата. Изведени са координатите на центъра на инерция на всяко тяло от кинематичния модел. Определен е векторът на абсолютната линейна скорост на центъра на инерция на всяко тяло от кинематичния модел и векторът на абсолютната ъглова скорост на всяко тяло от кинематичния модел. Изведените кинематични величини се използват при изучаване на трептенията на лек електроавтомобил.

Ключови думи: електроавтомобил, кинематичен модел, линейна скорост, ъглова скорост

В статията са ползвани следните символи:

$\mathbf{R}$ - радиус-вектор в отправната координатна система,

$\mathbf{r}$ - радиус-вектор в локалната координатна система,

O_i - център на координатна система,

C_i - център на инерция,

$\mathbf{A}$ - трансформационна матрица,

$\mathbf{A}_t$ - трансформационна матрица на транслация,

$\mathbf{A}_u$ - трансформационна матрица на ротация,

l - дължина;

$\mathbf{V}$ - вектор на линейна скорост,

$\mathbf{\Omega}$ - вектор на ъглова скорост,

x, y, z - малко линейно трептене,

θ - малко ъглово трептене,

X, Y, Z - координатни оси;

i - номер на тяло от механичната система.

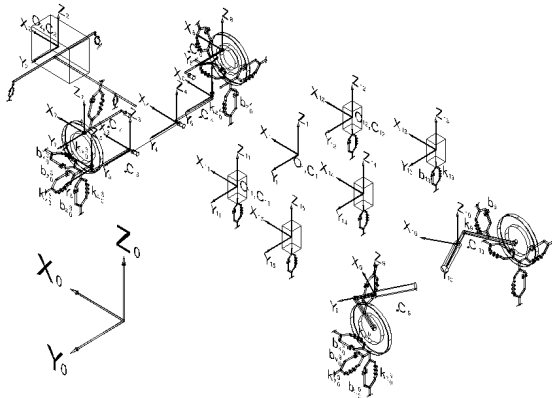
1. КИНЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА ЛЕК ЕЛЕКТРОАВТОМОБИЛ

Вибрационното изследване на лек електроавтомобил (ЛЕА) е от значение за комфорта и безопасното пътуване на пътниците в него и за продължителността на безотказната работа на възлите му. От познатата литература не са известни формули за определяне на кинематиката на лек електроавтомобил. Известни са формули за кинематика на автомобил и на мотокар при пространствено изследване на динамиката и трептенията им [2, 3, ..., 10]. Лекият електроавтомобил представлява сложна

електромеханична система. За да се изследват трептенията на автомобила, той се замества с кинематичен модел (КМ). В КМ на ЛЕА са включени следните тела (фиг.1): купе (1); електродвигател (2); долно рамо на предно ляво колело (3); долно рамо на предно дясно колело (4); шенкел с джанта и с гума на предно ляво колело (5); шенкел с джанта и с гума на предно дясно колело (6); горно рамо на предно ляво колело (7); горно рамо на предно дясно колело (8); рамо на задно колело с шенкел, с джанта и с гума - ляво (9) и дясно (10), водач (11) пътници (12), (13), (14) (15). Допуска се, че тези тела са идеално твърди. Наложените връзки на телата на механичната система са холономни и стационарни. Така дефинираният кинематичен модел е съставен от 15 тела с 29 степени на свобода. Неподвижно към всяко тяло е приложена правоъгълна координатна система-локална координатна система (ЛКС). Центърът на ЛКС за телата (1), (2), (10), (11), (12), (13), (14), (15) съвпада с центъра на инерция на телата. За телата (3), (4), (7), (8), (9) и (10) центърът на всяка ЛКС се намира в центъра на въртящата става. За телата (5) и (6) центърът на всяка ЛКС се намира в центъра на сферичната става. Движението на ЛКС се разглежда в отправна координатна система (ОКС). Векторът на обобщените координати на КМ е от вида:

$$\mathbf{q} = [q_1, q_2, \dots, q_{15}]_{(29 \times 1)}^T \quad (1)$$

Телата (1) и (2) са монтирани върху еластични елементи. Затова се счита, че те имат шест степени на свобода и извършват пространствено движение - три транслации, по три взаимно перпендикулярни оси, и три ротации около тях.



фиг.1 Кинематичен модел на лек електроавтомобил

Векторите на обобщените им координати са от вида:

$$\mathbf{q}_i = [x_i, y_i, z_i, \theta_{x_i}, \theta_{y_i}, \theta_{z_i}]^T, i=1,2 \quad (2)$$

Телата (3), (4), (7) и (8) са с една степен на свобода - ротация около ос X на съответната ЛКС.

$$\mathbf{q}_i = \theta_{x_i}, i=3,4,7,8, \quad (3)$$

Телата (9) и (10) са с една степен на свобода - ротация около ос Y на съответната ЛКС. Векторите на обобщените им координати имат вида:

$$\mathbf{q}_i = \theta_{y_i}, i=9,10 \quad (4)$$

Телата (5) и (6) са с три степени на свобода - ротация около три взаимно перпендикулярни оси. Векторите на обобщените им координати са от вида:

$$\mathbf{q}_i = [\theta_{x_i}, \theta_{y_i}, \theta_{z_i}]^T, i=5,6 \quad (5)$$

Телата (11), (12), (13), (14), (15) са с една степен на свобода - трансляция по ос Z. Векторите на обобщените им координати са от вида:

$$\mathbf{q}_i = z_i, i=11,12,...,15 \quad (6)$$

Поради големия брой степени на свобода на КМ се използват хомогенни координати и матрици на трансформация на твърдо тяло [11]. Всяка трансформация на твърдо тяло се представя с матрица $\mathbf{A}$, състояща се от матрица на трансляция $\mathbf{At}$ и от матрица на ротация $\mathbf{Au}$.

2. МАТРИЦИ НА ТРАНСФОРМАЦИЯ НА ОКС В ЛКС

Последователната трансформация на КС от

положение $i-1$ в положение i се представя с матрица $\mathbf{A}_i^{i-1}$ от вида:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_i^{i-1} &= \mathbf{At}_{O_i}^{i-1} \cdot \mathbf{At}_i \cdot \mathbf{Au}_{x_i} \cdot \mathbf{Au}_{y_i} \cdot \mathbf{Au}_{z_i} = \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{x_{O_i}}^{i-1} \\ 0 & 1 & 0 & l_{y_{O_i}}^{i-1} \\ 0 & 0 & 1 & l_{z_{O_i}}^{i-1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x_i \\ 0 & 1 & 0 & y_i \\ 0 & 0 & 1 & z_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \\ &\cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -\theta_{x_i} & 0 \\ 0 & \theta_{x_i} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & \theta_{y_i} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\theta_{y_i} & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \\ &\cdot \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z_i} & 0 & 0 \\ \theta_{z_i} & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (7)$$

Трансформационната матрица $\mathbf{A}_i^0$ на ОКС за последователно свързани i на брой ЛКС се представя с уравнение от вида:

$$\mathbf{A}_i^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_2^1 \cdot \mathbf{A}_3^2 \dots \mathbf{A}_i^{i-1} \quad (8)$$

Матрицата на трансформация от ОКС в ЛКС на всяко тяло от КМ е от вида:

Тяло 1:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_1^0 &= \mathbf{At}_{O_1}^0 \cdot \mathbf{At}_1 \cdot \mathbf{Au}_{x_1} \cdot \mathbf{Au}_{y_1} \cdot \mathbf{Au}_{z_1} = \\ &= \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z_1} & \theta_{y_1} & l_{x_{O_1}}^0 + x_1 \\ \theta_{z_1} & 1 & -\theta_{x_1} & l_{y_{O_1}}^0 + y_1 \\ -\theta_{y_1} & \theta_{x_1} & 1 & l_{z_{O_1}}^0 + z_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

Тяло 2:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_{O_2}^0 &= \mathbf{At}_{O_2}^0 \cdot \mathbf{At}_2 \cdot \mathbf{Au}_{x_2} \cdot \mathbf{Au}_{y_2} \cdot \mathbf{Au}_{z_2} = \\ &= \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z_2} & \theta_{y_2} & l_{x_{O_2}}^0 + x_2 \\ \theta_{z_2} & 1 & -\theta_{x_2} & l_{y_{O_2}}^0 + y_2 \\ -\theta_{y_2} & \theta_{x_2} & 1 & l_{z_{O_2}}^0 + z_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (10)$$

Тела (3) и (4): Телата (1) и (3), както и телата (1) и (4), образуват въртяща двойка. Матрицата на трансформация от ОКС в ЛКС_i ($i=3,4$) е от вида:

$$\mathbf{A}_i^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{At}_{O_i}^1 \cdot \mathbf{Au}_{x_i} =$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{xO_i}^l \\ 0 & 1 & -\theta_{x_i} & l_{yO_i}^l \\ 0 & \theta_{x_i} & 1 & l_{zO_i}^l \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, i=3,4 \quad (11)$$

Тела (5) и (6): Телата (5) и (3), както и телата (6) и (4), образуват сферична двойца. Матрицата на трансформация от ОКС в ЛКС_i, (*i*=5,6) е от вида:

$$\mathbf{A}_i^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_{i-2}^1 \cdot \mathbf{A}_{O_i}^{i-2} \cdot \mathbf{A}_{u_{x_i}} \cdot \mathbf{A}_{u_{y_i}} \cdot \mathbf{A}_{u_i} =$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z_i} & \theta_{y_i} & l_{xO_i}^{i-2} \\ \theta_{z_i} & 1 & -\theta_{x_i} & l_{yO_i}^{i-2} \\ -\theta_{y_i} & \theta_{x_i} & 1 & l_{zO_i}^{i-2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, i=5,6 \quad (12)$$

Тела (7) и (8): Телата (1) и (7), както и телата (1) и (8), образуват въртяща двойца. Матрицата на трансформация от ОКС в ЛКС_i, (*i*=7,8) е от вида:

$$\mathbf{A}_i^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_{O_i}^1 \cdot \mathbf{A}_{u_{x_i}} =$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{xO_i}^1 \\ 0 & 1 & -\theta_{x_i} & l_{yO_i}^1 \\ 0 & \theta_{x_i} & 1 & l_{zO_i}^1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, i=7,8 \quad (13)$$

Тела (9) и (10): Телата (1) и (9), както и телата (1) и (10), образуват въртяща двойца. Матрицата на трансформация от ОКС в ЛКС_i, (*i*=9,10) е от вида:

$$\mathbf{A}_i^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_{O_i}^1 \cdot \mathbf{A}_{u_{y_i}} =$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 0 & \theta_{y_i} & l_{xO_i}^1 \\ 0 & 1 & 0 & l_{yO_i}^1 \\ -\theta_{y_i} & 0 & 1 & l_{zO_i}^1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, i=9,10 \quad (14)$$

Тела (11), (12), (13), (14), (15): Тяло (1) и всяко от телата (11), (12), (13), (14), (15) образуват плъзгаща двойца. Матрицата на трансформация от ОКС в ЛКС_i, (*i*=11,12,...15) е от вида:

$$\mathbf{A}_i^0 = \mathbf{A}_1^0 \cdot \mathbf{A}_{O_i}^1 \cdot \mathbf{A}_i^1 =$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{xO_i}^1 \\ 0 & 1 & 0 & l_{yO_i}^1 \\ 0 & 0 & 1 & l_{zO_i}^1 + z_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, i=11,12,...15 \quad (15)$$

3. КООРДИНАТИ НА ЦЕНТЪР НА ИНЕРЦИЯ, НА ТЯЛО ОТ МЕХАНИЧНАТА СИСТЕМА, ПРОЕКТИРАНИ В ЛКС И В ОКС

Радиус-векторът $\mathbf{r}_{C_i}^0$ на центъра на инерция C_i на *i*-тото тяло от КМ, измерен в *i*-тата ЛКС, има вида [1]:

$$\mathbf{r}_{C_i}^0 = [l_{C_{x_i}} \quad l_{C_{y_i}} \quad l_{C_{z_i}} \quad 1]^T, i=1,2,...,15 \quad (16)$$

Радиус-векторът $\mathbf{R}_{C_i}^0$ на центъра на инерция C_i , проектиран в ОКС, е от вида:

$$\mathbf{R}_{C_i}^0 = \mathbf{A}_i^0 \cdot \mathbf{r}_{C_i}^0, i=1,2,...,15 \quad (17)$$

4. ВЕКТОР НА АБСОЛЮТНАТА ЛИНЕЙНА СКОРОСТ НА ЦЕНТЪРА НА ИНЕРЦИЯ НА ТЯЛО ОТ МС

Векторът на абсолютната линейна скорост $\mathbf{V}_{C_i}^0$ на центъра на инерция C_i на *i*-тото тяло от МС, проектиран в ОКС, има вида [1]:

$$\mathbf{V}_{C_i}^0 = [V_{C_{x_i}} \quad V_{C_{y_i}} \quad V_{C_{z_i}} \quad 0]^T, i=1,2,...,15 \quad (18)$$

Тъй като матрицата $\mathbf{A}_i^0$ е функция на обобщените координати, диференцирането на вектора $\mathbf{R}_{C_i}^0$ се представя с уравнение от вида [1]:

$$\mathbf{V}_{C_i}^0 = \frac{d\mathbf{R}_{C_i}^0}{dt} = \left[\sum_{k=1}^6 \left(\frac{\partial \mathbf{A}_i^0}{\partial q_k} \right) \cdot \dot{q}_k \right] \cdot \mathbf{r}_{C_i} =$$

$$= \left(\frac{\partial \mathbf{A}_i^0}{\partial x_i} \cdot \dot{x}_i + \frac{\partial \mathbf{A}_i^0}{\partial y_i} \cdot \dot{y}_i + \frac{\partial \mathbf{A}_i^0}{\partial z_i} \cdot \dot{z}_i + \right.$$

$$\left. + \frac{\partial \mathbf{A}_i^0}{\partial \theta_1} \cdot \dot{\theta}_1 + \frac{\partial \mathbf{A}_i^0}{\partial \theta_2} \cdot \dot{\theta}_2 + \frac{\partial \mathbf{A}_i^0}{\partial \theta_3} \cdot \dot{\theta}_3 \right) \cdot \mathbf{r}_{C_i},$$

$$i=1,2,...,15 \quad (19)$$

5. ВЕКТОР НА АБСОЛЮТНАТА ЪГЛОВА СКОРОСТ НА ТЯЛО ОТ МС

Векторът на абсолютната ъглова скорост $\mathbf{\Omega}_i^i$ на *i*-тото тяло от МС се изчислява с уравнение от вида [1]:

$$\mathbf{\Omega}_i^i = \mathbf{\Omega}_{z_i}^i + \mathbf{A}_{u_{z_i}}^T \cdot \mathbf{\Omega}_{y_i}^i + \mathbf{A}_{u_{z_i}}^T \cdot \mathbf{A}_{u_{y_i}}^T \cdot \mathbf{\Omega}_{x_i}^i, \quad (20)$$

$$i=1,2,...,15$$

Част от телата на механичната система са свързани последователно. Векторът на абсолютната ъглова скорост Ω_i^i на i -тото тяло от последователно свързаните i тела на механичната система, във функция на ъгловите скорости от завъртане на предходните последователно свързани тела и матрицата, се записва с израз [1]:

$$\begin{aligned} \Omega_i^i &= \Omega_{z_i}^i + A_{z_i}^T \cdot \Omega_{y_i}^i + A_{z_i}^T \cdot A_{y_i}^T \cdot \Omega_{x_i}^i + \\ &+ A_{z_i}^T \cdot A_{y_i}^T \cdot A_{x_i}^T \cdot \Omega_{i-1}^{i-1} + A_{z_i}^T \cdot A_{y_i}^T \cdot \\ &\cdot A_{x_i}^T \cdot A_{z_{i-1}}^T \cdot A_{y_{i-1}}^T \cdot A_{x_{i-1}}^T \cdot \Omega_{i-2}^{i-2} + \dots, \\ i &= 1, 2, \dots, 15 \end{aligned} \quad (21)$$

6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Създаден е кинематичен модел на лек електроавтомобил, дефиниран като механична система, съставена от 15 идеално твърди тела с 29 степени на свобода. За телата на механичната система са изведени векторите на абсолютните линейни скорости на центровете на инерция на телата и векторите на абсолютните ъглови скорости на телата. Тези формули се използват за изследване на общите пространствени трептения на лек електроавтомобил.

Литература

1. Ангелов И., „Матрична механика. Кинематика“, Авангард Прима, София, 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 „Доктор на

техническите науки“, Технически Университет, София, 2001.

3. Ангелов И., В. Бачев, В. Ахчийски, „Матрична кинематика на лек автомобил в тримерното пространство“, Българско списание за инженерно проектиране, брой 11, април 2012., стр.29-38, ISSN 1313-7530.

4. Ангелов, И., М. Георгиев, „Компютърно моделиране на кинематиката на твърдо тяло и системата от тела в пространството“, ТУ, София, 1997.

5. Бачев В., „Кинематика на двусосен автомобил с висока проходимост“, Journal of the Technical University – Sofia, Plovdiv branch, Bulgaria, “Fundamental Sciences and Applications” Vol. 20, 2014, ISSN 1310-8271 (приета за печат).

6. Славов В., „Кинематика в 3D пространството на механичен модул с цилиндрична и сферична става“, Българско списание за инженерно проектиране, брой 17, януари 2013, стр. 21-24.

7. Славов В., Ил. Ангелов, Д. Кожухаров, Ст. Читаков, „Кинематика в 3D пространството на съчленено транспортно средство с едноосно ремарке“, списание „Механика на машините“ № 63, 2005, стр. 13-16.

8. Славов В., „Механика в 3D пространството на транспортно-манипулационна вибрационна машина“, Докторска дисертация, ХТМУ–София, 2008.

9. Kunchev, L. Schematisation the study process of multibody road vehicle models describing ride comfort-Part II. Methods of matrix mechanics. International journal for science, technics and innovations for the industry Machines, technologies, materials, Year IX Issue 3/2015 ISSN 1313-0226, pp.7-25.

10. Shoemaker, Ken. Euler Angles Conversions. Graphics Gems IV. Academic Press.

KINEMATICS OF AN ELECTRIC CAR

Antoniya RAYDOVSKA

Department "Applied mechanics", University of Chemical Technology and Metallurgy - Sofia, Bulgaria

E-mail: antonia_raydovska@abv.bg

Abstract: This article presents a kinematic model of an electric car. The model includes 15 bodies which are either sources of vibrations or are subject to vibrations. It is assumed that the bodies are perfectly rigid. The kinematic model has 29 degrees of freedom. The vector of the summarised coordinates of the model has been presented. The transformation matrices from the reference coordinate system in the local coordinate system of the bodies has been presented. The coordinates of the inertia centre of every body from the kinematic model have been presented. The vector of the absolute linear velocity of the inertia centre of every body from the kinematic model and the vector of the absolute angular velocity of every body from the kinematic model have been defined. The presented kinematic magnitudes are used in the study of the vibrations of an electric car.

Keywords: Electric car, kinematic model, linear velocity, angular velocity.

АВТОМАТИЗИРАНО ПРОЕКТИРАНЕ НА ПРЕДЛОЖЕНИЕ ЗА НОВА КОНСТРУКЦИЯ НА ИЗПЛИТАЩИ СИСТЕМИ ЗА ПЛОСКОПЛЕТАЧЕН АВТОМАТ

ЧАСТ 1

КОНСТРУИРАНЕ НА ИЗПЛИТАЩ МЕХАНИЗЪМ СЪСТОЯЩ СЕ ОТ ПОВДИГАЩИ И СНЕМАЩИ КЛИНОВЕ ОФОРМЯЩИ ТРАЕКТОРИИТЕ НА ПЛЕТАЧНИТЕ ИГЛИ.

Росица МАНОЛОВА

катедра „Основа и технически средства за конструиране”, Технически университет - София, България
e-mail: rositza_manolova@tu-sofia.bg

Резюме: В представеният труд е предложена нова конструкция на изплитащ механизъм състоящ се от повдигащи и снемачи кленове оформящи траекториите на плетачните игли при плоскоплетачни автомати. Предложената конструкция е предназначена за работа с плетачни игли с три вида задвижващи пети, две от които пряко контактуват с конструираните клинове. Новата конструкция дава възможност за работа само с плетачни игли без добавяне на други спомагателни механизми. Това е приложено с цел да се намали амортизацията на машината и респективно разходите за нейната поддръжка. Конструкцията е разработена в среда на Solidworks, което дава отлични възможности, както за динамична визуализация, така и за последващи изследвания на натоварването между иглите и изплитащите системи в процеса на работа.

Ключови думи: плоскоплетачни автомати, трикотажна техника, изплитащи системи

1. УВОД

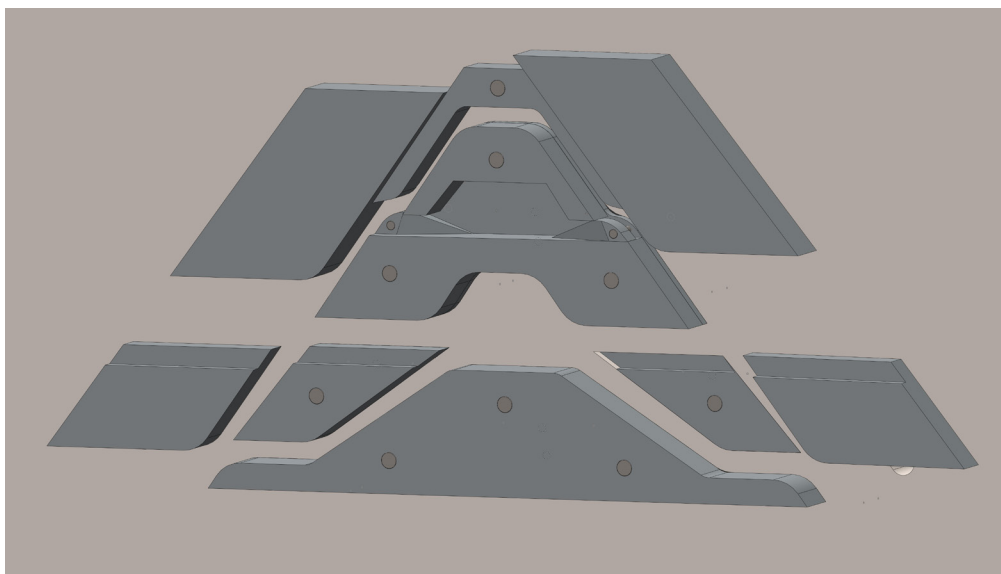
В глобален мащаб на пазара има широко разнообразие на плоскоплетачните машини, което води и до огромна вариабилност в основните механизми осъществяващи плетачния процес. Такива механизми са изплитащите системи състоящи се от повдигащи клинове, снемачи клинове и селекторен механизъм за подбор на иглите, също така и изтеглителен механизъм, механизъм за контрол на нишкодоставянето и др. Тези механизми при всяка фирма производителка на трикотажна техника са различни и строго обособени за конкретният тип или модел машина. Една от причините за това е взаимосвързаността на конструкциите им, като например, възелът иглено легло, игли и изплитащи системи, които са неразривно свързани и в пряка зависимост едно от друго. За да може да се осъществи процеса на бримкообразуване то конструкциите на тези три механизма трябва да бъдат акуратно съгласувани, като всеки един от тях е разработен за действие

само и единствено с определения тип механизъм. Това води до индивидуализация не само на машините произвеждани от различни фирми, но и дори на различните модели на една и съща компания, като по този начин става невъзможна каквато и да било взаимозаменяемост на механизми от отделните машини. [3,4,5,6]

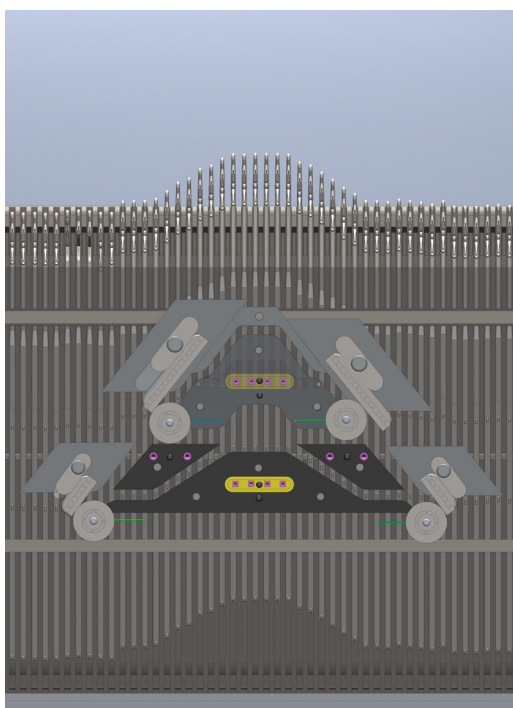
2. КОНСТРУКЦИЯ

2.1. Предпоставки.

Както вече се поясни конструкциите на игленото легло, иглите и изплитащите системи са свързани помежду си и респективно промени на конструкция при единият механизъм биха довели автоматично и до промени в конструкциите на другите два. [1,2] Предложената конструкция е разработена за игли с три вида пети [2], като практически изплитащият механизъм пряко контактува с две от тях. Поради тази причина формата и разположението на петите са в пряка връзка с формата и разположението на повдигащите и снемачи клинове.



фиг.1 Тримерен модел на пълната конструкция на изплитащият механизъм.

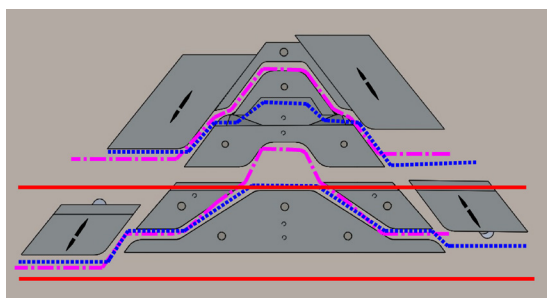


фиг.2 Реалистично тримерно изображение на възелът иглено легло, игли и изплитащ механизъм при траектория за плетене на примка.

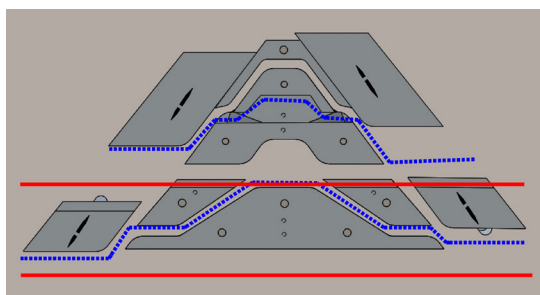
2.2 Предложение за нова конструкция на изплитащ механизъм.

Повдигащите и снемачи клинове са конструирани според предварителни изчисления на отделните зони образуващи закона за движение на плетачната игла за машина с клас но финост 3 gauge. Като профилите на повдигащите клинове и снемачите клинове са съобразени както с механичния така и с технологичния ъгъл на снемане и издигане за получаване на оптимално ниски натоварвания, както на иглите така и на изплитащите системи в процеса на бримкообразуване. [3]

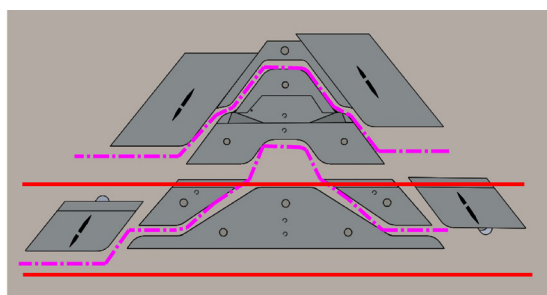
На фиг.1 е представен тримерен модел на пълната конструкция на изплитащият механизъм, от която може да се добие представа за формата и взаимното разположение на отделните елементи участващи в него. На фиг.2. е представено тримерно изображение на възелът иглено легло, игли и изплитащ механизъм. От него става видно разположението на иглите както спрямо изплитащият механизъм така и спрямо иглените канали на игленото легло, като кукичките на иглите издигнати от съответният повдигащ клин се разполагат по траектория повтаряща неговия профил, в конкретния случай траектория за изплитане на примка.



фиг.3 Траектории на иглата при бримка, примка и не плетяща игла.



фиг.5 Траектории на иглата при плетене на примка, приемаща игла при прехвърляне на бримка и не работеща игла.

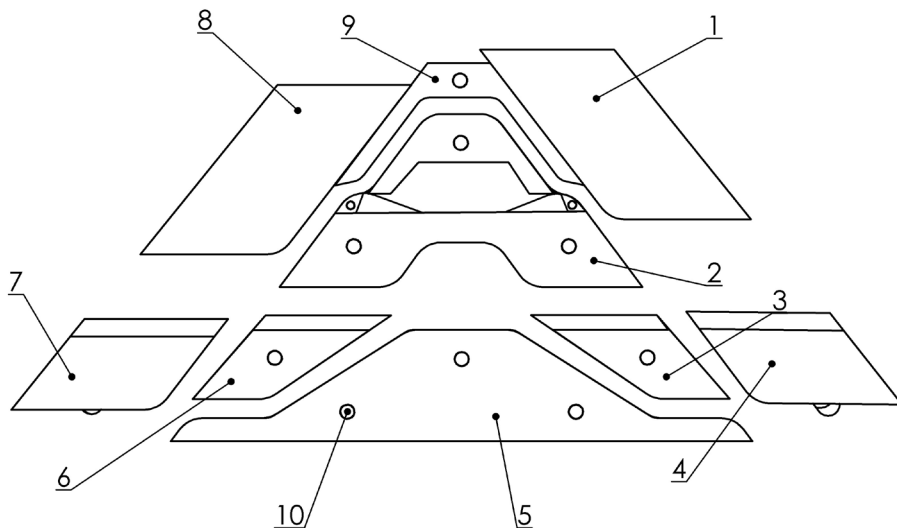


фиг.4 Траектории на иглата при плетене на бримка, предаваща игла при прехвърляне на бримка и не работеща игла.

На изображенията представени на фиг. 3, 4 и 5 са представени траекториите по които преминават петите на иглите спрямо повдигащите и семащи клинове за образуване съответно на бримка, примка, предаване на бримка, приемане на бримка или не плетяща игла, което дава възможност за покриване на изискванията за високи мострени възможности на съвременните плоскоплетачни машините от страна на фирмите производителки на трикотажни изделия.

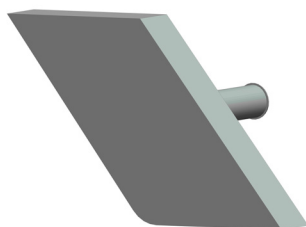
участващи в изплитания механизъм, като с номер 1 е означен левият семащ клин работещ при изплитане на бримка.

На фиг. 6 са представени отделните детайли



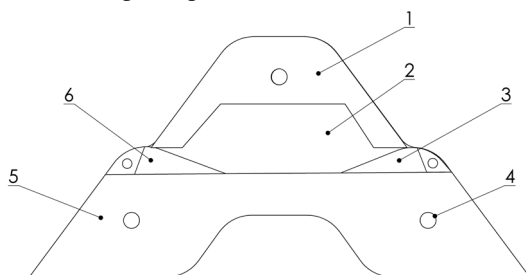
фиг.6 Детайли участващи в изплитаният механизъм.

На фиг.7 е показано и тридименсионно изображение на снемачия клин, като от него става видно, че освен плочата с профила на снемачия клин на гърба му има ос, която спомага за задвижването му. Въпреки че на фиг.6 този снемач клин е от дясната страна той практически е левият, тъй като при поставянето на изплитаният механизъм над иглите той се обръща и респективно детайлите сменят посоките си. Левият и десен снемач клин (поз.8) са напълно еднакви, но с огледален профил. Всичките 4 снемачи клинове номерирани с позиционни номера 1,4,7 и 8 извършват възвратно постъпателно движение в посоката оказана от стрелките на фиг.3,4 и 5.



фиг.7 Ляв снемач клин за образуване на бримка.

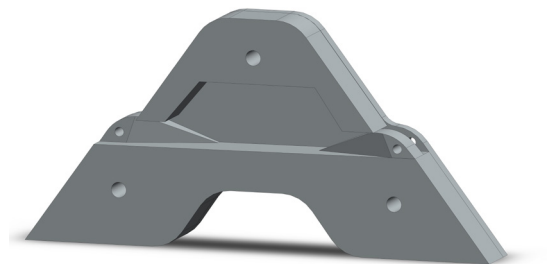
С позиция 2 е означена конструкцията на повдигащия клин издигащ иглите посредством късите им пети до позиция за образуване на бримка. Той представлява сглобена единица от 5 детайла и фиксиращи оси.



фиг.8 Детайли участващи в повдигащия клин за издигане до траектория за изплитане на бримка.

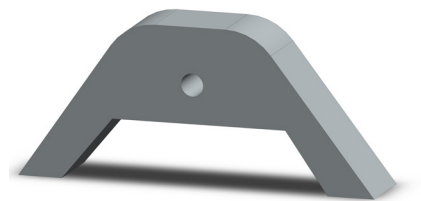
На фиг.8 с позиционни номера са посочени отделните детайли на сглобената единица на повдигащия клин, а на фиг.9 респективно е показано изображение в тримерен образ, като с позиционен номер 1 от фиг.8 и на фиг.10 е

показан профилът на горният повдигащ клин, който практически издига иглите до траектория за изплитане на бримка посредством късите пети на иглите.



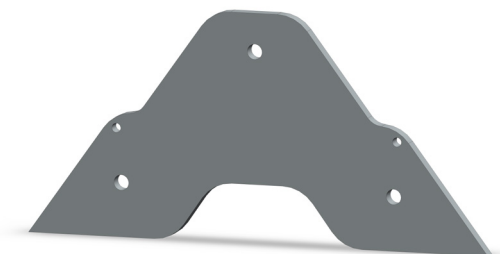
фиг.9 Повдигащ клин за издигане до траектория за изплитане на бримка.

Той е неподвижно свързан с плочата на повдигащия клин за издигане до траектория за изплитане на бримка позиционирана с номер 2.



фиг.10 Горен повдигащ клин

Плоча на повдигащия клин за издигане до траектория за изплитане на бримка е показана в тримерен образ на фиг.11. Тази плоча осигурява закрепването и задвижването на всички детайли свързани с нея, като контактува с пружини и електромагнит, който осигурява потъването на целият повдигащ клин в плочата на плетачната глава и по този начин го изключва и го извежда от траекторията на плетачните игли.



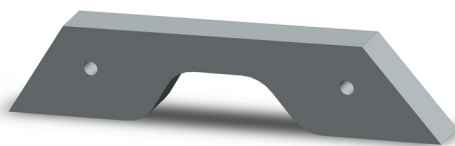
фиг.11 Плоча на повдигащия клин за издигане до траектория за изплитане на бримка.

С позиционен номер 3 на фиг.8 е означен междинен повдигащ клин, който освен общото потапяне в плочата на плетачната глава има и възможност за допълнително потапяне във самата конструкция на повдигачия клин до опиране в плочата представена на фиг.11 отново чрез електромагнити. Това потапяне е необходимо при едновременно плетене на структура състояща се от бримки и примки за да се освободи траекторията по която да преминат късите пети на иглите изплитащи примки и те да имат възможност да преминат през образувалия се канал между горният и долният повдигащ клин. На представеното изображение на фиг.9 двата междинни повдигащи клина са поставени в различни позиции, единият е изключен и гърбът му опира в плочата, а другият е включен и е разположен на нивото на другите. На фиг.12 е представен модел на междинния повдигащ клин.



фиг.12 Междинен повдигащ клин.

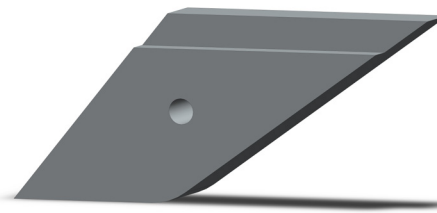
Долният повдигащ клин означен на фиг.8 с позиционен номер 5 практически издига иглите посредством късите им пети до траектория за изплитане на примка, както стана ясно вече той функционира при плетене на структури състоящи се от бримки и примки. Неговият модел е представен на фиг. 13.



фиг.13 Долен повдигащ клин.

На фиг.6 с позиционен номер 6 е показан десният стъпален спомагателен снемач клин за образуване на примка, неговото предназначение е да подсигури проследяването на профила на повдигачия клин за изплитане на примка като работи с високите пети на иглите. Десният и левият снемач клин означен с позиция 3 са с напълно еднакви, но огледални профили. Те също имат възможност за потапяне в плочата на

плетачната глава и осигуряване на плавна траектория на плетачните игли при изплитане на бримка. Тримерното изображение на десният снемач клин е представено на фиг.14.



фиг.14 Десен стъпален спомагателен снемач клин за образуване на примка.

Всички снемачи клинове за образуване на примка, както спомагателните, така и основните са проектирани със стъпален профил, което е уникално за този тип конструкция. Това е необходимо за да може да се подсигури траекторията на не плетящите игли, като практически късите пети преминават под ниската част на профила и не взаимодействат със снемачите клинове.

На фиг.15 е показан модел на десен стъпален основен снемач клин за образуване на примка.

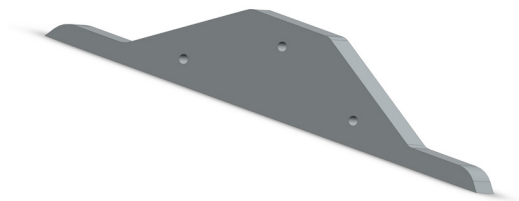


фиг.15 Десен стъпален основен снемач клин за образуване на примка.

Той осъществява главната функция при снемането и определянето на дълбочината на примката. Този снемач клин също като спомагателният работи с високите пети на иглите. Снемачщите клинове с позиционни номера 1, 4, 7 и 8 се задвижват самостоятелно от стъпкови мотори, което позволява голяма вариабилност в гъстините на изделието, както при отделните структури така и в различните посоки на плетене. Както при спомагателния снемач клин така и при основния левият и десният снемач клин са с идентичен, но огледален профил който да

подсигурява снемането на иглите и в двете посоки на плетачната глава.

Отново на фиг.8, но този път с позиция 5 е означен повдигащият клин за изплитане на примка. Той работи с високите пети на иглите като ги издига до траектория за изплитане на примка. Моделът на тази конструкция е представен на фиг.16.

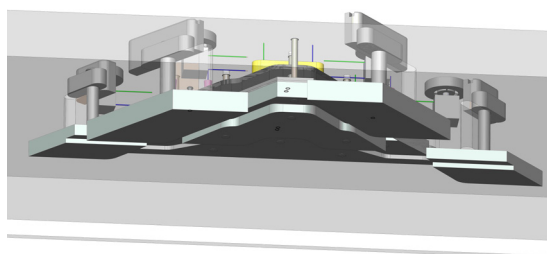


фиг.16 Повдигащ клин за издигане до траектория за изплитане на примка.

Този повдигащ клин също както повдигащият клин за изплитане на бримка има 2 възможни позиции включен и изключен, като изключването му отново се осъществява, чрез електромагнити които го потапят в плетачната глава.

С последния позиционен номер 10 е означена ос, като целта на тези оси е да фиксират и направляват повдигащите клинове при тяхното включване и изключване.

На последната фиг. 17 е представена конструкцията на изплитащият механизъм в изглед отгоре, като в това изображение са показани също така и плочата на плетачната глава, която е полупрозрачна и позволява да се видят и част от задвижващите механизми на отделните повдигащи и снемачи клинове. От тази фигура също така ясно се вижда разликата в дебелината и разположението на повдигащите и снемачи клинове при образуване на траекториите за образуване на бримка или примка.



фиг.17 Плетачна глава с изплитащ механизъм.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложената конструкция е проектирана съобразно изискванията на съвременните за плоскоплетачни автомати, като същевременно профилите на повдигащите и снемачи клинове са съобразени и с технологичните и механични ъгли на снемане и издигане образуващи закона за движение на плетачната игла, така че да се постигнат възможно най-ниски ударни натоварвания при работа на машината. Конструирания изплитащ механизъм е предназначен за игли с 3 вида двигателни пети два от които пряко контактуват с него. [2]

Поради факта че изплитащият механизъм работи с игли с два вида пети на различна височина, то конструираните повдигащи и снемачи клинове са разделени на две отделни части с различна височина, което е новост при плоскоплетачните автомати.

Профилите на снемачите клинове предназначени за изплитане на примка са конструирани на две нива, което прави конструкцията уникална и дава възможност за работа на изплитащият механизъм с игли с високи и ниски пети като запази мострени си възможности.

Така конструираният изплитащ механизъм може да бъде успешно приложен, както при машини работещи с едно иглено легло, така и с плоскоплетачни автомати съоръжени с две иглени легла, като по този начин се увеличават мострените възможности, защото може да се използва прехвърлянето на бримки от предно на задно иглено легло.

Литература

1. **Манолова Р.** "Автоматизирано проектиране на предложение за нова конструкция на иглено легло за плоскоплетачен автомат" БСИП, бр.32/2017г. стр. 35-40.
2. **Манолова Р.** "Автоматизирано проектиране на предложение за нова конструкция на езичкова игла за плоскоплетачен автомат" БСИП, бр.32/2017г. стр. 29-33.
3. **Стоилов Т.** „Машини и процеси в трикотажното производство“. София: издателство на Технически университет - София, 2008.

4. **H. STOLL GMBH & CO. KG.** „Flat knitting machine having a needle selector device.” GERMANY: Patent – US 4 686 839, 1987.

5. **SHIMA SEIKI MFG. LTD.** „SES 122RT Product manual.” Japan: Osaka , 2005.

6. **SHIMA SEIKI MFG. LTD.** „Flat knitting machine having variable rate-changing mechanism.” 85 Sakata Wakayama Japan: Patent – US 7 155 941 B2, 2007.

AUTOMATED DESIGN OF PROPOSAL FOR NEW CONSTRUCTION CAM SYSTEMES FOR FLAT KNITTING AUTOMATIC MACHINE

PART 1

CONSTRUCTION OF A KNITTING MECHANISM, PROVIDING RAISING AND TAKE DOWN CAMS THAT MODELING OF TRAJECTORY OF KNITTING NEEDLES.

Rositza MANOLOVA

Fundamentals and technical means for design department, Technical University-Sofia, Bulgaria

e-mail: rositza_manolova@tu-sofia.bg

Abstract: In the present work a new construction of a knitting mechanism is proposed, consisting of rising and take down cam forming the trajectories of knitting needles in flat knitting machines. The proposed construction is designed to work with knitting needles with three types of butts, two of which directly contact the designed cams. The new construction allows work with knitting needles only without the addition of other auxiliary mechanisms. This is applied in order to reduce the machine's depreciation and, respectively, the cost of its maintenance. The design has been developed in a Solidworks environment, which provides excellent opportunities for both dynamic visualization and subsequent load studies between needles and plumbing systems in the workflow.

Keywords: Flat knitting machines, knitwear, cam systems

ИНЖЕНЕРНИ РЕШЕНИЯ НА СЪПАЛА ПРИ МОБИЛНИ РОБОТИ АНАЛОЗИ НА ГУЩЕРИ. МОДЕЛИРАНЕ НА АКТИВНО-ПАСИВНО ЗАДВИЖВАНО СЪПАЛО ЧАСТ ОТ РОБОТ АНАЛОГ НА ГУЩЕР

Борис ПЕТРОВ

катедра „Автоматизация на дискретното производство“, Технически Университет - София, България
e-mail: boris.p.petrov@mail.bg

Резюме: Настоящата статия дава кратък обзор на известни инженерни решения при разработването на съпала при роботи аналози на гущери. Предложено е решение на съпало, което да бъде интегрирано в робот аналог на гущер тип Варан, с три пръста, задвижвани посредством механизми включващи както пасивни, така и активни степени на свобода. Направена е връзка на съпалото с подбедрицата посредством става от сферичен тип. Представени са схеми на задвижване, контактни и работни зони, методи за изчисляване на еластичните елементи.

Ключови думи: структура, съпало, мобилен, робот, гущер, аналог;

1. УВОД

В мобилната роботика все по застъпено е копирането на биологичните образци пред използването на колесни системи. Това е поради несъмненото предимство на биологичните индивиди що се отнася до приспособимост към терени, възможност за преодоляване на препятствия и маневреност. От особен интерес и значение при разработването на крачещите роботи е изборът на структура на съпало, тъй като до голяма степен от него се определят възможностите за адаптивност към терена и стабилността при ходене. Изследвайки биологичните оригинали учения А. Вирджиния, А. Манзано, М. Тули и А. Херел, опитно доказват, че силите на захващане при три вида гущери, включително представител на семейство Гекони, достигат до 1.6N, което позволява на гущерите да се захващат за цилиндрични обекти, като клони и да се придвижват успешно по тях[3]



фиг.1 Захващане при цилиндрични детайли на биологични оригинали: *Anolis equestris*, *Gekko gekko* и *Pogona vitticeps* [3]

При изследването на мускулните активности при ходене на гущер: *Sceloporus clarki* пък е установено, че в подбедрицата има три мускула,

като два от тях директно отговарят за свиването на ходилото.[2]

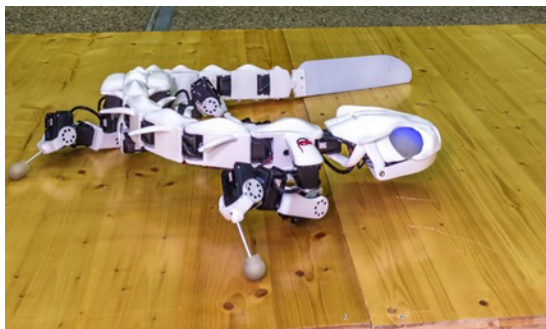
Известно е че контактното взаимодействие между две твърди тела, в случая съпало на крак и повърхнина(равнината), по която се движи робот може да бъде точков(една или няколко точки), линей (една и/или няколко линии) и равнинен (повърхнинен). Прецизирането на този проблем има съществено значение, тъй като при фаза на движение – стъпил крак и преместване на тялото, този контакт поема тежестта на робота, определя многогълниците на стабилност и отчита реакциите на опорите.

2. СЪЩЕСТВУВАЩИ ИНЖЕНЕРНИ РЕШЕНИЯ НА СЪПАЛА ПРИ РОБОТИ АНАЛОЗИ НА ГУЩЕРИ

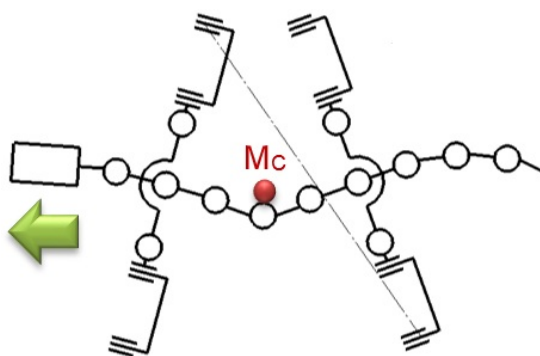
2.1 Точков контакт

Една от последните разработки в областта Роботи гущери е на инженери от Швейцарският федерален и технологичен институт в Лозана и се казва “PlueroBot”[4]. Разработката е стъпила на солиден анализ на движенията на биологичния образец, като основен акцент е активно задвижваният гръбначен стълб, съставен от отделни прешляни. За съпалото е потърсено решение с точков контакт. Недостатъкът на използването на структури на съпало с точков контакт е, че многогълниците на стабилност стават линии. По-горното обуславя много трудно постигане на стабилност при движение, тъй като

масовият център на робота непрекъснато мени позицията си. Съответно "Pluerobot" е принуден да „влачи“ тазовият си пояс и опакшката, за да може да постига стабилност при ходене (фиг.2.)



фиг.2 Pluerobot по време на ходене [4]



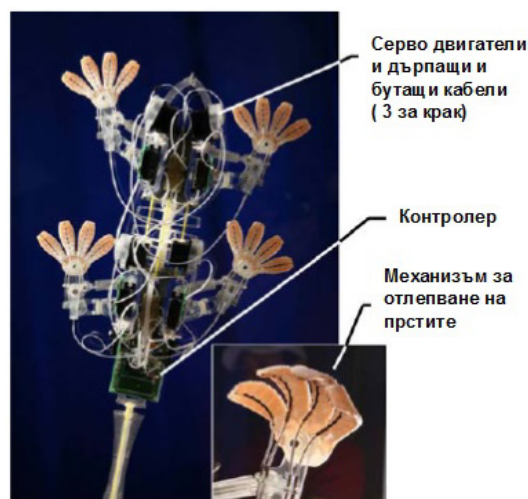
фиг.3 Многогълник на стабилност при точков контакт: Стъпало - Пoвърхност

На фиг.3. е изобразен „многогълникът“ на стабилност, който в случая е линия, тъй като имаме два стъпили крака на земята (преден десен и заден ляв) и два във въздуха (преден ляв и заден десен). Както ясно се вижда в случаят на придвижване на робота в посока напред, масовият център на тежест на цялата система е извън линията на стабилност. В случаят на конкретната разработка, тялото на робота или е в контакт със повърхността или е много близко до нея и тази загуба на устойчивост не е фатална. При робот, чието тяло е на по-голямо разстояние от земната повърхност, при подобен точков сценарий, бихме наблюдавали накланяне на робота напред или при по-бавна работа на

двигателите дори колизия на главата с повърхността, по която ходи.

2.2 Равнинен контакт

Що се отнася до равнинен контакт между стъпало и повърхност на придвижване, един от най-добрите примери е разработката "Stickybot", създадена от учени, част от Станфордския университет. Възможностите на робота са ограничени до придвижване и катерене по гладки повърхности (стъкло, пластмаса, керамични керемиди) използвайки насочена адхезия в стъпалата. Дизайнът на стъпалото е в основата на успехът на разработката и възможността ѝ да се придвижва абсолютно свободно по вертикални гладки повърхности, достигайки скорости до 4cm/c.



фиг.4 „Stickybot“ [1]

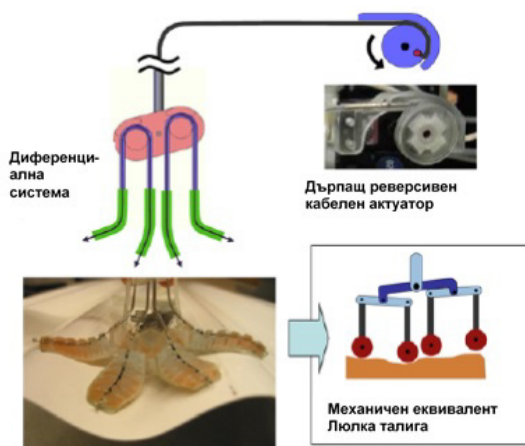
Целият робот има 12 серво мотора, като 4 от тях отговарят директно за движенията в стъпалата (по един мотор на стъпало). Ходилото на StickyBot се състои от четири отделни пръста, покрити с два пласта полиуретан, които покриват в сандвич тънък слой полиестър. Този слой се стъгва лесно, но е относително неразтегаем, заради това разпределя напреженията на срязване по повърхността на стъпалото, за да се избегнат концентрации на напрежения и последващо отлепяне в средните региони на пръстите. Огъването на пръстите им позволява да се приспособяват към гладки, криви повърхности(с

радиус над 5 см.) и се отлепят обратно в движение, приблизително както при геконите се наблюдава хиперекстензия (разтягане) на пръстите, което да облекчи отлепянето. Действието се постига, като се използва сервомотор свързан с натискащи и дърпащи кабели, сложени в макари свързани с механизъм на талига-люлка, намиращ се в стъпалото (фиг.5 и фиг.6).



фиг.5 Схема на пръста на "StickyBot" в разрез[1]

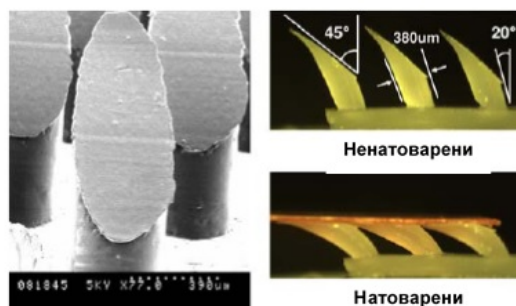
Механизмът талига-люлка олеснява закачането по неравни терени и разпределя контактните сили по равно между четирите пръста (фиг.6)



фиг.6 Двустепенна диференциална система, задвижвана от единичен натисково-опънов актуатор.[1]

Самата адхезия се осъществява, чрез множество малки „косъмчета“ със специфична

форма, чиито размери са 380µm диаметър в основата си. Основния ъгъл (основа на косъма – основа на стъпалото) е 20°, докато ъгълът при заостреният край е 45° (фиг.7)

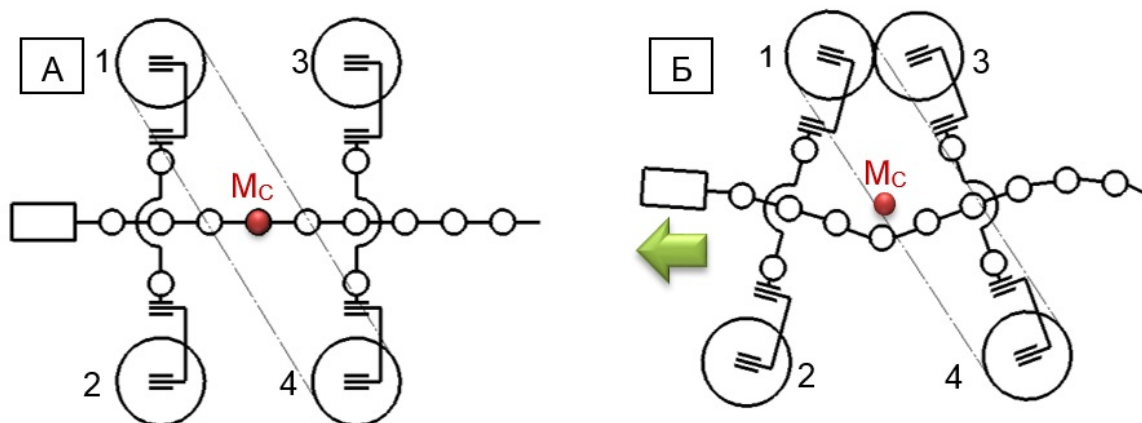


фиг.7 Вид и разположение на структурата на стъпалото в контактната област[1]

Проектът "StickyBot", въпреки голямото си активно стъпало е ориентиран почти изцяло към катерене по вертикални повърхности, където се справя успешно. При ходене по хоризонтални при него наблюдаваме същото „влачене“ на тялото по повърхността на придвижване, както при Pluerobot. Това го ограничава значително, при преодоляването на препятствия

3. МОДЕЛИРАНЕ НА АКТИВНО-ПАСИВНО ЗАДВИЖВАНО СЪПАЛО

На база на направеният анализ както на биологичния образец, така си на инженерните решения в областта е потърсена структура на стъпало, която да може да бъде интегрирана в крак на робот аналог на гуцер тип Варан, с гъвкав гръбначен стълб и опашка. Особеностите при Вараните са изправената походка(тяло през цялото време във въздуха) с рядко засичано „влачене“ на опашката в самият ѝ край. Това предполага търсене на по-големи многоъгълници на стабилност и избягване на точковият контакт като, поради сложността от постигане на динамично уравновесяване на робот с голям брой степени на свобода в тялото. Размера на структурата и контактната площ трябва да се съобразят и определят от структурата на целият робот, така че при движение масовият му център винаги да попада в многоъгълниците на стабилност (фиг.7).



фиг.7 Робот аналог на гушер Варан – промяна позицията на масовият център при походка с 2 вдигнати и 2 стъпили крака. А)Повдигане крака 2 и 3 Б) Преместване крака 2 и 3 в посоката на движение.

3.1 Структура на стъпалото

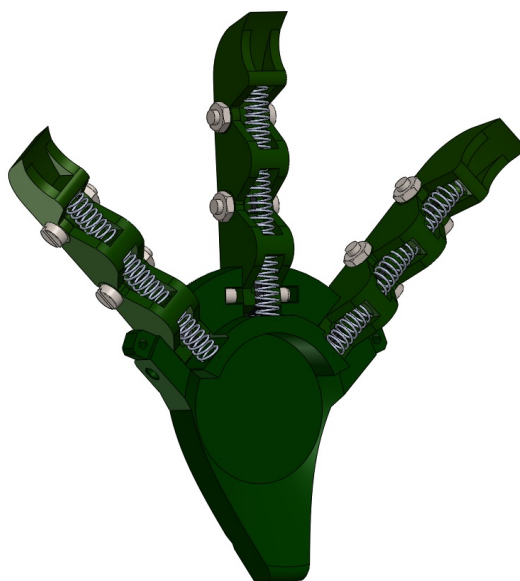
Стъпалото е избрано със структура, която да удовлетворява описаните по-горе изисквания за многоъгълници на стабилност на Робот аналог на гушер „L3”. Стъпалото се състои от 10 основни и 33 спомагателни елемента:

- Основна – 1 брой;
- Фаланги – 9 броя;
- Щифтове – 3 броя;
- Болтове – 6 броя;
- Гайки – 6 броя;
- Еластични елементи (пружини) – 9 броя;
- Макари – 9 броя;

Като за материал за основните елементи е предвиден полимер тип ABS PC, поради две основни причини:

- Възможността за лесна изработка със съвременните технологии FDM (Fused Deposition modeling) и прототипиращите триизмерни машини, които значително увеличават опциите за реализиране на детайли с изключително сложен дизайн и форма.

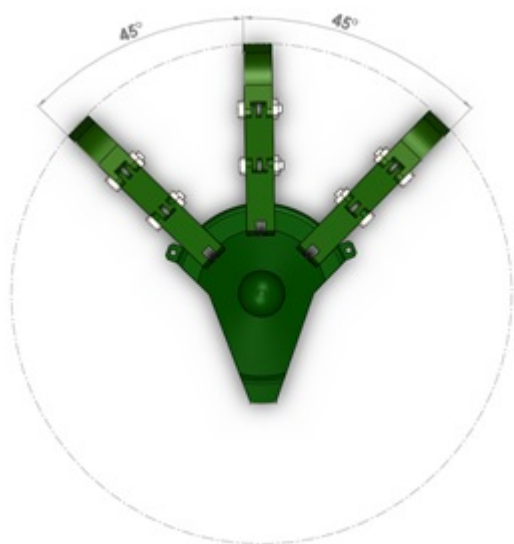
- Комбинация между лекота и достатъчна здравина необходими за целите на работата. Всички останали спомагателни елементи са стандартизирани крепежни елементи. На **фиг.8** може да се види в най-общ вид структурата на стъпало от „долната“ ѝ страна.



фиг.8 Стъпало изглед от страната на контакт с повърхността за ходене.

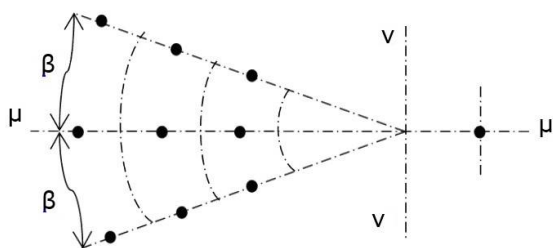
Ъгловото разположение на пръстите е съобразено с формиране на границите на теоретичния опорен четириъгълник. Съображенията да се използват три пръста вместо пет и всеки да е с три степени на свобода, вместо четири, произтича от, това че ще бъде използван само един двигател за задвижване на всички

пръсти, и прекаленото увеличаване на пасивните може да доведе до негативни резултати като – трудно управление, непредвидени движения, невъзможност за ефективен контрол при стъпване, както и нестабилност.



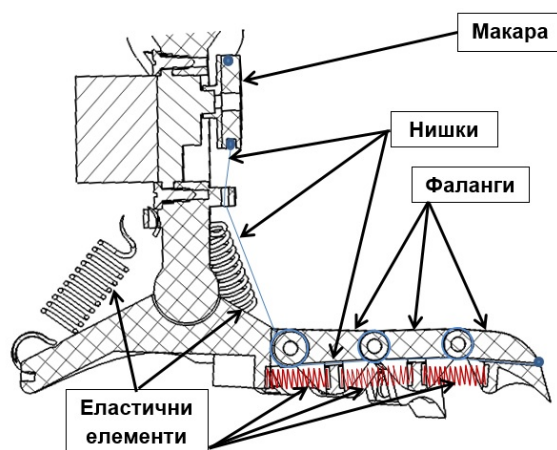
фиг.9 Ъглово разположение на пръстите. Вписване на стъпалото в опорният многоъгълник на стабилност.

В зависимост от различните терени при стъпване ще се наблюдават различни конфигурации на контакт между повърхностите и стъпалото. При абсолютно гладка равнина, без наличието на външни сили освен еластичните сили в пружините, които държат пръстите в стандартно изправено състояние, ще имаме точкови или линейни контакти в областите маркирани с черно на фиг.10.



фиг.10 Контактни области (черни точки), при контакт между право стъпало и гладка права равнина.

Активното задвижване при показаната структура идва от инсталиран в подбедрицата серво мотор, към който е прикрепена макара, за която за захванати три неразтегливи нишки с крайна дължина. Нишките посредством система от макари преминават през всички фаланги на пръстите, а краищата им се фиксират за крайната фаланга. Идеята на тази конструкция е при работа на мотора нишката да „съкращава“ дължината си (да се навива около макарата), като по този начин пръстите ще се свият. При обратна посока на движение на двигателят нишките ще се „отпускат“ и под действие на еластичните елементи, свитите пръсти ще се изправят.



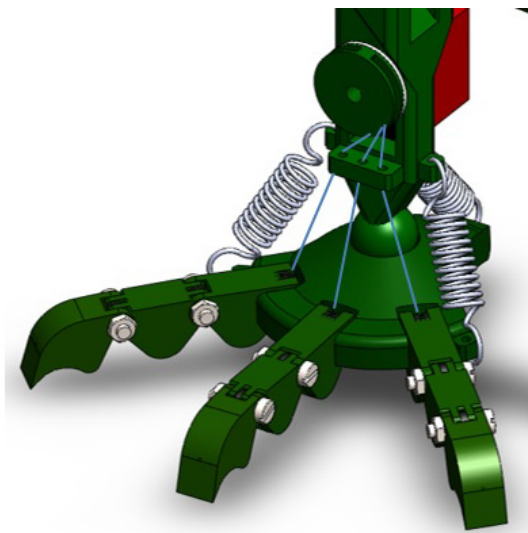
фиг.11 Елементи изграждащи стъпалото – Разрез на пръст и връзка с подбедрицата.

Това, което може да се види на фиг.11 е освен конфигурацията на описаният по-горе метод на работа на активно пасивното задвижване на пръстите, то и връзката на подбедрицата с основата на стъпалото. Използваното решение тук е така наречената сферична става. Тя позволява три ротации в пространството, като по този начин може да направи кракът, както доста гъвкав от гледна точка на адаптивност, така и да го компрометира от гледна точка на стабилност при неправилно подбрани ограничения. В случаят като ограничители на движението подбедрица – основа на стъпало имаме:

- Три опъновни пружини, разположени приблизително на 120° , една от друга.
- Нишките, задвижващи фалангите, също така играят роля и при движенията на стъпалото

спрямо подбедрицата – предизвикващи сили на опън в самите нишки и съответно натиск между двата компонента. При тези сили се намаляват и опциите за завъртане на бедрото спрямо подбедрицата в равнината на стъпване.

Опъновите пружини са инсталирани в напрегнато състояние, за да могат да държат стъпалото по-плътнo към подбедрицата, поради липсата на каквато и да е друга механична връзка. Освен това в напрегнатото си състояние, те също допълнително ограничават свободните движения на ротация в която и да е от осите на въртене в сферичната става, като по-този начин и намаляват нестабилността на конструкцията.

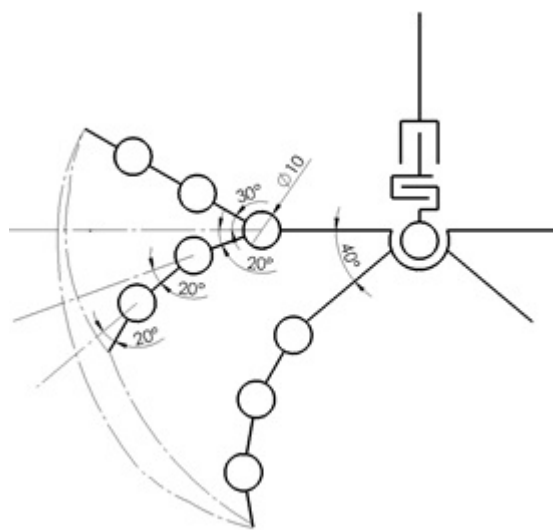


фиг.12 Връзка между стъпало и подбедрица. Общ изглед на стъпалото.

От кинематична гледна точка стъпалото разполага с общо 12 степени на свобода (ако бройм и трите ротации в сферичната става).

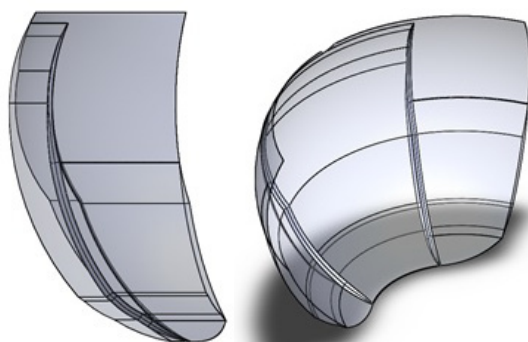
3.2 Работна зона на стъпалото

При поглед от страни кинематичната схема на стъпалото може да бъде видяна на **фиг.13.**, заедно с работната зона, описана от точка на средният пръст на структурата в крайните му положения.



фиг.13 Двумерна работна зона на средният пръст на стъпалото.

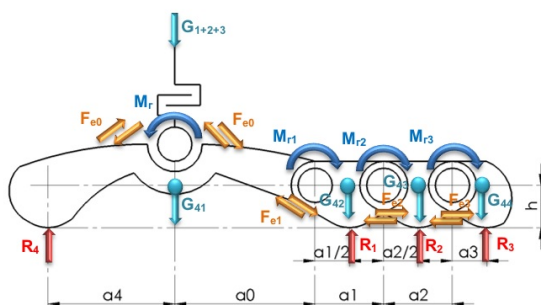
Триизмерната работна зона добавя и ротациите около сферичната става, изобразени до нейните крайни положения **фиг.14.**



фиг.14 Триизмерна работна зона на средният пръст на стъпалото.

3.3 Определяне на характеристики на еластичните компоненти

Една от най-сложните задачи за решаване при така проектираното стъпало е определяне на характеристики на еластичните елемент така че да удовлетворят изискванията към структурата. За целта е необходимо да се вземат под внимание всички сили действащи върху стъпалото и отделните му компоненти.



фиг.15 Триизмерна работна зона на средният пръст на стъпалото.

Може да се подходи по различни начини в зависимост кое е най-важно за функционалността на конструкцията – да се изчисли какъв трябва да е моментът на актуаторът и в следствие да бъдат съобразени характеристики на еластичните елемент спрямо него или обратното. В конкретният случай е търсено пръстът да бъде изправен при неактивен актуатор. Всяка пружина би трябвало да може да противодържа формирайки момент в ставата поне със същата величина като момента формиран от силата на тежестта на звено(звената) преди съответната става. Т.е. ако се върне на фиг.15., силата F_{e3} и момента създаден от нея M_{e3} , трябва да бъдат по-големи или равни от моментът създаден от силата G_{44} . От там аналогични за всички пружинни сили ще имаме подобни зависимости, добавяйки моменти от всяко предходно звено, което тежи на съответната става. След изравняването на моментите, ще имаме нужната величина за сила в еластичните елементи, от където можем да определим и техните покупни характеристики – Коравина, в следствие на отношението между Коравина, сила на еластичност и деформация в следствие на външна сила.

5.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящата статия е направено обобщен анализ показващ предимствата и недостатъците на различните решения на структури на стъпала при работи аналози на гущери. Точковият контакт е предпочитан в структурите, където не се търси статична стабилност и при близки до земята и влачеши се тела на работи аналози на гущери. Представена е разработка на структура на робот, чието тяло е на разстояние от земята и целта му е да се движи стабилно имайки и статична стабилност. Направен е теоритичен анализ и е синтезирана структура на стъпало посредством специализиран софтуер за проектиране, даваща адаптивност при ходене по неравни терени, но и съответно стабилност при ходене запазвайки масовият център на робота в многоъгълниците на стабилност. Теоритично и аналитично, могат да бъдат изчислени характеристиките на еластичните елементи и баланса им от активният двигател. Предстоящите емпрични тестове на структурата, могат да потвърдят дали работата ни до момента е в правилна посока.

Литература

- 1.S. Kim, M. Spenko, S. Trujillo, B. Heyneman, D. Santos, M. R. Cutkosky, Smooth Vertical Surface Climbing With Directional Adhesion, Center For Design Research, Stanford University, Stanford, CA 94305-2232, USA
- 2.Stephen M. Reill. Quantitative electromyography and muscle function of the hind limb during quadrupedal running in the lizard *Sceloporus clarki*. Department of Biological Sciences, Ohio University, Athens, Ohio 45701, USA. Received: 1.8. 1994; revised version: 14. 12. 1994; accepted: 30.5. 1995
- 3.Virginia, A. Manzano, A. Tully, M. Herrel, A. The Tendinous Patterns in the Palmar Surface of the Lizard Manus: Functional Consequences for Grasping Ability.
- 4.<http://biorob.epfl.ch/pleurobot> [Посетен–2016]

**ENGINEERING STRUCTURES OF FOOTS INTEGRATED INTO LIZARD
LIKE MOBILE ROBOTS. MODELING OF COMBINED ACTIVE-PASSIVE
STRUCTURE OF FOOT PART INTEGRATED INTO LIZARD LIKE ROBOT**

Boris PETROV

department 'Automation of discrete production' Technical University of Sofia, Bulgaria

e-mail: boris.p.petrov@mail.bg

Abstract: Current article is presenting resume of developed engineering solutions in the area of development of foos for lizard like robots. It has been developed structure of foot with system of active and passive degrees of freedom, intended to be integrated into Lizard like robot analogue of Komodo Dragon. Connection between the lower leg and the foot base is solved through sphere joint type. There are schemes of movement, contact and working zones, methods for calculation of the elastic element characteristics.

Keywords: structure, foot, mobile, robot, lizard, analogue;

КОНСТРУКТИВНИ АСПЕКТИ ПРИ ВЛАГАНЕТО НА МОДУЛИ ЗА КИНЕТИЧНО РЕКУПЕРИРАНЕ В ПОТЕНЦИАЛНО ОГРАНИЧЕНИ СИСТЕМИ

Лъчезар КОЧЕВ

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

e-mail: lkochev@tu-sofia.bg

Резюме: В настоящата работа се разглеждат конструктивните проблеми при усъвършенстване на съществуващи подемни съоръжения чрез окомплектоване с КАЕ и модули за хибридна рекуперация. Обсъдени основните концепции, позволяващи принципно достъпни и практически приложими решения.

Ключови думи: подемни съоръжения, КАЕ, рекуперирание на енергия, хидравлични системи.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Предложените в предходната част принципни решения и изложенияте заключителни бележки констатираят, че подобни перспективни енергоспестяващи структури е по-правилно да се разработват като завършена конфигурация, осигуряващи гарантирано основната функционалност и комплексна ефективност. При това следва да се отчитат редица ограничения и предписания, свързани с нормативни, архитектурни, строителни и други разпоредби, и естествените принципи на габаритно-масова оптимизация.

Тези проблеми са още по-съществени при преработването на съществуващи асансьори за работа с КАЕ, доколкото са свързани с размерно-точностни корекции на кинематичната верига и по рамно-корпусната част, евентуално и неудобства и затруднения при монтажа. Следва да се имат пред вид и конкретните инфраструктурни особености на строителната конструкция и съответно възможностите за модифицирането ѝ. При повдигачите, особено за обслужване на складови стопанства, тези аспекти са дори в по-голяма сила, като освен това се добавят и изискванията за динамика на товарооборота и маневреност на транспортното средство в ограничено пространство.

Ето защо разгледаните варианти са концепция за енергийно рекуперирание в перспективен план, но не и като сравнително прост и леснопостижим начин за подобряване и повишаване на енергийната ефективност на наличните подемно-транспортни съоръжения (по аналог със санирането на съществуващи сгради).

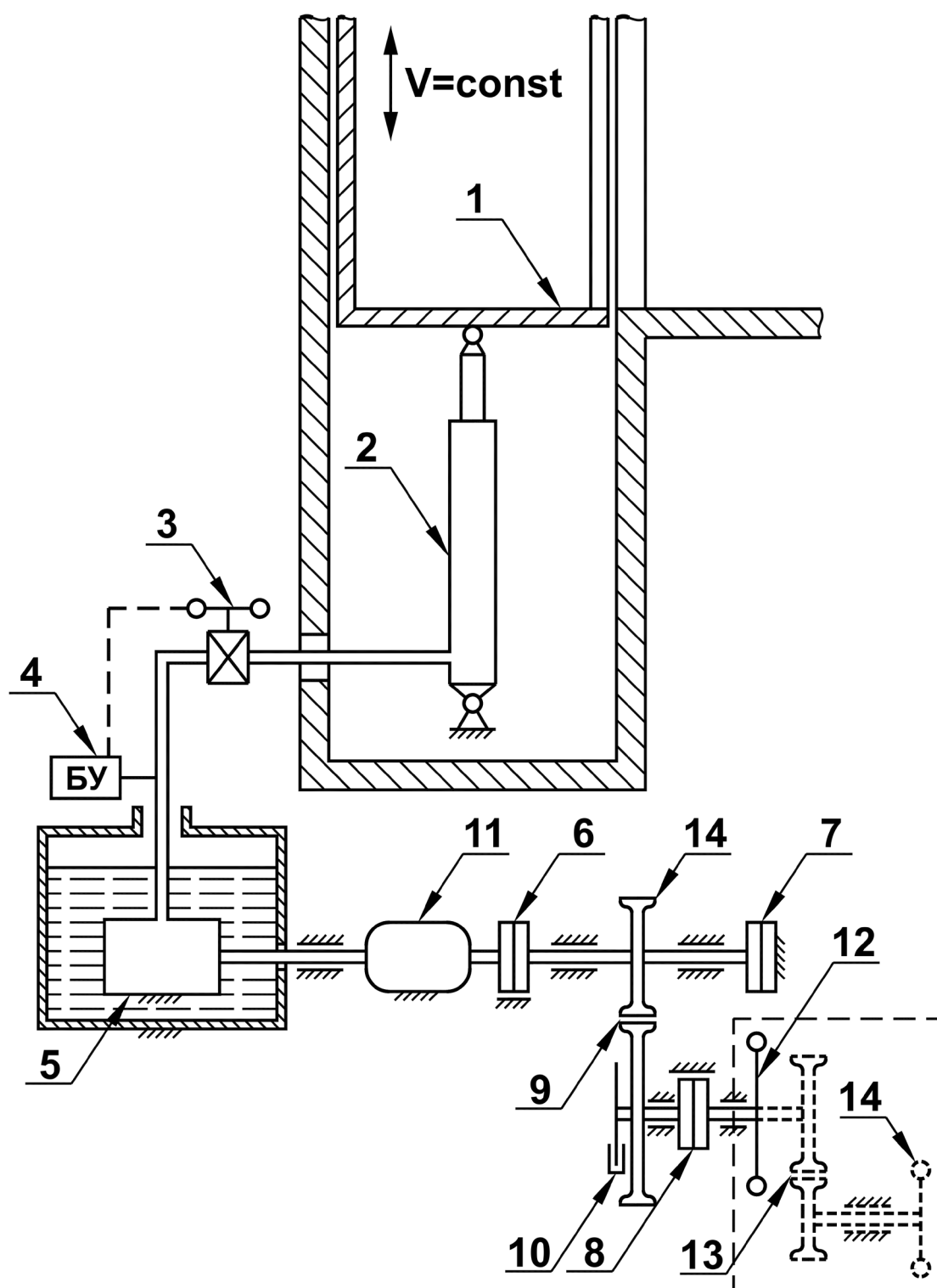
В този смисъл е от значение, на база изложените принципи, да се разработят концептуални решения за модифициране на съществуващи конструкции, без влияние върху тяхната основна функционалност и съответно ефективна работа в конвенционален режим.

2. ПРИНЦИПНИ КОНСТРУКТИВНИ РЕШЕНИЯ ЗА ОБОРУДВАНЕ НА ПОДЕМНИ СЪОРЪЖЕНИЯ С КАЕ

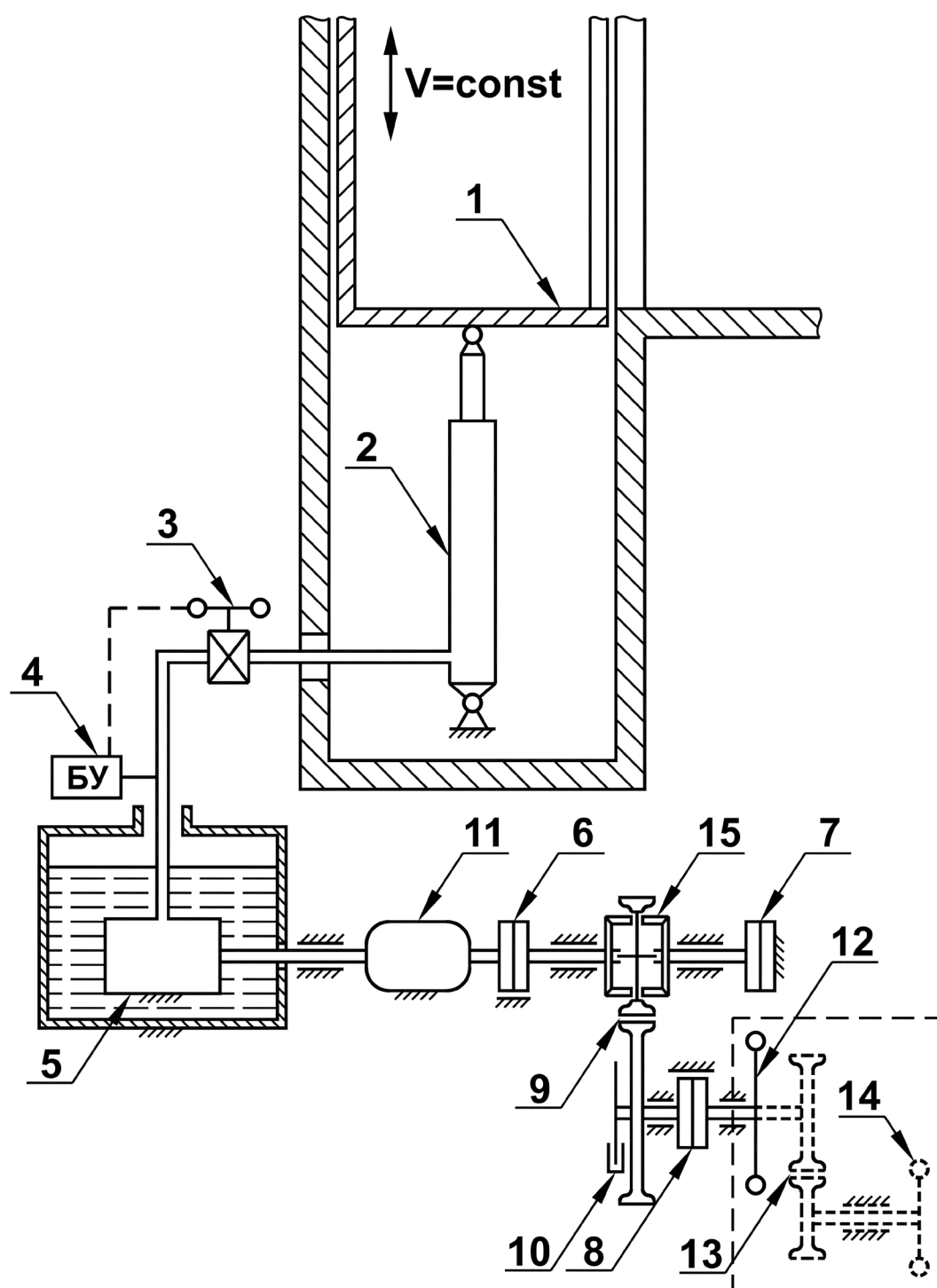
Съгласно принципа на действие от [3] може да се предложи възможност за реализиране на подобна структура (запазена е графичната символика и означенията). Дадено е решение чрез предавателни механизми, но принципно е възможно директното монтиране на нискоскоростен маховик (фиг. 1).

Като входно-изходна работна точка за кинематично свързване на адитивната конструкция на КАЕ към основната агрегатна конфигурация на повдигателната система, се използва пасивната шийка на електрическата машина, а корпусното присъединяване е чрез адаптиращи фланци или чрез фундиране към обща рама.

Подобен тип конструкция е експериментирана при разработването на кинетичен UPS-агрегат на база сериен образец [5,6]. За разлика от използваното там директно куплиране, в настоящия случай е по-уместно свързването на валове на електрическата машина и маховика да е посредством управляем (и компенсиращ) съединител 6.



Фиг.1 Принцип на директно куплиране на КАЕ към асансьорен агрегат



Фиг.2 Диференциално присъединен КАЕ към асансьорна уредба

Режимите на работа са еквивалентни на отразените в [4]. Освен чрез управление на хидравличната машина 5, захранването и отдаването на енергия от маховика може да се подрегулира чрез управляемия съединител 6 и номинално аритиращата (за обезпечаване на фиксация на КАЕ-веригата при аварийни ситуации) спирачка 7. Това естествено понижава ефективността на конфигурацията, но позволява преразпределяне на мощностния поток между КАЕ и обратимата електрическа машина с цел хибриден тип рекуперация. При разреждане на маховика през електрическата машина (при продължителен престой на подемно-транспортната система) тя не работи в максимално ефективен режим пред вид широкия скоростен диапазон, и за всеки конкретен тип следва да се определи оптимално управление чрез съединителя и хидравличната система.

За разширяване на възможностите за хибридна кинетично-генераторна рекуперация с намаляване на загубите при регулиране чрез триещите съединители, по аналогия с [4], се въвежда диференциална структура, посредством която маховикът се управлява в по-плавен режим и с допълнителна осигуреност при отказ. Съгласно принципната схема от фиг.2, кинетично акумулиращият възел (накратко маховикът) е диференциално свързан с основната силова механична верига на подемно-транспортната система.

По същество основното предимство е възможността за намаляване на преките загуби от триене при разпределено хибридно рекупериране чрез оптимизиране на предавателните отношения (показаната на фигурата диференциална структура е дадена по принцип, без да са развити кинематичните вериги със съответни предавателни функции, позицията на маховика е условна).

На фиг.3 е предложено развитие на тази структура чрез включването на активен електрогенератор 16, последователно на управляемата спирачка 7. В този случай системата при зареждане на маховика и отдаване на енергия от него може да работи в директен рекупериращ режим и в хибриден такъв както следва:

При спускане на товара:

Управляемата хидравлична машина осигурява мощностен поток за увеличаване само на кинетичната енергия на маховика през основната силова верига, вала на главния електродвигател и диференциалния предавателен механизъм при задействана спирачка [1];

Чрез управляемата хидромашина паралелно се зарежда маховика и работи електрогенераторът синхронно с електропреносната мрежа или за осигуряване на автономно акумулаторно захранване;

Като генератор се използва и основната двигателна електрическа машина. При предходните случаи тя е при авторотация.

При възстановяване:

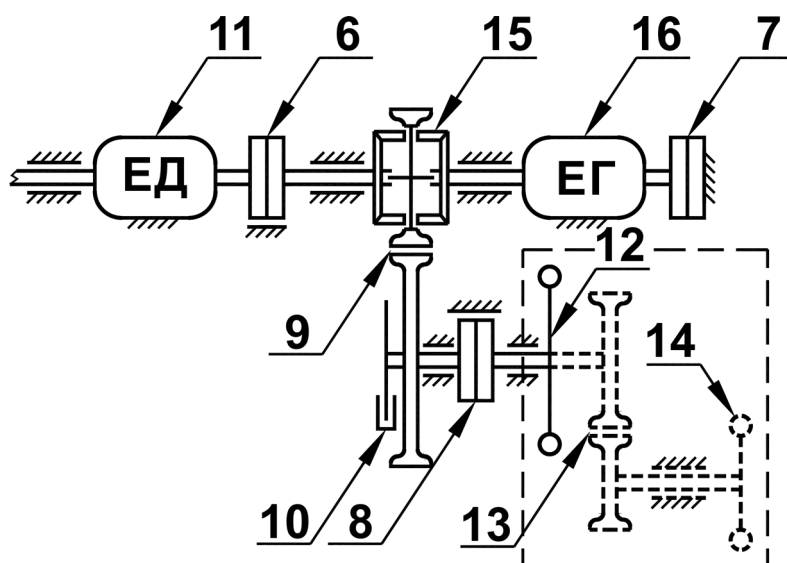
Маховикът непосредствено задвижва управляемата хидромашина при задействана спирачка;

Спомагателната и главната електрически машина работят в двигателен режим от автономното захранване;

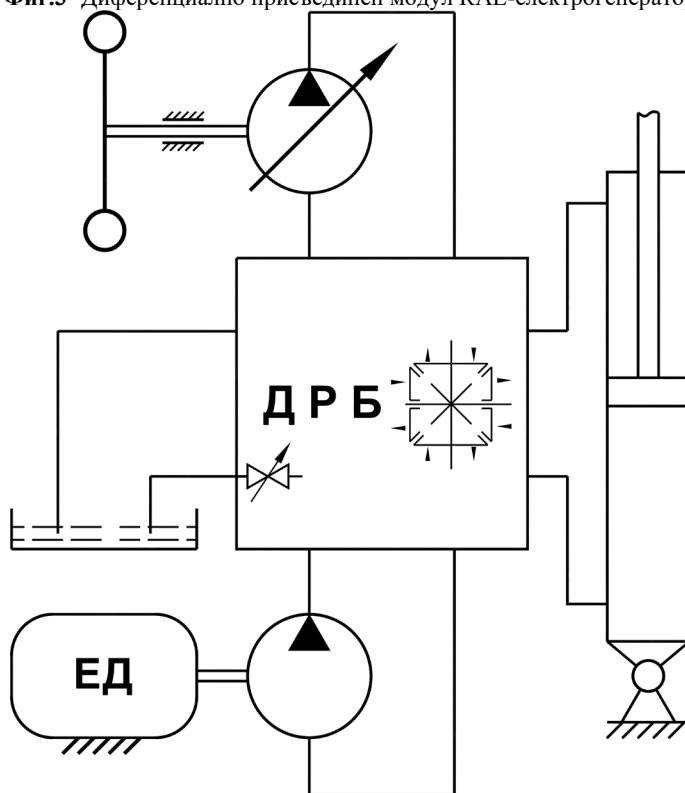
Всички енергийни източници се използват в паралел.

При продължителен престой маховикът се разрежда през спомагателния генератор за акумулиране в автономната електрическа система или рекуперация в електропреносната мрежа.

Теоретично всички енергетични точки в кинематичната верига се използват в обратим режим – като двигател, генератор, спирачка и при свободен ход (авторотация). На практика серийните образци електрически машини не винаги се привеждат непосредствено в обратимо действащи – подобен проблем се констатира при експерименти с електрогенератор [4, 5], при което препоръчителния вариант е окомплектоване с подходящ двигател (Всъщност се конфигурира силов блок от генератор-двигател от специализирани машини с ефективни характеристики и ниска себестойност. Много често преработването на ел. машина за работа в обратим режим по същество означава преконструирането ѝ.). Затова предложените режими на рекуперация се използват частично или в ограничен диапазон.



Фиг.3 Диференциално присъединен модул КАЕ-електрогенератор



Фиг.4 КАЕ чрез хидравлично-диференциално свързване за асансьор

За подобен тип съоръжения е от значение при отказ да не се достигат критични ситуации и затова номинално включеният съединител 6 се из-

ползва и като аварийно изключващ (предпазен). По този начин рекуперативният модул изцяло се изолира от основното задвижване. Следва да се

отбележи, че подобен компонент е необходим само при блокиране на кинематичната верига – номинално системата е съставена от свободно ротиращи звена. Съответно нейната надеждност е достатъчно осигурена.

Също така следва да се има пред вид, че за предаване на енергия се използва собствената механична структура на наличната подемно-транспортна система. Доколкото тя е предвидена за работа при номинални експлоатационни условия, съответно с лимитирани силова и кинетична трансмисионна способност, рекуперативната система може да работи само в ограничен диапазон. В този смисъл обезпечаването ѝ с повече функционални възли е възможност за акумулиране и усвояване на повече енергия за по-кратък период време, въпреки значително по-сложната конструкция.

В предложените варианти и принципна схема, е дадена последователен тип концепция (аксиално развитие), но като конструктивно решение може да се разработи достатъчно компактен вариант – чрез подходящо радиално-аксиално съвместяване и разполагане на компонентите. Въпреки това, съобразно критериите за еквивалентност и подобие, необходимата конфигурация е с габаритно-масова характеристика не по малко от 30% [7] спрямо основната задвижваща конструкция. Пред вид необходимостта от непосредствено механично свързване с налична кинематична верига, могат да възникнат сериозни проблеми при изпълнение върху конкретна конструкция, съответно при монтаж и адаптиране на типови модули.

С оглед по-голяма гъвкавост, на фиг.4 е дадена принципна конфигурация, при която кинетичният рекупериращ блок е само хидравлично свързан с основната силова верига на повдигателната система. Маховикът се задвижва и отдава енергия от регулируема и обратима хидро-машина, която се управлява хидравлично – по налягане и дебит, чрез диференциално-разпределителна система (ДРБ). Схемата дава блоковата структура, без да се отразяват необходимите хидравлични компоненти.

При спускане разпределителят захранва с постоянна мощност управляемия хидромотор и така се увеличава кинетичната енергия в маховика. Остатъчният поток се дроселира (традици-

онно решение) или се използва през основната хидравлична машина, работеща в моторен режим, за генериране на електрическа енергия от обратимата електрическа машина – хибридна рекуперация.

При разреждане на маховика се подава необходимата хидравлична мощност за задвижване на касетата в паралелно-последователна работа с основния агрегат на уредбата. При продължителен престой маховикът задейства електрическата машина в генераторен режим през управлямата в помпен режим хидравлична машина при маховика. По същество по този начин се реализира концепция с хидравлична управляема диференциална система, близка по параметри на описаната по-горе, както схематично е и отразено на фигурата. Подобна концепция на хидравлично управляема и задвижвана КАЕ е разработвана за други типове транспортни средства. При съвременните широкообхватни финорегулируеми хидравлично разпределителни системи се постига още по-голям рекуперативен ефект [2].

Съществено е да се отбележи, че рекуперацията на енергия при подемно транспортни съоръжения чрез непосредствен генераторен режим на електрическите машини и електро-акумулаторна група се използва достатъчно широко. При асансьорните системи не винаги има оборудване такъв тип, при което маховикът се явява ефективен акумулатор при аварийни ситуации – по смисъл кинетичен UPS модул за кратковременно резервно енерго-обезпечаване, с оглед преместване на касетата в позиция за обслужване и евакуация или поне аварийно осветление и комуникация.

При оборудване на асансьорни уредби със статично балансирани касети със система за кинетично рекуперирание, са налични предпоставки за ефективна работа и в двете посоки на движение (не само при спускане). На фиг.6 това е отразено чрез двойно-действащия циндър и по смисъл като двупосочно хидравлично задвижване. Несъмнено при тези условия са необходими допълнителни подобрения върху предложените решения – пригодност за реверсивни режими, кавитационна устойчивост и др., но статистическата оценка при елементарен модел показва вероятност p за наличие на условия за рекуперативен режим при капацитет n (максимален товар като дискретна

оценка или максимален бр. пътници) както следва:

$$p = \frac{n-1}{n} \rightarrow 1$$

и при същите условия, при балансиране в средна работна точка, ориентировъчната оценка за възможната относителна рекуперация ψ (т.е. възможното количество възстановена енергия, отнесено към разхода на енергия без рекуперация), се получава:

$$\psi = \eta_c^2 \eta_m^+ \eta_m^- \ln \left[e \left(\frac{\eta_c \alpha}{1 + \eta_c \alpha} \right)^{\eta_c \alpha} \right] \approx$$

$$\approx \eta_c^2 \eta_m^+ \eta_m^- \left(1 - \frac{\eta_c \alpha}{1 + \eta_c \alpha} \right) > 0 : \forall n > 1$$

където η_c е коефициентът на полезно действие (КПД) на основната агрегатна система, η_m^+ , η_m^- - КПД на рекуперативната система при зареждане и отдаване съответно, $\alpha = p_{nd} / p_{nom}$ - осреднен характеристичен коефициент на разходите при престой p_{nd} (празен ход) и за поддръжка на системите, спрямо номиналните ефективни за превоз p_{nom} .

По същество тази оценка е подходящо да прави при проектно уточняване на основните енергетични параметри на рекуперативната система, но е препоръчително да се използва спрямо статистически среден параметър от работната характеристика (по данни от аналогичен тип рекуперативни и хибридни транспортни системи се избират 10%÷50% от максимално ефективната стойност [7]). Затова тя е ориентировъчна и необходимо основно да се прецизира на база моделиране и изследване на процесите, с използване на вероятностни и от теория на риска подходи.

Следва да се отбележи, че теоретично хидравличното изпълнение предоставя много свобода при разполагане на модула КАЕ-хидравлична машина, но с оглед намаляване на загубите е ясно, че той следва да е в максимална близост с основната силова част на съоръжението. При сравнително малък работен ход (височина) се анализира възможността за разполагане на този модул в зоната и съответно като

част от противотежестта, така че да се получи комплексен масово-габаритен ефект.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Поставените в настоящата работа проблеми касаят много широк кръг от задачи, които на този начален етап се разглеждат в принципен аспект. Конкретни конструктивни решения могат да се получат при количествено достоверни данни за определен образец, и при съответен стойностен анализ. Разгледаните блокови структури и отразените особености са база за формулиране на идеен проект и принципна схема за подобен тип рекуперативни модули.

Благодарности

Изследванията, свързани с настоящата работа, са финансирани по Договор № ДУНК-01/3 "Създаване на Университетски научно-изследователски комплекс (УНИК) за иновации и трансфер на знания в областта на микро/нанотехнологии и материали, енергийната ефективност и виртуалното инженерство" между НИС при ТУ-София и Фонд „Научни изследвания“, MOMH на РБ.

Литература

1. Ангелов, Ил., Хидропредаватели, ISBN: 978-619167-166-3, Издателство на ТУ-София, 2015.
2. Ангелов, Ил., Н. Станчев, Ал. Митов. Електрохидравлични сервосистеми, ISBN: 978-954-580-352-9, Херон Прес, София, 2015.
3. Живков, В., Николов, Н., Тодоров, Г., Драганов, В., Стоянова, Я., Кочев, Л., Маринов, Ф., Данчев, И., Хидравличен асансьор с кинетичен акумулатор на енергия. Свидетелство за регистрация на полезен модел 1974. Бюлетин №10 на Патентно ведомство на Република България, 31.10.2014, с. 50-50.
4. Кочев, Л., Възможности за кинетично рекуперирание при потенциално ограничени системи, Българско списание за инженерно проектиране, 2017, (под печат)
5. Живков, В., Кочев, Л., Драганов В., Стоичков К., Николов, Н., Стоянова Я., Игнатов И., Иванов И., Сравнителни експлоатационни показатели на статични и кинетични UPS. Механика на машините, 2016, (под печат).
6. Живков В., Драганов В., Николов Н., Тодоров Г., Стоянова Я., Кочев Л., Възможности за създаване на UPS на базата на кинетичен акумулатор и хидростатична трансмисия, 28-ма МНК МТФ'2015, Созопол, България, 2015.
7. Драганов В., В. Живков, Експериментални изследвания на хидрообемна трансмисия при инерци-

- онен характер на източника и консуматора на енергия, сп. Машиностроене, С., N 9-10, 1996, стр.245-247
8. **Billington M.**, Back-up Power Systems, parts 2 & 3, RMC 7X24Exchange, 2012
9. **Caterpillar Inc.**, UPS Types and Topologies, LEXE0136-00, 2010.
10. **Goh, R.**, Applying Flywheel UPS to improve Electrical Systems Power Quality, Caterpillar Inc., white papers.
11. **Passino K., Yurkovich S.**, Fuzzy control, Addison Wesley, 1998
12. **Standard EN 62040-3**, Uninterruptible power systems (UPS). Method of specifying the performance and test requirements, 2011.
13. **Toosi S.**, Novel modulation method for multidirectional matrix converter, Scientific World Journal, 2014
14. <http://powerequipment.honda.com/generators>.

CONSTRUCTIVE ASPECTS OF INSERTING KINETIC RECOVERY MODULES INTO POTENTIALLY LIMITED SYSTEMS

Lachezar KOCHEV

Department „Theory of Mechanisms and Machines”, Technical University of Sofia, Bulgaria

e-mail: lkochev@tu-sofia.bg

Abstract: The present work examines the constructional problems in the improvement of existing lifting equipment by means of KAE and hybrid recuperation modules. Discussed the basic concepts, enabling generally available and practicable solutions

Key words: lifting equipment, KAE, energy recovery, hydraulic systems.

АВТОМАТИЗИРАНО ПРОЕКТИРАНЕ НА ПРЕДЛОЖЕНИЕ ЗА НОВА КОНСТРУКЦИЯ НА ИЗПЛИТАЩИ СИСТЕМИ ЗА ПЛОСКОПЛЕТАЧЕН АВТОМАТ

ЧАСТ 2

КОНСТРУИРАНЕ НА ЗАДВИЖВАНЕ ЗА ИЗПЛИТАЩ МЕХАНИЗЪМ СЪСТОЯЩ СЕ ОТ ПОВДИГАЩИ И СНЕМАЩИ КЛИНОВЕ ОФОРМЯЩИ ТРАЕКТОРИИТЕ НА ПЛЕТАЧНИТЕ ИГЛИ.

Росица МАНОЛОВА

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

Резюме: В работата е предложена нова конструкция за задвижване на изплитащ механизъм състоящ се от повдигащи и снемачи кленове оформящи траекториите на плетачните игли при плоскоплетачни автомати. Предложената конструкция е предназначена за работа с плетачни игли с три вида задвижващи пети, две от които пряко контактуват с конструираните клинове. Конструкцията е разработена в среда на Solidworks, което дава отлични възможности за динамична визуализация.

Ключови думи: плоскоплетачни автомати, трикотажна техника, изплитащи системи, плетене

1. ВЪВЕДЕНИЕ

На световния пазар за трикотажната техника има широко разнообразие на плоскоплетачните автомати, което води и до огромно разнообразие в основните механизми осъществяващи плетачният процес, като например: изплитащ механизъм, селекторен механизъм за подбор на иглите, изтеглителен механизъм, механизъм за контрол на нишкоподаването и др. Тези механизми при всеки модел машина са обособени за конкретния тип машина, като отделните детайли които са съгласувани спрямо разположението и конструкцията си, за да може да се осъществи процеса на бримкообразуване. Това води не само до субективността на машините произвеждани от различни фирми, но и дори на различните модели на една и съща компания [4,5,6,7]

Само по себе си това естествено оказва влияние и върху задвижващите механизми, тъй като те са пряко свързани с разположението, позицията и траекторията за изпълнение на отделните плетачни структури на изплитащия механизъм, и респективно на плетачните игли, които са задвижвани от него. Тяхното разположение във всеки един от моментите на

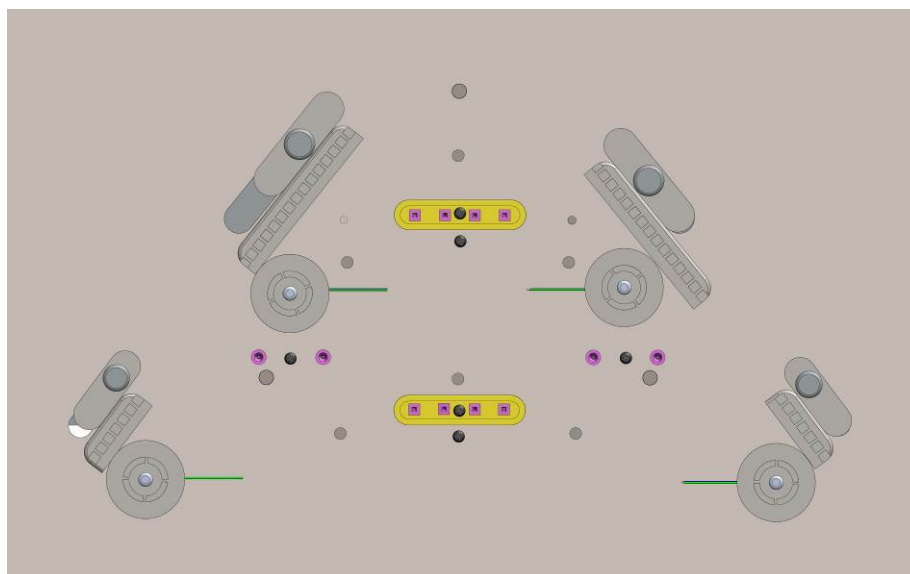
процеса на бримкообразуване трябва да бъде съобразен с траекторията на плетачните игли и ограничителните ножове разположени на игленото легло.

2. ИЗПЪЛНЕНИЕ

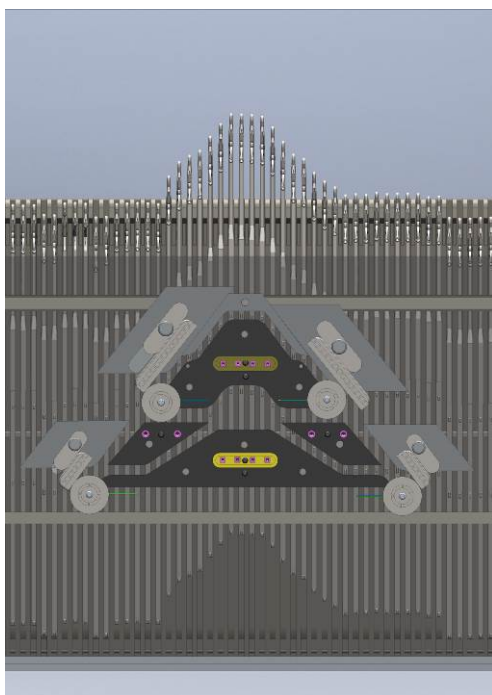
2.1. Предпоставки.

Както вече бе споменато конструкциите на игленото легло, иглите и изплитащите системи, както респективно и тяхното задвижване, са свързани помежду си и съответно промени на конструкция при единият механизъм биха довели автоматично до промени и в останалите. [1,2,3].

Предложената конструкция е уникална с това, че нейният изплитащ механизъм е съставен от две части, а не от една. Горна която изплита бримка и долна, която плете примка, това само по себе си води и до корекции в задвижването на отделните механизми. Задвижването на всеки един от снемачите клинове е индивидуално, което е другата новост в представената конструкция. Това дава възможност за независимото им движение и съответно за постигане на по-големи разлики в гъстините на плетивото при отделните структури.



фиг.1 Тримерен модел на пълната конструкция на задвижването на изплитащият механизъм.

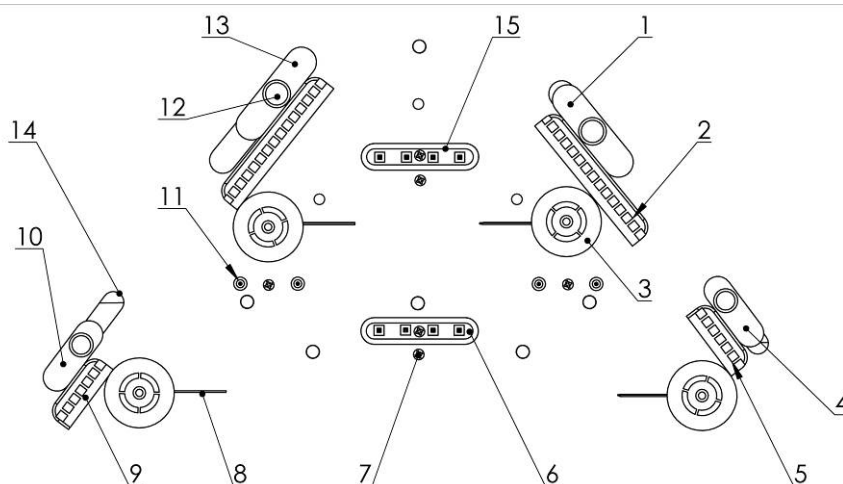


фиг.2 Реалистично тримерно изображение на възелът иглено легло, игли изплитащ механизъм при траектория за плетене на бримка.

2.2 Предложение за нова конструкция на задвижването на изплитащ механизъм.

За изпълнение на бримкообразуването повдигащите и снемачи клинове са конструирани според предварителни изчисления на отделните зони образуващи закона за движение на плетачната игла за машина с клас но финост 3 gauge. Като профилите на повдигащите клинове и снемачите клинове са съобразени както с механичния така и с технологичния ъгъл на снемане и издигане за получаване на оптимално ниски натоварвания, както на иглите така и на изплитащите системи. Придвижването на снемачите клинове е съобразено с възможността за получаване на максималната дълбочина на снемане за съответния gauge машина. [2,3]

На фиг.1 е представен тримерен модел на пълната конструкция на задвижването на изплитащият механизъм от която може да се добие представа за формата и взаимното разположение на отделните елементи участващи в него. На фиг.2. е представено тримерно изображение на възелът иглено легло, игли изплитащ механизъм. На изображение е представено местоположението на иглите, спрямо изплитащият механизъм при траектория за изплитане на бримка.



фиг.3 Детайли участващи в задвижването на изплитачият механизъм.

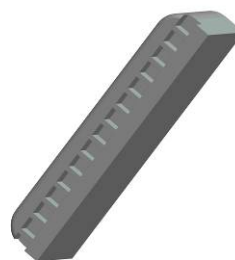
На фиг.3 чрез позиционни номера са означени всички детайли участващи в задвижването на изплитачият механизъм, които се намират на гърба на плочата на изплитачната глава. Като с първия позиционен номер на фигурата е означена плочката на снемачия клин за изплитане на бримка, който е неподвижно свързан със нея посредством неговата ос. На фиг. 4 е показано тримерно изображение на плочката, като плочките за левият и десен снемач клин са идентични. Всичките 4 снемачи клинове извършват възвратно постъпателно движение в посоката направлявана от отворите (за ляв снемач клин за примка 14), в който се намира оста им. [3]



фиг.4 Дясна плочка за задвижване на десният снемачия клин за образуване на бримка.

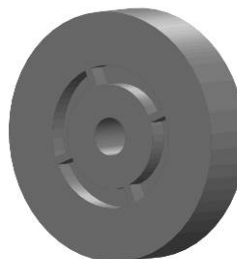
Това движение се осъществява посредством неподвижно съединение между плочката носеща оста на снемачия клин и зъбната рейка означена на фиг.3 с позиционен номер 2. Опростено

тримерно изображение на зъбната рейка е представено на фиг.5.



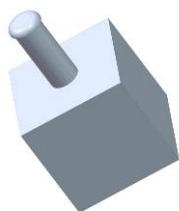
фиг.5 Опростено изображение на зъбна рейка неподвижно свързана с плочката за задвижване.

Зъбната рейка за левия и десния снемач клин имат идентична конструкция, но огледален монтаж. Дясната рейка е зацепена със дясното зъбно колело означено на фиг.3 с позиционен номер 3 и представено чрез тримерно опростено изображение на фиг. 6.



фиг.6 Опростено изображение на зъбното колело.

И четирите зъбни колела представени на фиг.3 са конструкционно напълно идентични. Всяко едно от зъбните колела е свързано с отделен сътпков мотор, чието опростено изображение е представено на фиг.7. С помощта на сътпковите мотори може да се регулира поотделно задвижването на всеки един от снемашите клинове напълно самостоятелно и да им се задават различни ъгли на завъртане, което респективно ще доведе до различна позиция на снемашия клин и различна дълбочина на нагъване на нишката. Това е много удобно при работа със сложни бримкови структури, които изискват различни стойности на дълбочината на нагъване (гъстините) при различните видове бримки.



фиг.7 Опростено изображение на сътпков мотор.

Планката прикрепена към оста на снемашия клин за изплитане на примка е означена на фиг.3 с позиционен номер 4, нейната разлика от планката за изплитане на бримка се състои в това, че е по-къса и отворът за съединяване на планката с оста на снемашия клин е ексцентрична за разлика от тази при снемашия клин за изплитане на примка. Това е необходимо за да може да бъде коригиран хода на движение на изплитащия клин спрямо отвора в който се придвижва.



фиг.8 Лява планка за задвижване на десният снемашия клин за образуване на примка.

Лявата и дясната планка на снемашите клинове за изплитане на примка отново са с идентична конструкция, също както при снемашите клинове за изплитане на бримка.

Зъбните рейки за снемашите клинове са с идентична конструкция, като тези за снемашите клинове за изплитане на бримка, но респективно подобно на планките са по-къси, поради по-късият ход на снемашите клинове.

На фиг.3 с позиционен номер 6 е означена лустер клемата, необходима за предаването на напрежение и съответно включването и изключването на електромагнитите чрез предварително зададена последователност в зависимост от плетачната структура. На фиг.9 е представено тримерно изображение на лустер клемата.



фиг.9 Лустер клемата.

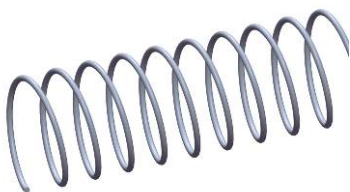
Лустер клемата е подбрана с 4 входа тъй като за задвижването на междинните повдигащи клинове включени в повдигащия клин за изплитане на бримка е необходимо добавянето на допълнителни захранващи проводници, които да работят с електромагнитите на междинните повдигащи клинове. Електромагнитна на повдигащия клин за изплитане на бримка показан на фиг.10 и електромагнитите на междинните повдигащи клинове, посредством които междинните повдигащи клинове потъват към плочата на повдигащия клин за да осигурят траектория за преминаване на късите пети при плетене на примки при комбинирани структури, не работят едновременно. [3]



фиг.10 Електромагнит за потапяне на повдигащия клин за образуване на бримка.

Това е така защото при включване на електромагнита за потапяне на повдигащия клин за изплитане на бримка в плочата на плетачната глава, той се изключва изцяло, докато при изключването на междинните повдигащи клинове се образува канал между горния и долния повдигащ клин за изплитане на бримка. [3]

Повдигащия клин както стана ясно има две основни работни положения, включено и изключено. Свободното му положение е включено като той е позициониран с 3 оси на които има поставена пружина **фиг.11**, която в единият си край опира в повдигащия клин, а в другият си край в електромагнита. При подаването на сигнал за включване повдигащия клин се привлича от включения електромагнит пружината се свива в напрегнато състояние и повдигащия клин потъва в плочата на изплитащата глава. При прекъсване на сигнала от електромагнита пружината връща повдигащия клин обратно във включено състояние.



фиг.11 Пружина работеща с повдигащите клинове.

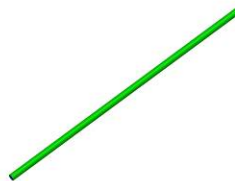
С позиционен номер 8 на **фиг.3** е обозначен винт, като на **фиг.12** е показано тридименсионното му изображение. Всичките детайли са присъединени към плетачната глава посредством винтови съединения и позициониращи оси.



фиг.12 Винт.

С позиционен номер 8 на **фиг.3** е посочен проводник, като такива проводници също са

включени освен в лустер клемите на повдигащите клинове, но и в стъпковите мотори контролиращи движението на снемашите клинове. Триммерно изображение на проводника е показано на **фиг.13**.



фиг.13 Опростено изображение на захронвоц проводник.

На **фиг.3** с позиционен номер 11 и на **фиг.14** са представени опростени обозначения на кабелни обувки предвидени за приложение към лустер клемите с цел да се уплътнят и позиционират по-добре проводниците поради постоянното движение на плетачната глава.



фиг.14 Опростено изображени на кабелни обувки.

На **фиг.15** е представен разрез на плетачната глава показващ част от повдигащите клинове и тяхното задвижване. В горната част на плетачната глава се намира повдигащия клин за изплитане на бримка и както се вижда от изображението той е във работно положение и пружината с позиционен номер 4 е в свободно състояние, т.е. електромагнита с позиционен номер 1 е изключен. Под него се намира повдигащия клин за изплитане на примка който от друга страна е в неработно положение т.е. е потънал в плочата на плетачната глава. Пружината на повдигащия клин обозначена с позиционен номер 3 е за изплитане на примка съответно е в напрегнато състояние, т.е. долният електромагнит е включен.

На **фиг.16** е показано тримерно изображение на разреза на плетачната глава показващ същите повдигащи клинове, които са в работно и неработно положение, както и придружаващите ги детайли.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

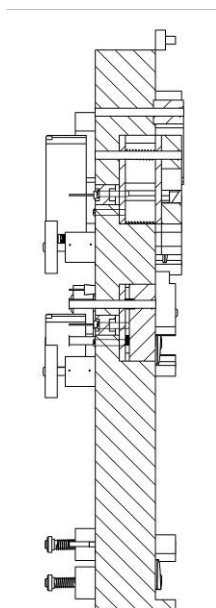
Предложената конструкция е проектирана съобразно изискванията на съвременните за плоскоплетачни автомати, като същевременно при задвижването на повдигащите и снемачи клинове са съобразени и с технологичния и механичен ъгъл на снемане, така че да се постигнат възможно най-ниски ударни натоварвания при работа на машината. Конструираното задвижване на изплитащият механизъм е предназначен за игли с 3 вида двигателни. [2]

Конструираните повдигащи и снемачи клинове са разделени на две отделни части, което води същевременно и до разделяне на две части на техните задвижващи механизми, което е новост при плоскоплетачните автомати.

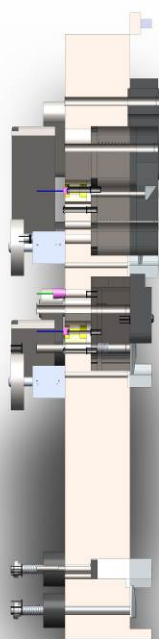
Конструираното задвижване на изплитащ механизъм може да бъде успешно приложен, както при машини работещи с едно иглено легло, така и с плоскоплетачни автомати съоръжени с две иглени легла, като по този начин се увеличават мострените възможности.

Литература

1. **Манолова Р.** "Автоматизирано проектиране на предложение за нова конструкция на иглено легло за плоскоплетачен автомат" БСИП, бр.32/2017г. стр. 35-40.
2. **Манолова Р.** "Автоматизирано проектиране на предложение за нова конструкция на езичкова игла за плоскоплетачен автомат" БСИП, бр.32/2017г. стр. 29-33.
3. **Манолова Р.** "Автоматизирано проектиране на предложение за нова конструкция на изплитащи системи за плоскоплетачен автомат част 1" БСИП, бр.33/2017г.
4. **Стоилов Т.** „Машини и процеси в трикотажното производство“. София: издателство на Технически университет - София, 2008.
5. **H. STOLL GMBH & CO. KG.** „Flat knitting machine having a needle selector device.“ GERMANY: Patent – US 4 686 839, 1987.
6. **SHIMA SEIKI MFG. LTD.** „SES 122RT Product manual.“ Japan: Osaka , 2005.
7. **SHIMA SEIKI MFG. LTD.** „Flat knitting machine having variable rate-changing mechanism.“ 85 Sakata Wakayama Japan: Patent – US 7 155 941 B2, 2007



фиг.15 Разрез на плетачната глава показващ част от повдигащите клинове и тяхното задвижване.



фиг.16 Реалистично тримерно изображение на разрез на плетачната глава.

AUTOMATED DESIGN OF PROPOSAL FOR NEW CONSTRUCTION CAM SYSTEMES FOR FLAT KNITTING AUTOMATIC MACHINE

PART 1 CONSTRUCTION OF A DRIVE FOR KNITTING MECHANISM, PROVIDING RAISING AND TAKE DOWN CAMS THAT MODELING OF TRAJECTORY OF KNITTING NEEDLES.

Rositza MANOLOVA

Fundamentals and technical means for design department, Technical University-Sofia, Bulgaria

e-mail: rositza_manolova@tu-sofia.bg

Abstract: A new design has been proposed to a drive mechanism for knitting mechanism, consisting of rising and take down cam forming the trajectories of knitting needles in flat knitting machines. The proposed construction is designed to work with knitting needles with three types of butts, two of which directly contact the designed wedges. The design has been developed in Solidworks environments, providing excellent dynamic visualization capabilities.

Keywords: Flat knitting machines, knitwear, cam systems, knitting

ГЕНЕРИРАЩО ОПИСАНИЕ НА ДЕТАЙЛ ПОСРЕДСТВОМ НЕГОВИТЕ ГЕОМЕТРИЧНИ ИНТЕРФЕЙСИ

Петър ГОРАНОВ¹ Елена ТОДОРОВА² Десислава ГЕОРГИЕВА³

¹катедра ОТСК Технически университет - София, България

e-mail: pygor@tu-sofia.bg

²катедра ОТСК, Технически университет - София, България

e-mail: etodorova@tu-sofia.bg

³катедра ОТСК, Технически университет - София, България

e-mail: desyst@abv.bg

Резюме: Интерфейсите представляват мястото, където два обекта се срещат и взаимодействат помежду си. Тук се разглеждат само геометричните аспекти на интерфейсите, поради което се въвежда понятието геометричен интерфейс. В CAD модел на сглобена единица геометричните интерфейси се реализират посредством налагане на геометрични ограничения за позициониране. В редица случаи тези ограничения се налагат формално без да се отчитат реалните механични връзки. Това налага по-подробно изследване на геометричните интерфейси и възможностите за тяхното представяне като част от CAD модела на изделието. В настоящата работа се обсъжда описание на детайл посредством неговите геометрични интерфейси. Интерфейсите се разглеждат на различни нива на абстракция, съответстващи на етапите на процеса на конструиране. Различните нива на абстракция съдържат множество конкретни реализации, поради което описанието се нарича генериращо. Предимство на обсъждания подход е възможността за генериране на номинална геометрия въз основа на предварително дефинирани шаблони и поддръжка на съответствието на геометричните характеристики на функционалните повърхнини, които участват в съединение.

Ключови думи: геометрични интерфейси, CAD, модел на детайл, модел на сглобена единица

1. УВОД

Интерфейсите представляват мястото, където два обекта се срещат и взаимодействат помежду си [6]. От гледна точка на съединяването на два детайла, интерфейсът включва много страни на механичното взаимодействие – позициониране, предаване на сили и др. Тук се разглеждат само геометричните аспекти на интерфейсите, поради което се въвежда понятието геометричен интерфейс.

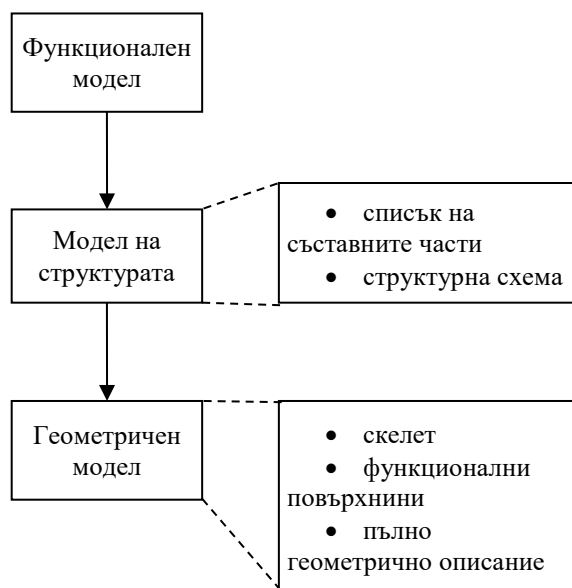
В CAD модел на сглобена единица геометричните интерфейси се реализират посредством геометрични ограничения за позициониране. Нормална практика е геометричните ограничения да се налагат с оглед на позиционирането на компонентите в пространството, без да се отчитат действителните геометрични връзки между тях. Това води до създаване на геометричен модел, който не съдържа действителните геометрични връзки в реалното изделие. От друга страна CAD системите предлагат формални геометрични ограничения за позициониране, които в редица

случаи не позволяват прецизно да се моделират съществуващите взаимодействия между компонентите [2].

Казаното по-горе налага по-подробно изследване на геометричните интерфейси и възможностите за тяхното представяне като част от CAD модела на изделието. В настоящата работа геометричните интерфейси се разглеждат като съществена част от геометрията на компонента, определяща неговата функционалност. Те се разработват по време на първоначалните етапи от процеса на конструиране и постепенно се конкретизират до окончателното си геометрично описание. Разработването на геометричните интерфейси преминава през различни нива на абстракция. На всяко от тези нива те съдържат различни варианти за конкретизация, поради което тук описанието на детайл посредством неговите геометрични интерфейси се нарича генериращо.

2. НИВА НА АБСТРАКЦИЯ НА ГЕОМЕТРИЧНОТО ОПИСАНИЕ

Обобщена схема на процеса на конструиране е показана на фиг.1. В началото се определят функциите на изделието в резултат на анализ на техническото задание. Функциите се конкретизират до степен, която позволява да се определят необходимите компоненти за тяхното осъществяване. Определянето на списъка на компонентите е свързано с дефиниране структурата на изделието. Процесът на конструиране завършва с оформяне на завършената геометрия на всички компоненти.



фиг.1 Основни етапи от процеса на конструиране и свързаната с тях абстракция на геометричното

В зависимост от нивото на конкретизация на представата за изделието, неговото геометрично описание се разглежда на различни нива на абстракция. На фиг.1 тези нива на абстракция са свързани с определен етап от процеса на конструиране.

На етап „Модел на структурата” се създава списъкът от компоненти, които са необходими за осъществяване на предвидената функционалност и логическите връзки между тях. Резултатът е списък на съставните части и структурната схема.

Етапът „Геометричен модел” е свързан с оформяне на CAD модела на изделието. Обикновено първоначално се създават скелетите

на изделието и неговите компоненти, съставени от абстрактни геометрични елементи – справочни равнини и оси. Скелетите се използват за позициониране на компонентите, анализ на кинематиката, разпределяне на пространството и др. С развитието на проекта геометричната информация се конкретизира – определят се функционалните повърхнини на детайлите, които участват в съединения и осигуряват очакваната функционалност на изделието. Крайният етап е пълното геометрично описание.

3. АБСТРАКЦИЯ НА ГЕОМЕТРИЧНИТЕ ИНТЕРФЕЙСИ

В CAD модел на детайл геометричното описание обикновено се представя като последователност от геометрични елементи, имащи инженерно значение (фичъри). От гледна точка на модела на сглобена единица, геометричното описание на детайл може да се раздели на две логически части (фиг.2):

- частна геометрия;
- публична геометрия.

Публичната геометрия [4] включва функционалните повърхнини на детайла, които образуват съединения – върху тези повърхнини се налагат геометрични ограничения и те служат за ориентиране на детайла в изделието. Тези повърхнини се дефинират от т.н. експортирани фичъри.

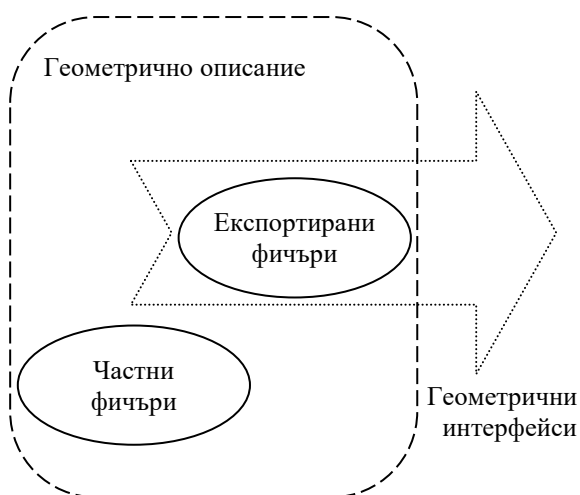
Частната геометрия завършва пълното геометричното описание. Нарича се частна, понеже е свързана с геометрията на конкретния детайл и не играе съществена роля в CAD модела на сглобената единица.

От гледна точка казаното по-горе, геометричните интерфейси представляват експортираните фичъри – фиг.2. Те осигуряват механичното взаимодействие между компонентите в сглобената единица и поради това изискват особено внимание по време на всички етапи от процеса на конструиране.

3.1. Абстракция на ниво структурна схема

На ниво структурна схема са известни само наименованията на компонентите. В случая наименованията може да се разглеждат като най-високо ниво на абстракция на експортираните

фичъри. Връзките между компонентите отразяват логическите функционални потоци в изделието – фиг.3а.



фиг.2 Частно и публично геометрично описание на детайл

3.2. Скелети на компонентите

В CAD модела скелетите на компонентите се представят посредством справочни геометрични елементи – повърхнини и оси. На това ниво се извършва позициониране на компонентите в модела на сглобената единица. Както е обосновано в [5] начинът на позициониране на детайлите има съществено значение за лесното сглобяване и правилното функциониране на сглобената единица. Поради това позиционирането се извършва съгласно принципите на Теория на базирането [1]. На схемата (фиг.3б) е отразен начинът на отнемане на степените на свобода на всеки от компонентите. Стрелките са в посока основни – спомагателни бази.

Съвременните CAD системи създават математически модел на сглобената единица, получен посредством налагане на математически ограничения за позициониране. За да се запишат намеренията на конструктора е необходимо в CAD модела да се добави информация за избраните схеми на базиране.

3.3. Функционални повърхнини

Под функционални повърхнини тук се разбират повърхнините на детайлите, които участват в съединения. За разлика от скелета на компонента, функционалните повърхнини са номинална геометрия.

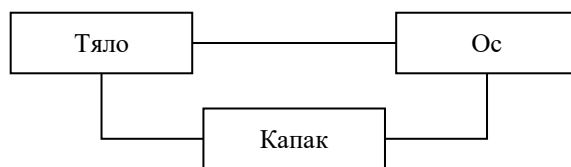
За да може да се създаде съединение трябва да има съответствие между формата на повърхните и техните размери. Поради това в схемата се посочва вида на съединението – фиг.3б (Ч – челно, Ц – цилиндрично съединение, ЧЦ – челно-цилиндрично). Предварително трябва да са известни също и параметрите на съединението (номиналните размери на повърхнините).

4. ГЕНЕРИРАЩО ОПИСАНИЕ НА ДЕТАЙЛ

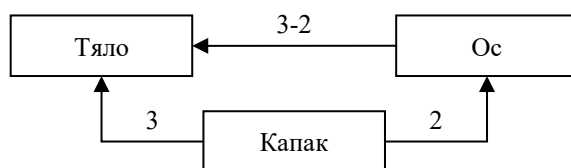
Един от проблемите, свързани с използването на CAD системи, е повишаването на тяхната ефективност при модифициране на съществуващи решения [3]. За постигане на тази цел се препоръчва CAD моделът да се създава по начин, при който геометричните фичъри са независими един от друг.

В настоящата работа геометричните интерфейси се представят на различни нива на абстракция. От гледна точка модела на сглобена единица по-съществени са следните две нива:

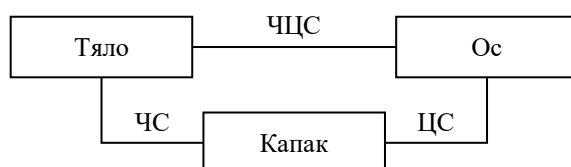
- скелет – служи за позициониране на детайлите в сглобената единица;
 - функционални повърхнини – осигурява съответствието на геометрични характеристики по отношение на механичните съединения.
- Разделянето на позиционирането на детайлите от техните функционални повърхнини позволява модифициране на съединенията без да е необходимо да се редактира CAD моделът на сглобената единица. В случая видът на съединението може да се дефинира на по-високо ниво на абстракция. По този начин един и същ модел на детайл може да участва в множество сглобени единици, при което се осигурява автоматично съгласуване на геометричните характеристики.



а) структурна схема



б) скелет



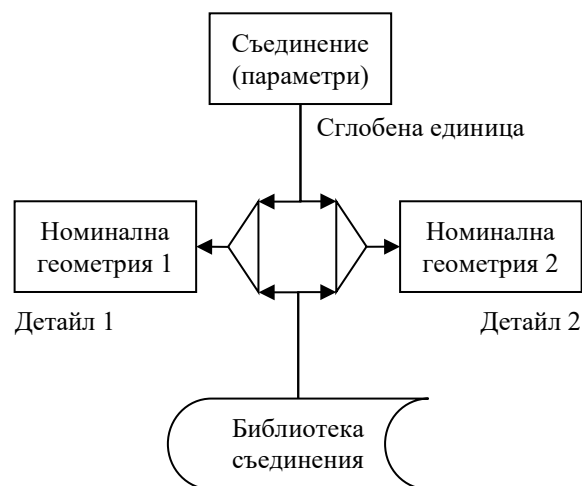
в) функционални повърхнини

фиг.3 Абстракция на геометричните интерфейси

Автоматичното генериране на номинална геометрия е илюстрирано на фиг.4. Съединенията се дефинират на ниво сглобена единица (вид и размери). Функционалните повърхнини може да се създадат автоматично в CAD модела на детайл съгласно предварително формирана библиотека от съединения.

5. ИЗВОДИ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Обсъжда се описание на детайл посредством неговите геометрични интерфейси. Интерфейсите се разглеждат на различни нива на абстракция, които съдържат множество конкретни реализации, поради което описанието се нарича генериращо.



фиг.4 Автоматично генериране на номинална геометрия

Предимство на обсъждания подход е възможността за автоматично генериране на номинална геометрия въз основа на предварително дефинирани шаблони. Това улеснява както създаването на нови конструкции, така и модифицирането на съществуващи. В тези случаи автоматично се поддържа съответствието на геометричните характеристики на съответните функционални повърхнини, които участват в съединение.

Литература

- 1.Балакшин Б. С. Основы технологии машиностроения. М., Машиностроение, 1973.
- 2.Тодорова Е., П. Горанов Относно геометрични интерфейси за моделиране на сглобена единица. XV международна научно-техническа конференция trans&MOTAUTO'08, Доклади „Техника“, стр.65 - 68, ISSN:1313-5031.
3. Camba J., M. Contero, P. Company Parametric CAD modeling: An analysis of strategies for design reusability. Computer-Aided Design 74 (2016) 18–31
- 4.Goranov P., E. Todorova, A. Stoev A conceptual scheme for object-oriented support in the mechanical CAD. Proceedings of the Second International Conference on “Challenges in higher education and research in the 21st century”, Heron Press, Sofia, 2004, pp.256 259.
- 5.Otto K., K. Wood Product design. Prentice Hall, 2001, ISBN 0-13-0221271-7.
6. en.oxforddictionaries.com. Посетен на 05.05.2017г.

Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са финансирани от Вътрешния конкурс на ТУ-София-2017г, Договор N 172ПД0003-06.

A GENERATIVE MODEL OF A PART THROUGH ITS GEOMETRICAL INTERFACES

Petar GORANOV¹ Elena TODOROVA² Desislava GEORGIEVA³

¹Department of BMD, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: pvgor@tu-sofia.bg

²Department of BMD, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: etodorova@tu-sofia.bg

³Department of BMD, Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: desyst@tu-sofia.bg

Abstract: Interfaces are the place where two objects meet and interact with each other. Only the geometrical aspects of the interfaces are considered here and therefore the geometrical interface concept is introduced. In a CAD model of an assembly the geometrical interfaces are implemented by applying geometrical constraints for orientation. In many cases these constraints are set formally without taking into account the actual mechanical connections. This requires a more detailed investigation of the geometrical interfaces and the possibilities for their appearance as part of the CAD model of the assembly. In this work a description of a part through its geometrical interfaces is discussed. The interfaces are considered at different levels of abstraction that correspond to the stages of the design process. The differing levels of abstraction contain many specific implementations hence the description is called generative. An advantage of the discussed approach is the ability to generate actual geometry based on predefined patterns and maintain the conformance of the geometrical features of the corresponding functional surfaces that form a joint.

Keywords: geometrical interfaces, CAD, model of part, model of assembly

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПРОМЫШЛЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ (КОМБИНАТОРНЫЙ ПОДХОД)

Александр СТЕНИН¹ Олег ЛИСОВИЧЕНКО² Сергей СТЕНИН³

¹Кафедра технической кибернетики, НТУУ «КПИ» - Киев, Украина

²Кафедра технической кибернетики, НТУУ «КПИ» - Киев, Украина

³Департамент налоговых и таможенных экспертиз ГФС Украины – Киев
e-mail: olisov@tk.kpi.ua, alexander.stenin@yandex.ua, serg.stenin@gmail.com

Аннотация. Для решения задачи классификации промышленных изделий на основе статистического метода предложена процедура формирования ранжированной шкалы признаков. На ее основе оценку качества конкретного промышленного изделия внутри рассматриваемого класса предложено осуществлять с помощью предложенного в статье эмпирического критерия, позволяющего за счет использования комбинаторного подхода избежать недостатков известных методов (в частности, интегральных, дифференциальных и пр.)

Ключевые слова: промышленное изделие, статистический метод, ранжирование признаков, эмпирический критерий, комбинаторный подход

ВВЕДЕНИЕ

Решение проблемы повышения качества изделий, весьма актуальной для современной промышленности, связано с рассмотрением множества задач, среди которых важное место занимает задача принятия решения о качестве изделия [1-3]. Объективность принимаемого решения зависит от источников информации о качестве изделия. Информацию о состоянии изделия несут различные признаки (факторы), и если учесть, что понятие качества – комплексно и многогранно, то количество показателей, описывающих все стороны качества изделия, может достигать нескольких десятков и даже нескольких сотен. Очевидно, не все из них равнозначны, не все содержат необходимое количество информации о качестве изделия. Естественным образом возникает задача: сколько признаков и какие признаки нужно контролировать, чтобы принять решение о качестве изделия, удовлетворяющее заданному критерию, то есть необходимо осуществлять отбор наиболее важных для оценки качества показателей или признаков, которые называются информативными. При этом значимость или информативность признаков нужно оценивать количественно, так как только в этом случае можно отдать предпочтение тому или иному признаку, что трудно сделать при качественном подходе к отбору признаков. Формирование информативных призна-

ков, как правило, осуществляется в два этапа. На первом этапе используется физический анализ, на основе которого отбирается вся совокупность измеряемых признаков (в общем случае избыточная по заданному критерию), в той или иной степени характеризующих качество изделий. На втором этапе применяется математический подход, когда из всей избыточной совокупности отбираются наиболее информативные (значимые).

Уровень качества - это относительная характеристика, основанная на сравнении значений наиболее информативных признаков оцениваемых промышленных изделий с соответствующими значениями, принятыми в качестве базы для сравнения.

ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ РЕШЕНИЙ

В настоящее время для решения задачи формирования ранжированной шкалы признаков формализуется в большинстве случаев процедура анализа заранее заданного ансамбля признаков. Иногда, правда, формализуется и процедура наращивания этого ансамбля в случае необходимости. Однако при этом, как правило, реализуется лишь получение заранее предписанных свойств. К решению указанной выше задачи существует два подхода [4].

Первый подход заключается в том, что с самого начала берется постановка на отыскание

малого числа признаков большой информативности. Однако все используемые при этом методы до сих пор основаны на эвристике и эмпирике, т.е. выбор признаков определяется интуицией, опытом и воображением разработчика. Как бы удачна ни была сконструированная система признаков, нельзя доказать, что она лучше некоторой другой [5,6].

Второй подход заключается в том, что из большого числа исходных признаков согласно некоторому критерию информативности признаков выбирается как можно меньшее число наиболее полезных признаков [7,9].

Оба рассмотренных подхода к построению информативной системы признаков требуют определения критериев оценки информативности признаков.

К настоящему времени разработаны разнообразные критерии информативности признаков, основанные на методах математической статистики и теории информации. Наибольшее признание из них получили критерии, отражающие расстояние между распределениями классов [8,9].

Из рассмотренных выше подходов к построению информативной системы признаков второй подход является более конструктивным, чем первый. На его основе можно функционально связать критерий информативности признаков с вероятностью ошибки распознавания [8,9].

Оценка качества промышленных изделий предполагает выполнение соответствия значений информативных признаков оцениваемых промышленных изделий требованиям потребителей и выбор, в случае необходимости, направления улучшения их качества.

Широкое применение в недавнем прошлом получила практика совмещения (сложения, умножения и т.п.) индивидуальных признаков качества (комплексный, групповой, обобщенный, интегральный) [3]. Различие при этом в размерности признаков преодолевалось использованием безразмерных относительных (по отношению к объектам, взятым за базу) их значений. Относительная значимость признаков учитывалась коэффициентами важности. Однако признаки несли с собой в формулах свою физическую сущность и приводили к нелепостям, когда, например, при одинаковых комплексных показателях качества один из сравниваемых автомобилей не мог дви-

гаться, но имел более высокие показатели других характеристик. Вместе с тем, при корректном формировании групп признаков для конкретного класса промышленных изделий и синтезе комбинаторного критерия качества можно построить эффективную систему оценки качества промышленных изделий.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для оценки информативности (значимости) признаков вводим некоторое множество чисел, каждое из которых будет характеризовать «полезность» отдельного признака. Такие числа называются «весами», потому что они описывают как бы веса признаков в общей оценке качества изделия. Эти числа образуют поле положительных действительных чисел, и признаку, имеющему наибольшую информативность, должен быть приписан наибольший вес. Допустим, имеется множество N объектов. И пусть для простоты пояснения это множество состоит только из двух классов объектов K_1 и K_2 . Каждый объект множества K описывается одним и тем же набором

n признаков: $x_1, x_2, \dots, x_n$, значения которых в совокупности и определяют принадлежность объекта к своему классу. Если пространство признаков рассматривать как линейное метрическое, то набор признаков порождает две суммы, характеризующие близость объектов к классу K_1 и K_2 :

$$S_1 = \sum_{s=1}^n a_s (\bar{x}_{1s} - x_s), \quad S_2 = \sum_{s=1}^n a_s (\bar{x}_{2s} - x_s) \quad (1)$$

где $\bar{x}_{1s}$ и $\bar{x}_{2s}$ - средние значения s -го признака, определенные по совокупности экземпляров 1-го и 2-го классов соответственно; a_s - весовой коэффициент s -го признака.

Задача сводится к нахождению такой совокупности весовых коэффициентов, которая позволила бы уменьшить расстояние между объектами внутри одного класса и увеличить расстояние между объектами различных классов [10]. Тогда принадлежность L -го объекта к одному из классов можно оценить с помощью разности $y = S_1 - S_2$, причем $x_L \in K_1$, если $S_1 < W$, $S_2 > W$; $x_L \in K_2$, если $S_1 > W$, $S_2 < W$,

где W - некоторый порог, относительно которого оценивается принадлежность L -го объекта к соответствующему классу. Величина этого порога зависит от степени перекрытия классов, т. е. от множества $G = \{ \Omega_L \}$ объектов $\Omega_L \in K_1 \cap_N K_2$, образующих пересечение классов. Таким образом, необходимо найти совокупность весовых коэффициентов, входящих в соотношение $y = s_1 - s_2$, таких, чтобы максимально уменьшить пересечение классов. Далее, после определения принадлежности промышленного изделия к конкретному классу, естественным образом возникает задача оценки его качества среди подобных ему объектов данного класса. Для этого необходимо синтезировать эффективный критерий оценки качества, построенный на законах комбинаторики и найденной совокупности ранжированных информативных признаков.

РАНЖИРОВАНИЕ ИНФОРМАТИВНЫХ ПРИЗНАКОВ

Пусть множество G есть множество объектов Ω_L , принадлежащих пересечению классов K_1 и K_2 . Каждый элемент множества можно характеризовать суммой

$$S_L = \sum_{s=1}^n E_{sL} a_s \quad (2)$$

Средняя величина таких сумм для объектов $x_L \in G$ равна

$$S = \frac{1}{m} \sum_{L=1}^m S_L = \frac{1}{m} \sum_{L=1}^m \sum_{s=1}^n E_{sL} a_s = \sum_{s=1}^n \bar{E}_s a_s \quad (3)$$

где $\bar{E}_s$ - среднее значение s -го признака по всем объектам множества G .

Для того чтобы можно было максимально точно разделить объекты множества G , принадлежащие различным классам, необходимо в пространстве признаков найти направление максимальной дисперсии объектов. Очевидно, что в этом направлении должен быть расположен вектор, компонентами которого являются весовые коэффициенты a_s .

Тогда эти весовые коэффициенты будут порождать такие значения s_L , что множество G будет представлено в виде двух групп, за исключением объектов, для которых s_L имеет значение,

близкое или равное $\bar{S}$.

Составим выражение вида

$$y = \frac{\sum_{L=1}^m (s_L - \bar{S})^2}{\sum_{s=1}^n a_s^2} \quad (4)$$

Сумма $\sum_{L=1}^m (s_L - \bar{S})^2$ в этом выражении будет

тем больше, чем меньше сумма квадратов a_s , при этом будет иметь место наилучшее разделение объектов.

Далее, согласно [10], выражение для y можно записать в матричной форме: $y = a A a' / a B a'$, где a – вектор-строка, a' – вектор-столбец, B – единичная матрица, а A – матрица, пропорциональная выборочной ковариационной матрице, элементами которой являются числа

$$a_{sj} = \sum_{L=1}^m (E_{sL} - \bar{E}_s)(E_{jL} - \bar{E}_s) \quad (5)$$

Поскольку матрица A задана в области вещественных чисел и является симметричной, то все ее собственные значения являются действительными числами. Дифференцируя выражение для y по каждому a_s , получаем систему уравнений:

$$|yB - A|a' = 0 \quad (6)$$

Для ненулевых a_s система уравнений разрешима только в том случае, если ее определитель $|yB - A| = 0$. Если раскрыть это выражение, то получим характеристический многочлен матрицы A , корни которого образуют спектр матрицы $y_1, y_2, \dots, y_n$. Среди всех собственных чисел матрицы имеется максимальное y_s , собственный вектор, соответствующий этому числу, является тем вектором, компоненты которого образуют искомый набор весовых коэффициентов.

Собственный вектор можно отыскать методом итераций [11]. Так как A – действительная симметричная матрица порядка n , то собственные значения этой матрицы есть действительные числа, а собственные векторы $a_1, a_2, \dots, a_n$ образуют ортогональный базис. Тогда любой произвольный n -мерный вектор f можно единственным образом разложить в этом базисе: $f = a_1 a_1^* + a_2 a_2^* + \dots + a_n a_n^*$, где a_s^* – собственные векторы матрицы A .

Умножая f на A_m , получаем $A_m f = a_1 y_m a_1^* + \dots$ Если

y_1 является наибольшим собственным числом матрицы A , а m достаточно велик, то членами, не содержащими y_1 , можно пренебречь.

огда среди слагаемых, обозначенных много-точием, содержатся лишь члены, имеющие сомножителями $y_{m2}, my_{(m-1)2}, \dots, y_{m3}$ и т. д. В этом случае $A_m f / y_{m1} = a_1 a_1^* + \dots$, где невыписанные члены содержат $y_{m2}/y_{m1} \dots$ и т.д.

Так как $|y_1| > |y_2|, |y_1| > |y_3|$, то при $m \rightarrow \infty$

$$\lim_{m \rightarrow \infty} \frac{A_m f}{y_{m1}} = a_1 a_1 \quad (7)$$

Обозначая L -й компонент вектора $A_m f$ в произвольном фиксированном базисе через V_{mL} , а L -й компонент вектора a в этом же базисе через a_L и определяя пределы

$$\lim_{m \rightarrow \infty} \frac{a_1 V_{(m-1)L}}{y_{(m-1)1}} = a_1 a_L, \quad \lim_{m \rightarrow \infty} \frac{a_1 V_{mL}}{y_{m1}} = a_1 a_L, \quad (8)$$

можно записать

$$\lim_{m \rightarrow \infty} \frac{V_{mL}}{V_{(m-1)L}} = y_1. \quad (9)$$

Таким образом, числа $V_{m1}, V_{m2}, \dots, V_{mn}$ при больших m пропорциональны числам $a_1, a_2, \dots, a_k$, а вектор $A_m f$ приблизительно пропорционален собственному вектору, соответствующему собственному числу y_1 .

Таким образом, нахождение необходимого набора весовых коэффициентов состоит в следующем. Берем произвольный вектор f и составляем последовательность $A_1 f; A_2 f; A_3 f; \dots, A_m f, \dots$ Начиная с некоторого m строка $A_m f$ приблизительно пропорциональна строке $A_{m-1} f$. Коэффициент пропорциональности есть собственное число y_1 , а сам вектор $A_m f$ – собственный вектор, компоненты которого и есть искомый набор весовых коэффициентов.

Располагая коэффициенты в порядке убывания $|a_1| > |a_2| > \dots$, упорядочиваем выбранную систему признаков по значимости.

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПРОМЫШЛЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ

Поскольку любое промышленное изделие в процессе оценки его качества характеризуется, как правило, определенной выше совокупностью признаков, то использование линейной свертки признаков с найденными для них

весовыми коэффициентами определяет лишь принадлежность к одному из нескольких подобных классов объектов (например, класс автомобилей- легковой, грузовой, спортивный и т.д.). Однако, далее, как правило, возникает необходимость в оценке качества объектов в рамках данного класса по совокупности подобных признаков. При этом для несмещённости и состоятельности суммарной по информативным признакам оценки необходимо выполнение следующих условий [12]:

1. Предельная относительная погрешность суммарной оценки должна лежать в пределах, определяемых значениями максимальной и минимальной погрешностей признаков.

2. Суммарная оценка должна определенным образом учитывать важность каждого признака или группы подобных признаков.

Таким условиям удовлетворяет предлагаемый в данной статье эмпирический критерий вида:

$$J_k = \frac{\sum_{l=1}^{N_k} \left(\frac{1}{\theta_l}\right)^{p_l-1}}{\sum_{l=1}^{N_k} \left(\frac{1}{\theta_l}\right)^{p_l}}, \quad p_l \geq 1, \quad (10)$$

значение которого определяется на основе оценок θ_l , ($l = 1..N_k$) признаков k -го объекта из рассматриваемого класса. Здесь θ_l , относительная оценка i -го признака, которая определяется как модуль отношения разности оптимального для этого класса значения i -го признака и реального для данного объекта значения i -го признака к оптимальному значению i -го признака рассматриваемого класса, а количество признаков N_k и их перечень одинаковы для всех объектов рассматриваемого класса.

Относительная оценка θ_l , лежит в диапазоне $[0,1]$ и ее меньшее значение соответствует большей близости к оптимальному значению признака в данном классе объектов.

С помощью выбора соответствующего значения p_l можно произвести целенаправленное, с учетом качества того или иного признака, а также степени его важности, изменение значений суммарного критерия в диапазоне от 0 до 1. При этом если все слагаемые имеют одну и ту же (при-

близительно одинаковую) предельную относительную погрешность, то и сумма имеет ту же (или приблизительно такую же) предельную относительную погрешность [12]. Иными словами, в этом случае точность суммы (в процентном выражении) не уступает точности слагаемых. Однако при значительном числе слагаемых, сумма, как правило, гораздо точнее слагаемых, так как в этом случае происходит взаимная компенсация погрешностей, поэтому истинная погрешность суммы лишь в исключительных случаях совпадает с предельной погрешностью или близка к ней.

Следовательно, основным фактором, определяющим изменение значений этой суммы в диапазоне $[0 \div 1]$, является выбор соответствующего для каждого объекта значения p_l , что достигается следующим образом. Все N_k признаков объекта данного класса объединяются по степени их важности в ряд групп. Например, для k -того класса объектов получено следующее разбиение (см табл. 1).

Таблица 1.

$\theta_1, \theta_3, \theta_6 \dots$	$\theta_2, \theta_9, \theta_{11} \dots \dots \theta_{N_k-1}, \theta_{N_k}$	$\dots \theta_{N_k-1}, \theta_{N_k}$
1-я группа	j-я группа	R-я группа

Таким образом, N_k частных признаков θ_l , ($l = \overline{1, N_k}$) разбиты на R группы по S_j , ($j = \overline{1, R}$) элементов в каждой группе разбиения. Известно [13], что общее число перестановок в этом случае будет равно:

$$P_0 = N_k! = \left(\sum_{j=1}^R S_j \right)! \quad (11)$$

Число перестановок, при которых хотя бы один из N_k частных признаков попадает из своей группы в чужую, что в свою очередь должно штрафовать, определяется как:

$$P_B = \left(\sum_{j=1}^R S_j \right)! - \prod_{j=1}^R (S_j)! \quad (12)$$

Тогда доля этого числа перестановок от общего числа определяется следующим образом:

$$\Delta p = \frac{P_B}{P_0} = \frac{\left(\sum_{j=1}^R S_j \right)! - \prod_{j=1}^R (S_j)!}{\left(\sum_{j=1}^R S_j \right)!}, \quad (13)$$

и может служить величиной дискретного шага штрафа p_l . При этом, если для некоторого l -го частного признака, оценка по которому должна находиться в j -ой группе ($j = \overline{1, R}$), попадает в i -тую группу ($i = \overline{1, R}$), то соответствующее значение p_l определяется согласно выражению:

$$\begin{cases} p_l = 1 + (i - j)\Delta p & i > j; \\ p_l = 1, & i \leq j. \end{cases} \quad (14)$$

Полученные таким образом количественные значения комплексного критерия должны быть интерпретированы в более приемлемой при оценке качества бальной системе. Бальная система оценок состоит в том, что диапазон изменения какой-либо переменной разбиваются на ряд интервалов, каждому из которых присваивается оценка (балл). Чаще всего для этих целей используют интервальные шкалы. В этой, как и в других шкалах, соблюдается основное правило шкал, а именно, преобразование числовых значений при сохранении неизменными выполняемых ею функций. Интервальная шкала вводится с точностью до линейного преобразования:

$$\{x_i\} \rightarrow \{x'_i\} = ax_i + b \quad (15)$$

и предполагает трансформации оценок, полученных на одной шкале, в оценки на другой шкале с помощью линейного преобразования(). Очевидно, что меньшее значение критерия (13) соответствует лучшему качеству данного объекта по отношению к другим объектам данного класса.

Например, для пятибалльной системы оценок и диапазона $[0,1]$ комплексного критерия и относительных оценок по признакам, можно использовать следующие линейные преобразования:

$$\begin{aligned} \theta_{\text{эл}} &= b - a\theta_1; \\ J_{\text{ск}} &= b - aJ_k. \end{aligned} \quad (16)$$

где $b=5$, $a=\text{const}$, а $J_{\text{ск}}$ лежит в диапазоне $[0,5]$.

Далее полученную непрерывную оценку, например, в пятибалльной системе можно представить тремя (5; 4; 3), пятью (5; 4,5; 4; 3,5; 3) и т.д. дискретными оценками, введя соответствующее правило дискретизации и качественную характеристику этих уровней, на основании ко-

торой можно дать оценку качества того или иного промышленного изделия.

ВЫВОДЫ

Уровень качества - это относительная характеристика, основанная на сравнении значений наиболее информативных признаков оцениваемых промышленных изделий с соответствующими значениями, принятыми в качестве базы для сравнения. Для решения задачи классификации промышленных изделий на основе статистического метода предложена процедура формирования ранжированной шкалы информативных признаков оценки качества этих изделий. Статистический метод ранжирования достаточно эффективен при наличии относительно небольшого объема исходной совокупности начальных признаков и предположении об отсутствии корреляции между ними. В противном случае необходимо проводить дополнительную обработку начальных признаков с помощью аппарата линейного регрессионно-корреляционного анализа путем подсчета коэффициентов парной и (или) множественной корреляции с целью количественной оценки информативности (значимости) совокупности имеющихся начальных признаков. Оценку качества конкретного промышленного изделия внутри рассматриваемого класса предложено осуществлять с помощью предложенного в статье эмпирического критерия, позволяющего за счет использования комбинаторного подхода избежать недостатков известных методов (в частности, интегральных, дифференциальных и пр.).

Литература

1. Бухарин С.В. Экспертные оценки качества и цены товаров. – Воронеж: ДОО (ИММиФ). 2006 -160с
2. Медунецкий В.М., Федосовский М.Е. Качество и сертификация промышленных изделий. Учебно-методическое пособие. – СПб.: НИУ ИТМО. – 2013 – 44 с.
3. Фейгенбаум А. Контроль качества продукции. – М.: Экономика, 1996
4. Орлов А.И. Организационно экономическое моделирование. Часть II. Экспертные оценки.- М.: Издательство МГУ им. Баумана. 2011. 486с.
5. Литвак Б.Г. Экспертные оценки и принятие решений- М.: Патент. 1996. 271с. Department of Technical Cybernetics NTU "KPI" - Kiev, Ukraine
6. Добров Г.М. "Экспертные оценки в научно-техническом прогнозировании". – К.: Наукова думка, 1974.-160 с.
7. Бешелев С.Л., Гурвич Ф. Г. Математические методы экспертных оценок. – М.: Статистика, 1980. – 263 с.
8. Фомин Я. А. Распознавание образов: теория и применения. — 2-е изд. — М.: ФАЗИС, 2012. — 429 с.
9. Фомин Я. А., Тарловский Г. Р. Статистическая теория распознавания образов. — М.: Радио и связь, 1986. — 624 с.
10. Дубровин В.И. Субботин С.А. Богуслаев А.В. Яценко В.К. Интеллектуальные средства диагностики и прогнозирования надежности авиадвигателей-Запорожье: ОАО Мотор-Сич.-2003.-279с.
11. Самарский А. А. Введение в численные методы. — СПб.: Издательство «Лань», 2005. — 288 с
12. А.П. Мишин, И.В.Проскуряков. Высшая алгебра.—М.: Государственное издательство физико-математической литературы,1962. – 300 с.

EVALUTION OF THE QUALITY OF INDUSTRIAL PRODUCTS (COMBINATORIAL APPROACH)

Alexander STENIN¹ Oleg LISOVYCHENKO² Sergei STENIN³

¹ Department of Technical Cybernetics NTU "KPI" - Kiev, Ukraine

² Department of Technical Cybernetics NTU "KPI" - Kiev, Ukraine

³Department of Tax and Customs Expertises SFS of Ukraine - Kiev
email:olisov@tk.kpi.ua,alexander.stenin@yandex.ua,serg.stenin@gmail.com

Abstract. The level of quality it is a relative characteristic, based on the comparison of the values of the most informative signs of the estimated industrial products with corresponding values taken as a basis for comparison. To solve the problem of classification of industrial products based on a statistical method is proposed procedure of forming a scale of their quality. Statistical ranking method is quite effective in the presence of a relatively small amount of aggregate initial signs and the assumption of no correlation between them. Quality assessment of specific industrial products within this class is asked to exercise by using empirical criterion through the use of a combinatorial approach to avoid the disadvantages of the known methods (in particular ,integral , differential, etc.).

Keywords: industrial product, statistical method, the ranking of attributes, the empirical criterion, the combinatorial approach.

ВЛИЯНИЕ НА ЕНЗИМНАТА СКОРОСТ ВЪРХУ ПРОЦЕСИТЕ В АМПЕРО- МЕТРИЧЕН БИОСЕНЗОР ПРИ ПИНГ-ПОНГ ЕНЗИМНА КИНЕТИКА

Николай СТОЯНОВ Антония ПАНДЕЛОВА Божидар ДЖУДЖЕВ

Катедра „Електроизмервателна техника“, Технически университет – София, България

e-mail: n_stoyanov@tu-sofia.bg,

e-mail: apndelova@tu-sofia.bg

e-mail: b.djudjev@tu-sofia.bg

Резюме: В настоящата работа е проведено симулационно изследване на влиянието на максималната скорост на ензимната реакция върху процесите в амперометричен биосензор за установен режим на измерване. Разгледан е косубстрат-чувствителен вариант при пинг-понг ензимна кинетика. Диференциалните уравнения, описващи процесите в ензимната мембрана са решени с помощта на числено интегриране в програмната среда MATLAB. За различни стойности на максималната скорост на ензимната реакция са получени концентрационните профили на субстрат и косубстрат в активната мембрана, както и изходния ток от амперометричния биосензор. Направен е анализ на влиянието на ензимната скорост върху метрологичните характеристики на биосензора.

Ключови думи: биосензор, пинг-понг ензимна кинетика, симулационен модел

1. УВОД

Една от насоките в развитието на аналитичната техника през последните две десетилетия е свързана с търсенето на нови алтернативни методи за количествен анализ на вещества. Изискванията, на които трябва да отговарят тези методи се определят основно от запазване и подобрене на основните аналитични и метрологични характеристики на новосъздадените устройства. Типичен пример в тази насока са все по-широко разработваните и използвани биосензори, изградени на основата на биологичен материал [1,2].

Биосензорите включват в конструкцията си комбинация от два елемента – биологичен материал и физико-химичен преобразувател. Основното им предимство се дължи на високоспецифичното и селективно взаимодействие между биоматериала и измерваното вещество

Съществува голямо разнообразие от биологични структури, които се използват като първични преобразуватели, разпознаващи анализираната субстанция – ензими, микроорганизми, тъкани, органели, ДНК, РНК [3]. Най-голямо разпространение са получили биосензорите, функциониращи на базата на ензимни реакции. След подходяща имобилизация към определен носител, ензима се поставя в тесен контакт или интегрира с физико-химичния преобразувател. Най-често се използват преобразуватели от

електрохимичен или оптичен тип. При първия вид вследствие на ензимната реакция се формира електроактивен продукт (или консумира косубстрат), докато при втория е налице изменение на някое от оптичните свойства на средата.

Един от основните проблеми свързан с разработването и приложението на биосензорите в аналитичната практика е коректното им математическо описание [4,5]. В общия случай процесите, протичащи в зоната на биологичния материал на амперометричен едноензимен биосензор се описват с помощта на система от частни нелинейни диференциални уравнения от втори ред за субстрата, косубстрата и продукта. Наличието на частни производни и нелинейна функция за скоростта на ензимната реакция усложнява твърде много математическите модели, при което решенията са възможни единствено с помощта на числено интегриране. В установен режим на измерване процесите се описват чрез система обикновени диференциални уравнения, като за по-сложните видове ензимна кинетика, отново точни аналитични решения липсват [6]. Особен интерес представлява случаят, когато скоростта на ензимната реакция на едноензимен биосензор зависи и от концентрацията на косубстрат. Това е т.н. пинг-понг ензимна кинетика, която добавя и допълнителни параметри в структурата на математическия модел [3].

Целта на настоящата работа е да се оцени влиянието на максималната скорост на ензимната реакция върху едноензимен амперометричен биосензор при пинг-понг ензимна кинетика за установен режим на измерване. Да се установи вида на концентрационните профили на косубстрат и продукт, както и изходния ток от биосензора за различни стойности на максималната скорост.

2. МАТЕМАТИЧЕСКИЯ МОДЕЛ ЗА ПИНГ-ПОНГ ЕНЗИМНА КИНЕТИКА

Конструкцията на едноензимния амперометричен биосензор е представена в [7]. Тя се състои от активна мембрана l , включваща ензим E , амперометричен електрод и диализна мембрана d , която отделя ензимния слой от изследвания разтвор. В диализната мембрана протича единствено процес на дифузия на субстрат и косубстрат. Навлизането на субстрат S и косубстрат C в ензимната мембрана е съпроводено с протичане ензимна реакция [3], от която се получава продукт P .

Процесите на дифузия и ензимна реакция в ензимния слой се описват с помощта на система от нелинейни диференциални уравнения за субстрата, косубстрата и продукта [3]. Уравнението за косубстрата в безразмерни координати може да се запише в следния вид:

$$\frac{1}{(D_S / D_C) \cdot (K_M / K_C)} \frac{d^2 C}{dx^2} - V(S, C) = 0$$

Тук D_S е дифузионен коефициент на субстрата в ензимната мембрана; D_C е дифузионен коефициент на косубстрат; K_M е константа на Михаелис за субстрата; K_C е константа на Михаелис за косубстрата.

За възприетата пинг-понг ензимна кинетика скоростта на реакцията се описва съгласно зависимостта:

$$V(S, C) = \frac{(I^2 / D_S) \cdot (V_m / K_M)}{1 + 1/S + 1/C},$$

където l е дебелина на активната мембрана, а V_m е максимална скорост на ензимната реакция.

За косубстрат-чувствителен вариант на амперометричен биосензор изходния ток в размерни координати е:

$$I_C = n \cdot F \cdot A \cdot D_C \left. \frac{d[C]}{d\delta} \right|_{\delta=0}$$

където n е броя на електроните в електрохимичната реакция; F е константата на Фарадей; A е площ на катода; δ е размерна координата.

Граничните условия са следните:

$$x = 0, \quad \frac{dS}{dx} = 0, \quad C(0) = 0, \quad P(0) = 0$$

$$x = 1, \quad S(1) = S_0, \quad C(1) = C_0, \quad P(1) = 0$$

Тук $x = 1$ е границата изследван разтвор – активна мембрана, а $x = 0$ е границата активна мембрана – електрод.

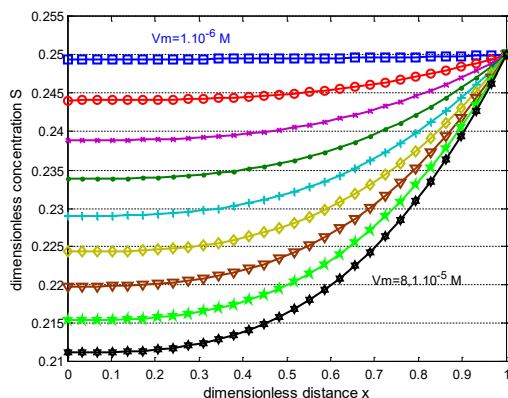
3. СИМУЛАЦИОНЕН АНАЛИЗ

Диференциалните уравнения от втори ред, описващи поведението на косубстрат чувствителния биосензор се решени числено в програмния пакет MATLAB. По метода на крайните елементи [8] е извършено числено интегриране с помощта на функцията BVP4C [9]. Решена е двуточковата гранична задача за двата края на активната мембрана – границите мембрана-електрод и мембрана – изследван разтвор. Поради факта, че в диализната мембрана е налице единствено процес на дифузия, за която концентрационните профили на субстрат и косубстрат са линейни, тя е пренебрегната от изследването.

В изследванията са използвани постоянни стойности за следните коефициенти и параметри от математическия модел: дифузионни коефициенти на субстрата и продукта в активната мембрана $D_S = 6 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$ и $D_P = 6 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2/\text{s}$, константа на Михаелис за субстрата $K_M = 2 \cdot 10^{-4} \text{ M/m}^3$, константа на Михаелис за косубстрата $K_C = 5 \cdot 10^{-4} \text{ M/m}^3$ (константа на Михаелис за кислород), дебелина на активната мембрана $l = 7 \cdot 10^{-5} \text{ m}$, брой електрони в електрохимичната реакция $n = 2$, константа на Фарадей $F = 96485 \text{ C/mol}$, площ на катода на амперометричния електрод $A = 7,85 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$.

Концентрационният профил на субстрат в ензимната мембрана за различни стойности на максималната скорост на ензимната реакция V_m е показан на фиг. 1. Зададените стойности на V_m в изследването са в диапазона 1 - 81 μM през 10 μM . Началните концентрации на субстрат и косубстрат са съответно $S_0 = 5 \cdot 10^{-5} \text{ M}$ и $C_0 = 5 \cdot 10^{-5} \text{ M}$. От

фигурата може съвсем ясно да се определи, че този параметър има съществено влияние върху разпределението на субстрат в активната мембрана.



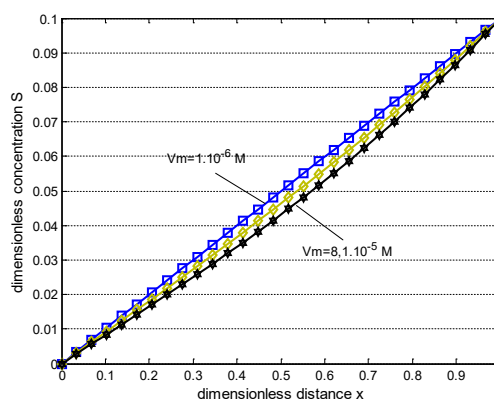
фиг.1 Разпределение на субстрат в зависимост от максималната скорост на ензимната реакция V_m

За най-ниската стойност на максималната скорост $1 \mu\text{M}$ субстрата достига до електродната повърхност с концентрация, която почти не се изменя от тази в другия край на мембраната. При следващите стойности се вижда, че функциите значително се променят. С постепенното увеличение на V_m започва нелинейно намаляване на концентрационния профил на субстрата веднага след навлизането му ензимния слой. Следствие на ензимната реакция се увеличава и концентрацията на продукт в мембраната, който в случая на косубстрат-чувствителен вариант на амперометричен биосензор, обаче е неинформативен. За най-големите стойности на максималната скорост V_m функциите имат силно нелинеен характер, като концентрацията на субстрат намалява още в средните части на активната мембрана.

На фиг. 2 са показани разпределенията на косубстрат, вследствие на неговата консумация в хода на ензимната реакция.

Максималните скорости на ензимната реакция са задавани в същия диапазон, като поради стеснените отклонения на функциите, стойностите са редуцирани до три – $1 \mu\text{M}$, $41 \mu\text{M}$ и $81 \mu\text{M}$. От графиката може да се определи, че разпределението на косубстрат в активната мембрана е

почти линейно и е слабо зависимо от изменението на максималната скорост на ензимната реакция. Поради избрания косубстрат-чувствителен вариант на биосензор концентрацията на косубстрат се консумира непрекъснато на повърхостта на амперометричния електрод. Стойността и равна на нула, което е фиксирано и в граничните условия при решаването на двуточковата гранична задача.

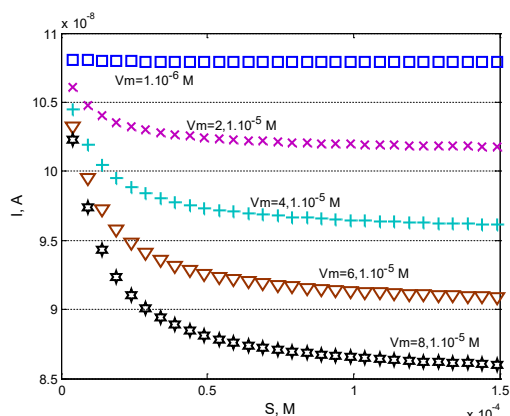


фиг.2 Разпределение на косубстрат в зависимост от максималната скорост на ензимната реакция V_m

Изходният ток от амперометричния биосензор е показан на фиг. 3.

Функцията е получена за концентрация на субстрат в диапазона $4 - 150 \mu\text{M}$. От фигурата може да се определи, че максималната скорост на ензимната реакция оказва съществено влияние върху метрологичните характеристики на амперометричния биосензор. Симуляционното изследване е извършено за пет стойности на V_m – $1 \mu\text{M}$, $21 \mu\text{M}$, $41 \mu\text{M}$, $61 \mu\text{M}$ и $81 \mu\text{M}$. Различните стойности оказват влияние, както върху чувствителността на биосензора, така и върху линейната зона на характеристиката вход-изход. Най-горната крива е получена за максимална скорост $1 \mu\text{M}$. От всички функции тя се характеризира с най-тясна линейна зона. Чувствителността и също е най-ниска $S = 0,00124 \mu\text{A}/\text{M}\mu$. Постепенното увеличение на скоростта предизвиква нарастване, както на линейната зона, така и на чувствителността на характеристиката. За

максималната стойност $81 \mu\text{M}$ функцията притежава най-широк линейен диапазон и чувствителност $S = 0,09826 \mu\text{A}/\text{M}\mu$.



Фиг.3 Изходен ток от биосензора в зависимост от максималната скорост на ензимната реакция V_m

4. ИЗВОДИ

В представената работа е направен симулационен анализ на влиянието на максималната скорост на ензимната реакция върху процесите в амперометричен биосензор при пинг-понг ензимна кинетика. Разгледан е косубстрат-чувствителен вариант с еднослойна ензимна мембрана в установен режим на измерване. Обикновените диференциални уравнения за субстрата, косубстрата и продукта са решени, чрез метода на крайните елементи в програмния пакет MATLAB.

Проведените експерименти със симулационния модел показват съществено влияние на максималната скорост на ензимната реакция, както върху разпределението на субстрат в ензимната мембрана, така и върху изходния ток от амперометричния биосензор. По-големите стойности на ензимната скорост водят до рязко консумиране на определяното вещество, веднага след навлизането му в ензимния слой. Обратно

при ниските скорости субстрата достига до амперометричния електрод с почти същата концентрация, каквато има на границата изследван разтвор-мембрана.

Функцията на изходния ток също променя значително формата си за различните стойности на максималната ензимна скорост. Най-високите стойности на V_m предизвикват увеличение до няколко пъти на чувствителността на биосензора. Едновременно с това значително се разширява и линейната зона на характеристиката.

- Проведените симулационни изследвания категорично показват необходимостта от добро прецизиране на стойностите на максималната скорост на ензимната реакция за постигане на високи метрологични характеристики на амперометричния биосензор.

Литература

1. Van Dorst B., Menta J., Bekaert K., Rouah-Martin E., De Coen W., Dubruel P., Blust R., Robbens J., Recent advances in recognition elements of food and environmental biosensors, Biosensors and Bioelectronics, 2010, 26, 1178 - 1194
2. Нейков А. Биосензорна техника, Сб. доклади "Метрология и метрологично осигуряване '2003", 16-20 Септември, 2003, Созопол
3. Нейков А., Биосензорни системи и анализатори, ТУ-София, 1993
4. Neykov A., Rangelova V., Mathematical modeling of the biosensor systems, Biotechnology and Biotechnology Equipment, (12) 2, 100-110, 1998
5. Schulmeister T., Mathematical modeling of the dynamic behaviour of amperometric enzyme electrodes. Selective Electrode Rev., 1990, 12, p.p.203-260
6. Baronas R., Lanciniskas A., Zilinskas A., Optimization of be-layer biosensors: trade off between sensitivity nad enzyme volume, Baltic J. Modern Computing, 2014, vol. 2, No.4, 285-296
7. Стоянов Н., Симулационен анализ на влиянието на дифузията при едноензимен биосензор, Инженерни науки (БАН), ЛП, книжка 4, 2015, 5-14
8. Yordanova, S., E. Gadjeva. System modeling and simulation, Technical University of Sofia, 2003.
9. Йорданов Й., Приложение на MATLAB в инженерните изследвания, част I и част II, (Библиотека за докторанта).- Русенски университет, Русе, 2004

INFLUENCE OF MAXIMAL ENZYMATIC RATE OF AMPEROMETRIC BIOSENSOR IN PING-PONG ENZYME KINETICS

Nikolay STOYANOV, Antonia PANDELOVA, Bozhidar DZHUDZHEV

Electrical measurement department, Technical university – Sofia, Bulgaria

e-mail: n_stoyanov@tu-sofia.bg

e-mail: apndelova@tu-sofia.bg

e-mail: b.djudjev@tu-sofia.bg

Abstract: In the present work simulation analysis of maximal enzymatic rate to amperometric biosensor in steady-state conditions is developed. Co-substrate sensitive variant in ping-pong enzyme kinetics is analyzed. The differential equations describing process in enzyme membrane is solved by numerical integration in MATLAB. Concentration profiles of substrate and co-substrate in active membrane and output signal of amperometric biosensor for different values of maximal enzymatic rate is obtained. The analysis about influence of maximal enzymatic rate to metrological characteristics of biosensor is made.

Key words: biosensor, ping-pong enzyme kinetics, simulation model

СИНТЕЗ НА ГЕОМЕТРИЧНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО СЪОРЪЖЕНИЕ И РАБОТНАТА ЗОНА НА ХИДРАВЛИЧЕН БАГЕР

Росен МИТРЕВ

катедра „Инженерна логистика, подемно-транспортна и строителна техника”, Технически университет - София,
България

e-mail: rosenm@tu-sofia.bg

Резюме: В настоящата работа е предложена методика, основана на използване на оптимизационен подход за синтез на геометричните параметри на работно съоръжение и работната зона на хидравличен багер. Броят на точките в равнината, които следва да се достигат от характерна точка на работния орган при зададени конфигурации на работното съоръжение не е ограничен, като при това сумата на определените кинематични дължини на звената е минимална. От своя страна, това води до минимизация на масата на работното съоръжение, съответно и на производствените разходи. Резултатите от числения пример показват, че методиката може да се използва за синтез на геометричните параметри на работно съоръжение. Предложената методика е компютърно ориентирана и лесно се автоматизира.

Ключови думи: хидравличен багер, оптимизация, работна зона, синтез на геометрични параметри

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Определянето на геометричните параметри на звената на работното съоръжение на хидравличния багер се извършва на първоначалния етап на проектиране на машината. Определените стойности дефинират размерите и формата на работната зона, която е основна характеристика на машината и в значителна степен определя технологичните възможности на машината при работа с различни работни органи.

Основен принцип, който следва да се спазва при синтеза на геометричните параметри на звената е да се осигури възможност характерна точка от работния орган (например върха на зъба на кофата, на пробойника на хидравличния чук и др.) да се позиционира в зададена точка от пространството или равнината, чийто координати се определят от изискванията на извършвания технологичен процес. Координатите на тези зададени точки обикновено определят екстремалните характеристики на работната зона, например – максимално възможна достижима височина, максимално възможна достижима дълбочина на копаене, максимален обхват на нивото на терена. Също така, извършването на редица технологични процеси изисква позициониране на работния орган под определен ъгъл в зададената точка, което налага допълнителни ограничения при синтеза.

Тъй като работното съоръжение на багера по своята кинематична структура представлява манипулатор, последното звено на който е работния орган, то неговите основни геометрични параметри са кинематичните дължини на звената (постоянни или променливи) и максималните и минималните ъгли на тяхното завъртане. Координатите на специфична точка от работния орган се определят по зависимостите на правата кинематична задача.

Определянето на геометричните параметри на звената се извършва предимно по следните начини:

1) Чрез геометричен синтез и построения [3]. Въпреки, че използването на CAD системи значително ускорява построенията и тяхната точност, при необходимост от многократно прилагане този метод е неефективен и не подлежи на автоматизация. Броят на параметрите, които могат да се определят, е ограничен, а останалата част от параметрите се задават, например стойностите на интервалите на завъртане;

2) Чрез съставяне на аналитични зависимости, даващи връзката между зададените координати на характерната точка и търсените геометрични параметри на работното съоръжение. При малък брой на неизвестните, получената система нелинейни уравнения се решава аналитично, а при по-голям брой - числено при зададени подходящи начални стойности на параметрите [2,5]. Основен

недостатък на този подход е, че за да се намери еднозначно решение на системата уравнения е необходимо броят на съставените уравнения трябва да бъде равен на броя на търсените параметри. Това силно стеснява възможностите за приложение, тъй като често се съставят повече уравнения, отколкото са неизвестните, което води до невъзможност за получаване на еднозначно решение;

3) Чрез определяне на стойностите на геометричните параметри по аналогия със съществуващи утвърдени конструкции или използване на емпирични и регресионни зависимости [1,2,5], получени въз основа на обработка и обобщаване на голям брой статистически данни. Този метод е най-разпространен, ефективен е и се основава на многогодишен значителен натрупан конструктивен и експериментален опит, но не винаги полученият резултат удовлетворява поставените към новата или уникалната конструкция изисквания. В процеса на конструктивна разработка на елементите, обикновено получените стойности претърпяват корекции.

Целта на настоящата работа е да се разработи методика за синтез на геометричните параметри на работно съоръжение и работната зона на хидравличен багер чрез използване на оптимизационен подход. Предложената методика не трябва да бъде ограничена откъм количеството на определяни геометрични параметри, а също така трябва да бъде компютърно ориентирана и лесно да се автоматизира.

2. ДЕФИНИРАНЕ НА ОПТИМИЗАЦИОННА ЗАДАЧА

Един рационален подход за синтез на геометричните параметри на звената на багерно работно съоръжение, който лесно се автоматизира, е чрез дефиниране и решаване на оптимизационна задача, в която аналитично съставените геометрични зависимости за специфични точки от работната зона да бъдат въведени като ограничения, чието количество не е ограничено.

Общият вид на оптимизационната задача е следния [4]:

$$Z(\mathbf{q}) \rightarrow \text{extr} \quad (1)$$

$$\mathbf{c} \{=, \leq, \geq\} \mathbf{0} \quad (2)$$

$$\mathbf{q}_{\max} \geq \mathbf{q} \geq \mathbf{q}_{\min} \quad (3)$$

където $Z(\mathbf{q})$ е целевата функция на задачата, чийто екстремум се търси; $\mathbf{c}$ е вектор на ограниченията на задачата, а $\mathbf{q}$ е вектор на управляващите параметри, $\mathbf{q}_{\min}$ и $\mathbf{q}_{\max}$ са техните минимални и максимални стойности; $\{=, \leq, \geq\}$ са релационни оператори в съответното ограничение.

Нека да дефинираме и решим оптимизационната задача за тризвено работно съоръжение с кинематична структура RRR, като за съоръжение с друга кинематична структура или с повече звена постановката е същата.

Основните геометричните параметри, които следва да се определят за разглежданото работно съоръжение са: 1) кинематичните дължини на стрелата L_1 , носача L_2 и работния орган L_3 ; 2) минималните и максимални релативни ъгли на завъртане на стрелата $\theta_{1\min}$ и $\theta_{1\max}$, на носача $\theta_{2\min}$ и $\theta_{2\max}$ и на работния орган $\theta_{3\min}$ и $\theta_{3\max}$. Целевата функция може да има различен характер – минимални сумарни квадрати на разликите между зададените и реализираните позиции и ориентация, максимизация или минимизация на характеристики на работната зона и др. Тук, за решаване на задачата на синтеза, се търси минимална стойност на сумата на кинематичните дължини на отделните звена:

$$Z = L_1 + L_2 + L_3 \rightarrow \min \quad (4)$$

Допълнителна мотивация за използването на така дефинираната целева функция е фактът, че масата на звеното е пропорционална на кинематичната дължина, а потенциално възможното намаляване на общата маса на работното съоръжение е желана тенденция при проектирането му.

Налице е еднокритериална многопараметрична задача за условна нелинейна оптимизация. Ограниченията на задачата, които формират допустимата област, се съставят от условието при различни конфигурации на работното съоръжение характерната точка на работния орган да се позиционира в точка със зададени координати в равнината. Също така, при някои от конфигурациите се изисква и определена ориентация на работния орган спрямо глобалната координатна система. Ограниченията за позицията на характерната точка от работния орган за манипулатор с

кинематична структура RRR имат следния общ вид:

$$L_x + L_1 \cos \theta_{1k} + L_2 \cos(\theta_{1k} + \theta_{2k}) +$$

$$+ L_3 \cos(\theta_{1k} + \theta_{2k} + \theta_{3k}) \{=, \leq, \geq\} x_k \quad (5)$$

$$L_y + L_1 \sin \theta_{1k} + L_2 \sin(\theta_{1k} + \theta_{2k}) +$$

$$+ L_3 \sin(\theta_{1k} + \theta_{2k} + \theta_{3k}) \{=, \leq, \geq\} y_k \quad (6)$$

където са въведени следните означения: $\theta_{1k}, \theta_{2k}, \theta_{3k}$ - стойности на ъглите на завъртане на звената в k^{ma} зададена конфигурация, при която координатите на характерната точка следва да бъдат (x_k, y_k) . За краткост, по-надолу се използват означенията:

$$f_x(\theta_{1k}, \theta_{2k}, \theta_{3k}) = L_x + L_1 \cos \theta_{1k} + L_2 \cos(\theta_{1k} + \theta_{2k}) +$$

$$+ L_3 \cos(\theta_{1k} + \theta_{2k} + \theta_{3k}) \quad (7)$$

Необходимите ъгли на наклона на звената спрямо оста x на глобалната координатна система за съответната конфигурация k създават допълнителни ограничения от вида:

$$\theta_{1k} \{=, \leq, \geq\} \varphi_{1k} \quad (9)$$

$$\theta_{1k} + \theta_{2k} \{=, \leq, \geq\} \varphi_{2k} \quad (10)$$

$$\theta_{1k} + \theta_{2k} + \theta_{3k} \{=, \leq, \geq\} \varphi_{3k} \quad (11)$$

където $\varphi_{1k}, \varphi_{2k}$ и φ_{3k} са зададените стойности на ъглите на наклона на звена 1, 2 и 3 спрямо хоризонталата.

Други ограничения са свързани с кинематичните дължини на звената и ъглите на тяхното завъртане. Ограниченията, свързани с дължините на звената са следните:

1) Дължините на стрелата и носача следва да са в определено съотношение:

$$k_2 \geq \frac{L_2}{L_1} \geq k_1 \quad (12)$$

където k_1 и k_2 са числа, по-малки от 1. Това е ограничение от конструктивен характер, наложено от необходимостта за разполагане на задвижващите механизми върху звената;

2) Кинематичната дължина на работния орган варира в определени граници, определени от конструктивни съображения:

$$k_4 \geq L_3 \geq k_3 \quad (13)$$

В случай, че се използва съществуващ работен орган и неговата дължина е известна, то L_3 следва да се фиксира на определена стойност и да се изключи от вектора на управляващите параметри;

3) Дължините са положителни числа. За L_3 това се осигурява от ограничението (13), а за L_1 и L_2 се осигурява от задаването на условие една от двете дължини да бъде положително число.

4) Интервалните ограничения, свързани с максималните $\theta_{i \max}$ и минималните $\theta_{i \min}$ ъгли на завъртане на звената са следните:

$$\theta_{i \max}^{UB} \geq \theta_{i \max} \geq \theta_{i \max}^{LB} \quad (14)$$

$$\theta_{i \min}^{UB} \geq \theta_{i \min} \geq \theta_{i \min}^{LB} \quad (15)$$

където чрез горен индекс LB са означени минимално допустимите граници на максималния и минималния ъгли на завъртане, а чрез UB – максимално допустимите граници на максимално и минимално допустимите ъгли на завъртане.

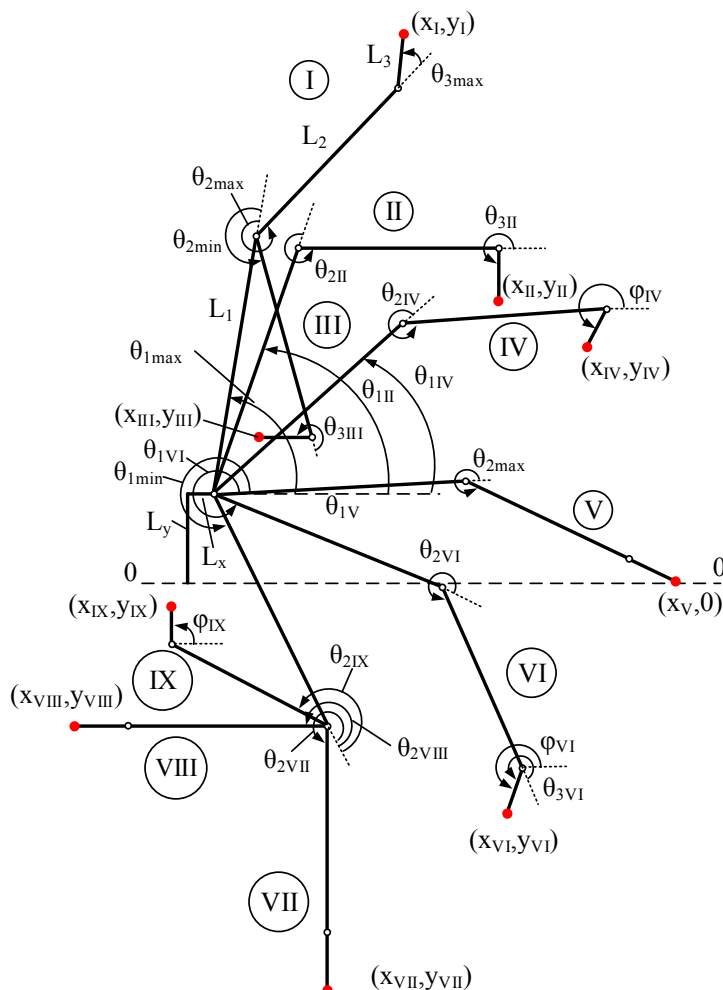
На фиг.1 са показани координатите на точките (x_k, y_k) , които следва да достига характерна точка от работния орган и съответстващите ѝ конфигурации на работното съоръжение, които са характерни при изпълнение на различни технологични процеси и определят цялостните характеристики на работното съоръжение.

Ограниченията, произтичащи от зададените конфигурации се съставят по (7) - (11) и имат следния вид:

Конфигурация I. При това разположение на звената на работното съоръжение (фиг.1) се реализира максималната височина y_l , до която достига характерната точка от работния орган. При тази конфигурация всичките ъгли на завъртане на звената са на максималните си стойности - $\theta_{1 \max}, \theta_{2 \max}, \theta_{3 \max}$. Ограничение се налага единствено на y координатата на върха на звено 3:

$$f_y(\theta_{1 \max}, \theta_{2 \max}, \theta_{3 \max}) \geq y_l \quad (16)$$

Конфигурация II. Показаното разположение на звената е продиктувано от височината на натоварваното транспортно средство при спазване на екологични съображения, свързани с разпиляването на материала.



фиг.1 Зададени конфигурации на работното съоръжение

При хоризонтално разположен носач и вертикално разположена кофа следва върха на зъба на кофата да се позиционира в координати (x_{II}, y_{II}) , като ъгълът на наклона на стрелата θ_{III} следва да е по-малък от θ_{1max} . Ограниченията имат следния вид:

$$f_x(\theta_{1II}, \theta_{2II}, \theta_{3II}) = x_{II} \quad (17)$$

$$f_y(\theta_{1II}, \theta_{2II}, \theta_{3II}) \geq y_{II} \quad (18)$$

За да се дефинират ъглите на наклона спрямо хоризонталата на звена 2 и 3 се задават още и следните съотношения на ъглите:

$$\theta_{1II} + \theta_{2II} = 2\pi \quad (19)$$

$$\theta_{1II} + \theta_{2II} + \theta_{3II} = \frac{3\pi}{2} \quad (20)$$

$$\theta_{1II} \leq \theta_{1max} \quad (21)$$

Конфигурация III. При тази конфигурация се реализира минималния обseg на работното съоръжение при максимално изправена стрела. Това разположение на звената съответства на максималната стойност на ъгъла на звено 1, минимална стойност на ъгъла на звено 2 и хоризонтално разположена кофа. Ограничително условие се налага само на x координатата:

$$f_x(\theta_{1\max}, \theta_{2\min}, \theta_{3\max}) \leq x_{III} \quad (22)$$

Хоризонталното разположение на кофата се задава чрез условието

$$\theta_{1\max} + \theta_{2\min} + \theta_{3\max} = \pi \quad (23)$$

Конфигурация IV. При това разположение на звената се цели достигане на зададени координати на върха на кофата (x_{IV} , y_{IV}) при ъгъл на ориентация на работния орган спрямо хоризонталата φ_{IV} :

$$f_x(\theta_{1IV}, \theta_{2IV}, \theta_{3IV}) = x_{IV} \quad (24)$$

$$f_y(\theta_{1IV}, \theta_{2IV}, \theta_{3IV}) = y_{IV} \quad (25)$$

$$\theta_{1IV} + \theta_{2IV} + \theta_{3IV} = \varphi_{IV} \quad (26)$$

Конфигурация V. Тази конфигурация определя максималния обсег на работното съоръжение на нивото на терена, т.е. при у координата на характерната точка равна на 0 и ъгъл на наклона на звено 3 спрямо звено 2 равен на 0, т.е. $\theta_{3V} = 0$.

Ограниченията са следните:

$$f_x(\theta_{1V}, \theta_{2\max}, 0) \geq x_V \quad (27)$$

$$f_y(\theta_{1V}, \theta_{2\max}, 0) = 0 \quad (28)$$

Конфигурация VI. Това разположение на звената съответства на достигане на определена точка с координати (x_{VI} , y_{VI}), разположена под нивото на терена при разположение на работния орган под зададен ъгъл φ_{VI} спрямо хоризонталата:

$$f_x(\theta_{1VI}, \theta_{2VI}, \theta_{3VI}) = x_{VI} \quad (29)$$

$$f_y(\theta_{1VI}, \theta_{2VI}, \theta_{3VI}) = y_{VI} \quad (30)$$

$$\theta_{1VI} + \theta_{2VI} + \theta_{3VI} = \varphi_{VI} \quad (31)$$

Конфигурация VII. Това разположение на звената се реализира при минимална стойност на ъгъла на стрелата и вертикално разположени носач и стрела и определя максимално възможната дълбочина на копаене. Ограничителното условие е следното, като се отчита, че $\theta_{3VII} = 0$, а също така и че y_{VII} е отрицателно число (затова знакът е $\leq$):

$$f_y(\theta_{1\min}, \theta_{2VII}, 0) \leq y_{VII} \quad (32)$$

Вертикалното положение на носача и кофата се задава чрез следното условие:

$$\theta_{1\min} + \theta_{2VII} = \frac{3\pi}{2} \quad (33)$$

Конфигурация VIII. Това разположение отговаря на минималния обсег под нивото на терена. Минималният обсег под нивото на терена се достига при минимален ъгъл на наклона на стрелата и хоризонтално разположени носач и кофа:

$$f_x(\theta_{1\min}, \theta_{2VIII}, 0) \leq x_{VIII} \quad (34)$$

$$\theta_{1\min} + \theta_{2VIII} = \pi \quad (35)$$

Конфигурация IX. Тази конфигурация се реализира при минимален ъгъл на наклона на стрелата, минимален ъгъл на носача и вертикална кофа:

$$f_y(\theta_{1\min}, \theta_{2IX}, \theta_{3IX}) \geq y_{IX} \quad (36)$$

Вертикалното разположение на кофата се задава чрез ограничението:

$$\theta_{1\min} + \theta_{2\min} + \theta_{3IX} = \frac{\pi}{2} \quad (37)$$

Съгласно направените разглеждания, елементите на вектора на управляващите параметри са: $L_1, L_2, L_3, \theta_{1\max}, \theta_{2\max}, \theta_{3\max}, \theta_{1\min}, \theta_{2\min}, \theta_{3\min}, \theta_{2II}, \theta_{3II}, \theta_{3III}, \theta_{1IV}, \theta_{2IV}, \theta_{3IV}, \theta_{1V}, \theta_{1VI}, \theta_{2VI}, \theta_{3VI}, \theta_{2VII}, \theta_{2VIII}, \theta_{2IX}, \theta_{3IX}$.

3. ЧИСЛЕН ПРИМЕР

Нека извършим синтез на параметрите на работно съоръжение със следните числени данни: $L_x=0.5, L_y=1.7, y_I=9, x_{II}=6.5, y_{II}=6, x_{III}=2, x_{IV}=7.5, y_{IV}=4, x_V=10, x_{VI}=6, y_{VI}=-6, y_{VII}=-8, x_{VIII}=-1, x_{IX}=4, y_{IX}=-1, \varphi_{IV}=\varphi_{VI}=255^\circ, k_1=0.65, k_2=0.8, k_3=0.9, k_4=1.1, \theta_{1\max}=[60^\circ, 80^\circ], \theta_{2\max}=[310^\circ, 340^\circ], \theta_{3\max}=[350^\circ, 370^\circ], \theta_{1\min}=[300^\circ, 330^\circ], \theta_{2\min}=[210^\circ, 240^\circ], \theta_{3\min}=[200^\circ, 240^\circ]$

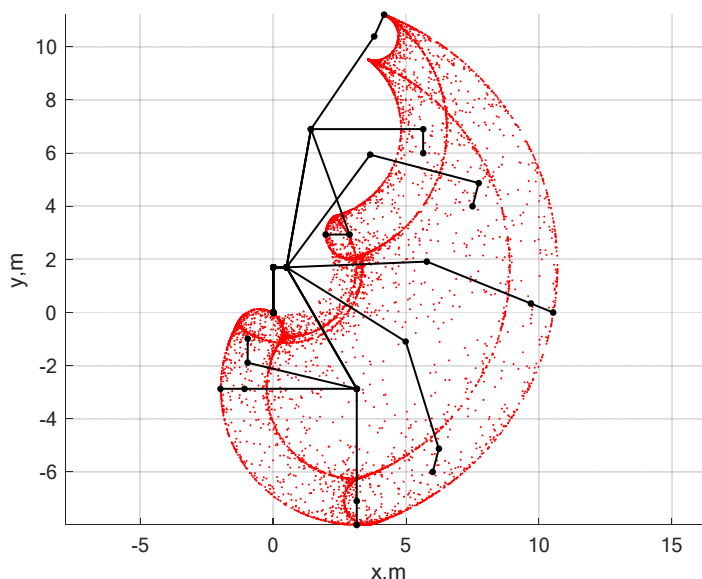
В резултат на решаване на оптимизационната задача по метода на Нелдер-Мид, използващ нелинеен симплекс алгоритъм, се получават следните оптимални стойности за управляващите параметри (дължините са в метри, а ъглите – в радиани): $L_1=5.281, L_2=4.225, L_3=0.901, \theta_{1\max}=7.676, \theta_{2\max}=5.859, \theta_{3\max}=6.452, \theta_{3\min}=3.488, \theta_{2\min}=3.667, \theta_{1\min}=5.235, \theta_{2II}=4.886, \theta_{3II}=-1.571, \theta_{3III}=-1.921, \theta_{1IV}=7.215, \theta_{2IV}=-1.189, \theta_{3IV}=-1.576, \theta_{1V}=0.0407, \theta_{1VI}=5.725, \theta_{2VI}=-0.712, \theta_{3VI}=-0.562, \theta_{2VII}=-0.523, \theta_{2VIII}=-2.094, \theta_{2IX}=3.954, \theta_{3IX}=4.941$, а стойността на целевата функция е $Z=10.407$. На фиг.2 са показани работната зона и зададените

конфигурации на работното съоръжение, изобразени при използване на получените резултати. Както се вижда, генерираната работна зона удовлетворява точно всички зададени точки, тъй като всички неравенства са изпълнени със знак на равенство.

Отчитайки итеративния характер на процеса на проектиране и конструктивната разработка на елементите, получените стойности могат да бъдат допълнително уточнявани чрез предложената процедура.

Построената работна зона позволява изпълнението на технологични процеси при движение по

траектория, състояща се от един или повече прави участъка и разположена вътре в работната зона. Геометричните параметри на звената и съответстващата им работна зона могат така да се определят, че да позволяват движение по точно зададена траектория, което намира приложение основно при специализирани работни съоръжения, изпълняващи точно определени движения. В този случай постановката на оптимизационната задача е същата. Например, за зададена траектория, състояща се от два сегмента (фиг.3) целевата функция е (4), а ограниченията са следните:



фиг.2 Работна зона и зададени конфигурации на работното съоръжение

Конфигурации I и II. Характерната точка на работния орган следва да се позиционира в началната и в крайната точки на наклонения участък под ъгъл φ_I . Ограниченията са следните:

$$f_x(\theta_{1I}, \theta_{2I}, \theta_{3I}) = x_I \quad (38)$$

$$f_y(\theta_{1I}, \theta_{2I}, \theta_{3I}) = y_I \quad (39)$$

$$f_x(\theta_{1II}, \theta_{2II}, \theta_{3II}) = x_{II} \quad (40)$$

$$f_y(\theta_{1II}, \theta_{2II}, \theta_{3II}) = y_{II} \quad (41)$$

$$\theta_{1I} + \theta_{2I} + \theta_{3I} = \varphi_I \quad (42)$$

$$\theta_{1II} + \theta_{2II} + \theta_{3II} = \varphi_{II} \quad (43)$$

където координатите на началната и крайната точки са съответно (x_I, y_I) и (x_{II}, y_{II}) .

Конфигурации III и IV. Характерната точка на работния орган се позиционира в началната и в крайната точки на хоризонталния участък под ъгъл φ_{II} . Ограниченията са следните:

$$f_x(\theta_{1III}, \theta_{2III}, \theta_{3III}) = x_{II} \quad (44)$$

$$f_y(\theta_{1III}, \theta_{2III}, \theta_{3III}) = y_{II} \quad (45)$$

$$f_x(\theta_{1IV}, \theta_{2IV}, \theta_{3IV}) = x_{III} \quad (46)$$

$$f_y(\theta_{1IV}, \theta_{2IV}, \theta_{3IV}) = y_{III} \quad (47)$$

$$\theta_{1III} + \theta_{2III} + \theta_{3III} = \varphi_{II} \quad (48)$$

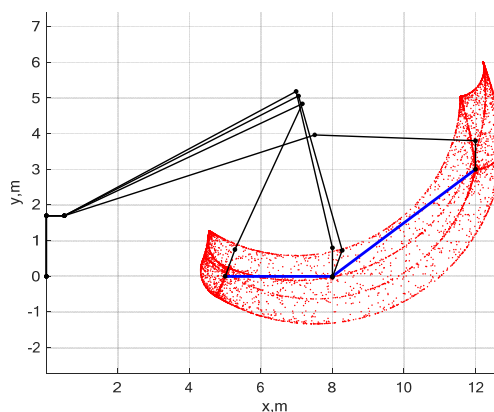
$$\theta_{1IV} + \theta_{2IV} + \theta_{3IV} = \varphi_{II} \quad (49)$$

където координатите на началната и крайната точки са съответно (x_{II}, y_{II}) и (x_{III}, y_{III}) . Към ограниченията се добавят и ограниченията за дължините на звената (12) и (13). На фиг.3 са показани позите, траекторията и генерираната работна зона при следните стойности на параметрите: $L_x=0.5$, $L_y=1.7$, $x_I=12$, $y_I=3$, $x_{II}=8$, $y_{II}=0$, $x_{III}=5$, $y_{III}=0$, $\varphi_I=270^\circ$, $\varphi_{II}=250^\circ$, $k_1=0.6$, $k_2=0.9$, $k_3=0.8$, $k_4=1.2$. Получените стойности на управляващите параметри са: $L_1=7.36092$, $L_2=4.49886$, $L_3=0.800005$. Диапазоните на промяна на ъглите на звената се определят в зависимост от получените за различните пози максимални и минимални стойности на ъглите на завъртане. Както се вижда от фиг.3, зададената траектория лежи изцяло в работната зона и всяка точка от нея е достижима при зададената ориентация на работния орган. Тъй като в случая се задават ограничения само за началните и крайните точки на сегментите е възможно работната зона да има такъв вид, че части от сегментите да лежат извън работната зона, т.е. да са недостижими. В този случай следва да се добавят допълнителни ограничения за недостижимите точки, подобни на ограниченията в крайните точки на траекторията.

4. ИЗВОДИ

Разработената методика се основава на използване на оптимизационен подход за синтез на геометричните параметри на работно съоръжение и работната зона на хидравличен багер. Броят на точките в равнината, които следва да се достигат от характерна точка на работния орган при зададени конфигурации на работното съоръжение не е ограничен, като при това сумата на определе-

ните кинематични дължини на звената е минимална. От своя страна, това води до минимизация на масата на работното съоръжение, съответно и на себестойността. Предложената методика е компютърно ориентирана и лесно се автоматизира.



фиг.3 Зададени конфигурации, траектория и генерирана работна зона

Литература

1. Баловнев В., Хмара Л. Повышение производительности машин для земляных работ. Киев, Будивельныйк, 1988г.
2. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. – М.: Машиностроение, 1965.
3. Данчев Д. Хидромеханичен анализ и синтез на задвижващи механизми на багери. Автореферат на дисертация за придобиване на научна степен Доктор на техническите науки. София, 1999 г.
4. Николов Н., Генов Д. Системен анализ. ТУ-Варна, 2009.
5. Побегайло П.А. О выборе рациональных кинематических параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора обратного копания. Българско списание за инженерно проектиране, брой 6, Декември 2010г.

SYNTHESIS OF THE WORKING ATTACHMENT GEOMETRICAL PARAMETERS AND THE WORKSPACE OF THE HYDRAULIC EXCAVATOR

Rosen MITREV

Department "Logistics engineering, material handling and construction machines", Technical University-Sofia, Bulgaria
e-mail: rosenm@tu-sofia.bg

Abstract: The presented paper proposes an optimization based methodology for the synthesis of the geometrical parameters of the working attachment and the workspace of the hydraulic excavator. The number of the points in the plane to be reached by a characteristic point of the working tool in the given configuration of the working attachment is not limited and the sum of the determined kinematic lengths of the links is minimal. This leads to minimization of the mass of the working attachment, and also of the manufacturing costs. The results of the numerical example show that the method can be used to synthesize the working attachment geometric parameters. The proposed methodology is computer-oriented and easy to automate.

Keywords: hydraulic excavator, optimization, workspace, geometric parameters synthesis

ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМИЗАЦИЯ НА КОРПУС НА КРАНОВ КОЛЕСЕН БЛОК

Благовест ЗЛАТЕВ¹ Георги ТОДОРОВ² Константин КАМБЕРОВ³

¹„Машинно-технологичен факултет”, Технически университет - София, България

e-mail: blagovestzlatev@gmail.com

²„Машинно-технологичен факултет”, Технически университет - София, България

e-mail: gdt@tu-sofia.bg

³„Машинно-технологичен факултет”, Технически университет - София, България

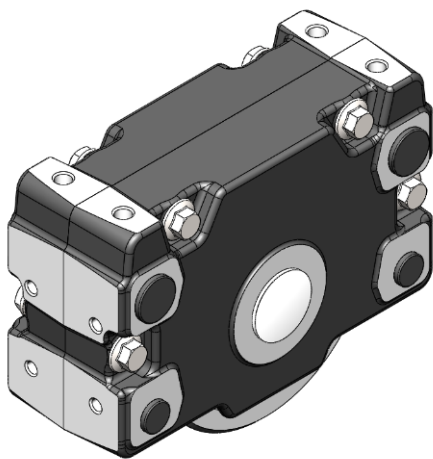
e-mail: kkamberov@3clab.com

Резюме: В настоящата работа е представен процес за параметрична оптимизация на теглото на корпус на кранов колесен блок с помощта на методите на параметрично оптимизиране, проектиране на експерименти и структурни анализи. Дефинирани са резултати от извършената оптимизация и сравнителен анализ на корпус преди и след процеса на оптимизация.

Ключови думи: кранов колесен блок, параметрична оптимизация, структурен анализ, проектиране на експерименти, метод на крайни елементи, CAD моделиране

1.УВОД

В днешно време колесните блокове за кранове са предпочитани пред вградени решения заради тяхната модулност. Тя обуславя възможността им за монтаж в различни по тип конструкции, при които има необходимост от преместване на тежки товари. Колесните блокове (фиг. 1) предоставят възможности за различни начини на закрепвания, докато запазват сравнително малка номенклатура от типоразмери с близка форма.



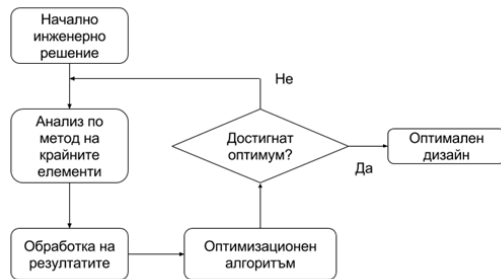
фиг.1 Кранов колесен блок

Поради голямата си сфера на приложение оптимизацията на тези конструкции е от особено значение. С понижаване на теглото на техните корпуси се намаляват както производствените разходи, така и теглото на цялата конструкция, в която биват вграждани.

В етапа на конструиране конструкторът използва ръководства, примерни конструкции, груби формули за оценяване и личния си опит за проектиране. Това довежда до конструктивни решения, но доста рядко те са оптимални. За да се достигне до оптимално решение може да се използва итеративно-интуитивна оптимизация, при която се модифицира дадена конструкция и с помощта на софтуер за инженерни анализи [3] се проверява валидността на новото решение. Това от своя страна е трудоемко, от което се появяват основните недостатъци на този метод - количеството време, необходимо за извършването му и неавтоматизираната природа на метода.

В тези случаи трябва да се прибегне до други начини на оптимизация [4] – параметрична, топологична или оптимизация на формата. Общото за трите метода на оптимизиране е необходимостта от дефиниране на гранични условия [3], ограничителни условия и целева функция.

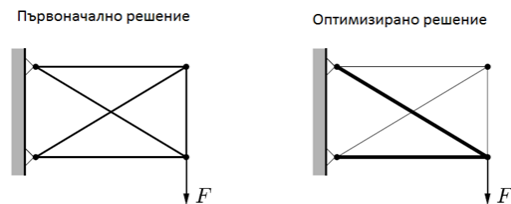
Трите метода на оптимизиране следват обобщения алгоритъм от фиг. 2. [1]



фиг.2 Алгоритъм на оптимизация

При оптимизиране на конструкции в напреднал стадий на развитие е удачно да се приложи метода на параметрична оптимизация. Това е така, защото предложената топология и форма най-вероятно удовлетворяват изискванията към конструкцията, а допълнителното оптимизиране променя само размерите на някои елементи като ребра, дебелина на стени, радиуси на закръгление и други. (фиг.3)

Размерите, характеризиращи тези елементи се задават като дизайн променливи.



фиг.3 Параметрична оптимизация

За извършване на параметрична оптимизация е необходимо планиране на експерименти, при които се избират определен брой стойности за всяка от оптимизационните променливи. [2] След изпълнението на експериментите се получава функционална повърхност, която описва математическата зависимост между целевата функция и оптимизационните променливи.

Оптимизацията се явява намирането на глобален екстремум от функционалната повърхност, ограничена от ограничителните условия [5]. Това се извършва от стохастични

алгоритми като симулационно закаляване, генетични алгоритми, Монте Карло, Табу търсене и други. [1]

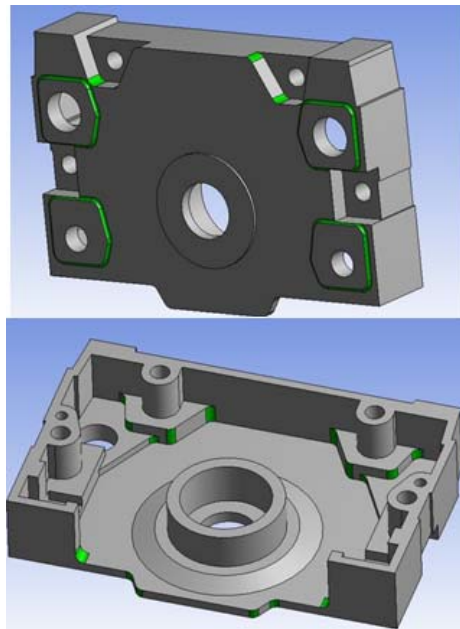
Цел на разработката

Целта на настоящата работа е да се моделира процес за параметрична оптимизация на корпус за кранов колесен блок и да се извърши сравнителен анализ между неоптимизираната и оптимизираната конструкции.

2.МЕТОДОЛОГИЯ ЗА ИЗГРАЖДАНЕ НА ПАРАМЕТРИЧЕН МОДЕЛ

Детайлт, за който трябва да се изгради параметричен модел е корпус на колесен блок за кранове. Неговата функция е да предоставя възможност за монтаж на колесния блок и да издържа на натоварването на конструкцията.

За създаването на параметричния модел е използван ANSYS DesignModeler, който е част от пакета ANSYS Workbench.



фиг.4 Параметричен модел

Поради ограничените възможности на моделиера, геометрията на корпуса се моделира

опростено като концептуален модел, базиран на размерите на първоначалното решение. Опростяването се получава чрез премахването на технологични особености на детайла като леярски наклони и радиуси на закръгления. (фиг. 4)

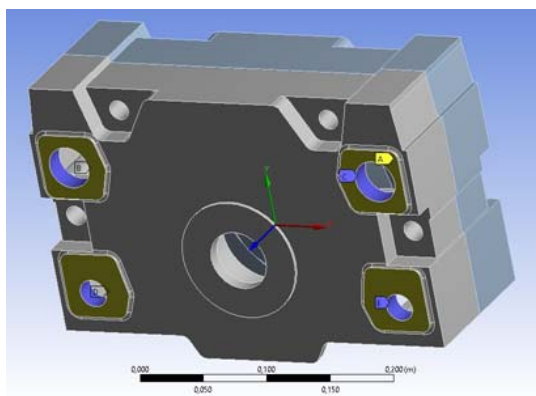
3.ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ГРАНИЧНИ УСЛОВИЯ

Необходимите гранични условия за дадената параметрична оптимизация трябва да определят закрепването на корпуса, натоварването му и материала, от който е изграден.

За конструкцията е избран материал сферографитен чугун EN-GJS-700-2 от групата на ковките чугуни.

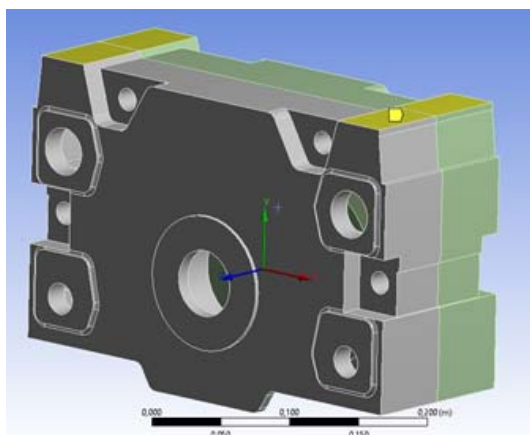
Разгледани са две закрепвания, спрямо които да бъде оптимизирана конструкцията - закрепване по челните повърхнини чрез щифтове и закрепване по горните повърхнини.

При закрепването по челните повърхнини корпусът е закрепен чрез отнемане на преместването по ос Z (фиг 5., оцветени с жълт цвят) и четири цилиндрични опори, които отнемат преместването в радиално и тангенциално направление (фиг. 5, оцветени със син цвят).

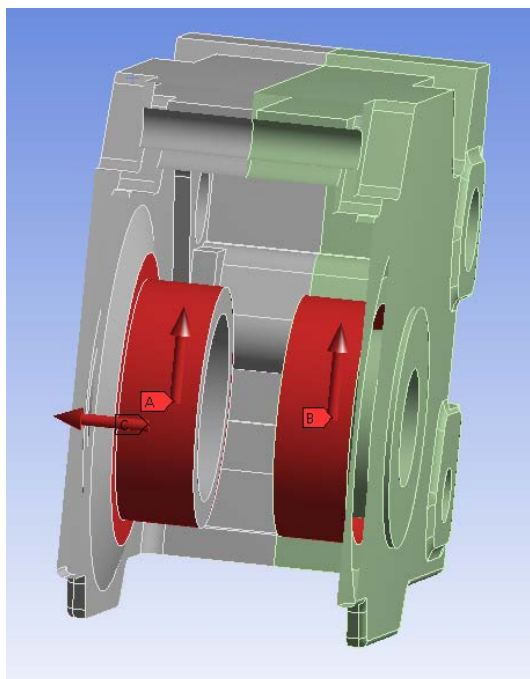


фиг.5 Закрепване по челните повърхнини с щифтове

При закрепването по горните повърхнини (фиг. 6, в жълт цвят) корпусите са конзолно закрепени.



фиг.6 Закрепване по горните повърхнини



фиг.7 Натоварване на конструкцията – А и В – радиални сили, С – осева сила

Натоварването на конструкцията е 10 тона и се разпределя между две радиални и една осева сили. (фиг. 7) Радиалните сили се изчисляват от формула 1.

$$R_{r1} = R_{r2} = \frac{m \cdot g \cdot \gamma_f}{2} = 72,6 \text{ kN}, \quad (1)$$

m – натоварване – 10000 kg;

g – земно ускорение;

γ_f – цялостен коефициент на сигурност, определен от стандарт EN 13001-2 – 1,48;

Осевата сила се определя по формула 2.

$$F_a = 0,3 \cdot (F_{a1} + F_{a2}) = 43,6 \text{ kN} \quad (2)$$

4.ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ЦЕЛЕВА ФУНКЦИЯ, ОПТИМИЗАЦИОННИ ПАРАМЕТРИ И ОГРАНИЧИТЕЛНИ УСЛОВИЯ

Като целева функция е избрана минимизация на теглото.

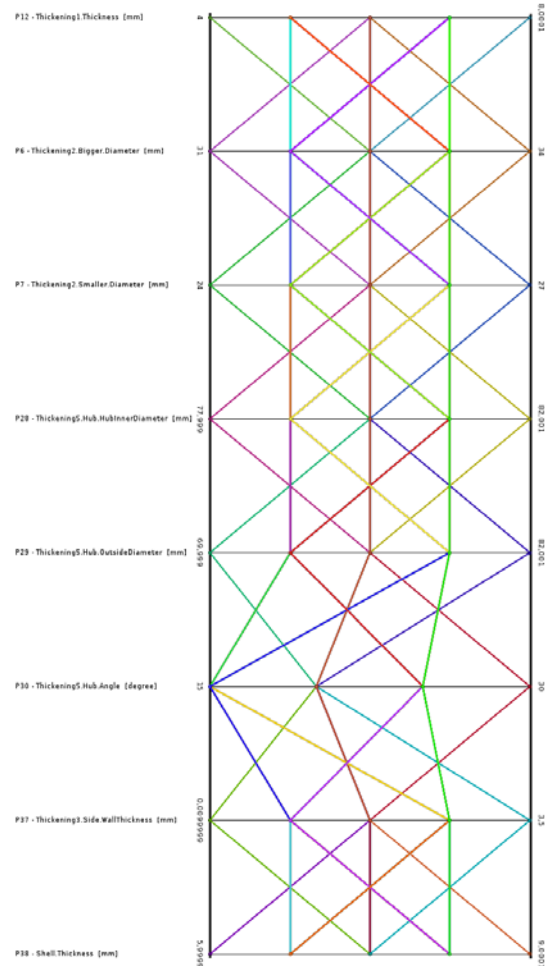
табл.1 Списък с оптимизационни параметри и интервалите им на промяна

Параметър	Номинална стойност	Долна граница	Горна граница
Дебелина на стената при удебеления за щифтове	7 mm	4 mm	8 mm
Диаметър на стена за страничните болтове	33 mm	31 mm	34 mm
Диаметър на стена за центриращи щифтове	26 mm	24 mm	27 mm
Допълнително удебеление на страничните стени	0,01 mm	0,01 mm	3,5 mm
Вътрешен диаметър на главината	78 mm	78 mm	82 mm
Външен диаметър на удебеляването около главината	80 mm	70 mm	82 mm
Ъгъл на скосяване при удебеляване около главината	16°	15°	30°
Обща дебелина на стената	8 mm	6 mm	9 mm

Ограничителното условие е еквивалентните напрежения да не превишават 400 МПа.

Избрани са 8 оптимизационни параметъра, посочени в таблица 1 със своите номинални стойности. Също така са посочени и максималните и минимални стойности, в които те могат да варират.

5.ИЗПЪЛНЕНИЕ НА ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМИЗАЦИЯ



фиг.8 Избрани стойности на оптимизационните параметри за планираните експерименти

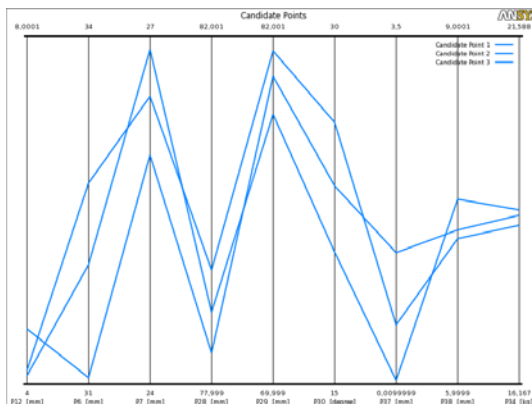
Изпълнението на параметричната оптимизация се базира на планирането на

експерименти. Софтуерният пакет ANSYS и по-специфично неговият модул ANSYS DesignXplorer позволяват автоматично генериране на експерименти по различни методи. Използван е методът на централния композитен дизайн (CCD), който при 8 оптимизационни параметъра генерира 81 експеримента.

табл.2 Стойности на оптимизационни параметри от Кандидат решение №1 и използваните им стойности при моделиране

Входни параметри	Стойност от КР	Използвана стойност
Дебелина на стената при удебеления щифтове	4,17 mm	4,5 mm
Диаметър на стена за страничните болтове	32,74 mm	32,5 mm
Диаметър на стена за центриращи щифтове	26,48 mm	26,5 mm
Допълнително удебеление на страничните стени	0,61 mm	0,45 mm
Вътрешен диаметър на главината	79,31 mm	79 mm
Външен диаметър на удебеляването около главината	81,52 mm	81,5 mm
Ъгъл на скосяване при удебеляване около главината	26,29°	26°
Обща дебелина на стената	7,26 mm	7 mm
Исходни параметри		
Маса	18,646 kg	-

След изпълнение на планираните експерименти е получена повърхност на решения на параметричната оптимизация. В резултат са получени три кандидат решения. (фиг. 9)

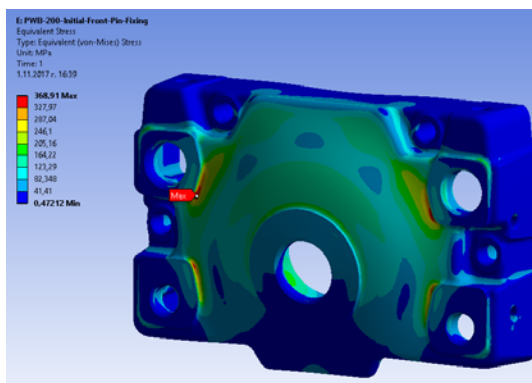


фиг.9 Стойности на оптимизационните параметри спрямо кандидат решенията

Избрано е кандидат решения №1 със стойности на параметрите и използвани стойности за са посочени в табл. 2.

6. СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ НА КОРПУСА ПРЕДИ И СЛЕД ОПТИМИЗАЦИЯ

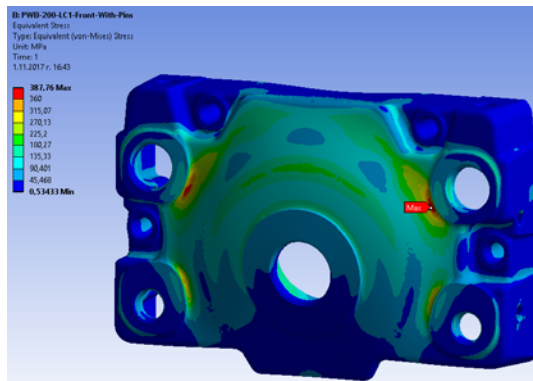
За сравнителния анализ се използват технологични модели на двата корпуса с добавени технологични наклони и радиуси на закръгление.



фиг.10 Разпределение на еквивалентните напрежения на неоптимизиран корпус при челно закрепване чрез щифтове

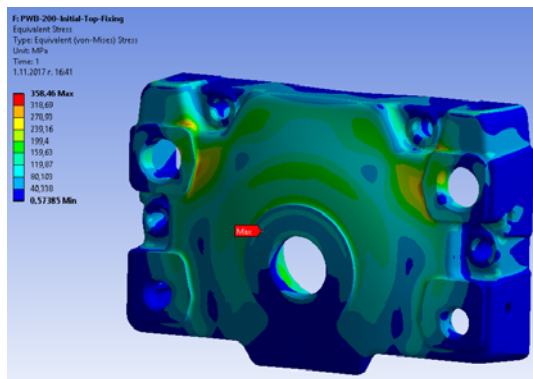
При челно закрепване чрез щифтове, неоптимизираният корпус има максимална стойност на еквивалентните напрежения по вон Мизес 368,91 МПа с разпределение показано на фиг. 10.

При челно закрепване чрез щифтове, оптимизираният корпус има максимална стойност на еквивалентните напрежения по вон Мизес 387,76 МПа с разпределение показано на фиг. 11.



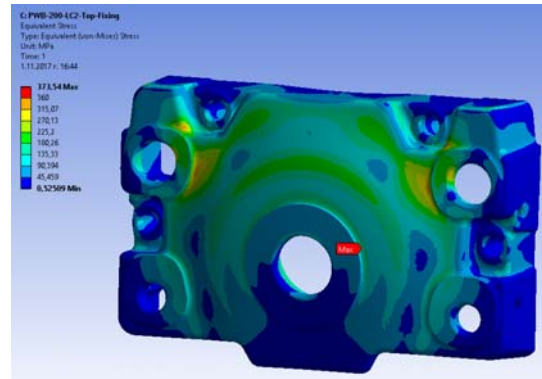
фиг.11 Разпределение на еквивалентните напрежения на оптимизиран корпус при челно закрепване чрез щифтове

При горно закрепване, неоптимизираният корпус има максимална стойност на еквивалентните напрежения по вон Мизес 358,46 МПа с разпределение показано на фиг. 12.



фиг.12 Разпределение на еквивалентните напрежения на неоптимизиран корпус при горно закрепване

При горно закрепване, оптимизираният корпус има максимална стойност на еквивалентните напрежения по вон Мизес 373,54 МПа с разпределение показано на фиг. 13.



фиг.13 Разпределение на еквивалентните напрежения на оптимизиран корпус при горно закрепване

Теглото на технологичния неоптимизиран корпус е 9,693 kg, а това на оптимизирания – 9,091 kg.

Относителното олекотяване на корпуса е 6,62% при увеличение на напреженията за челното и горно закрепвания респективно с 4.86% и 4.04%.

7.ИЗВОДИ

- В напреднал стадий на разработка параметричната оптимизация може да доведе до подобряване на една конструкция с вече избрана топология;
- Необходимостта от параметричен модел изисква време за неговото създаване, което се явява недостатък на метода;
- След оптимизация често е необходимо ръчно да се модифицира неоптимизираният модел;
- Разпределението на напреженията при параметрична оптимизация варира в сравнително малки граници заради запазената топология на оптимизираната конструкция;
- При добро проектиране на дадена конструкция, параметричната оптимизация довежда до сравнително малко подобряване на конструкцията;

Благодарности

Настоящите изследвания са осъществени с помощта на проект ДУНК-01/3 на Фонд „Научни Изследвания” при Министерство на Образованието, Младежта и Науката.

Литература

1. **Тодоров. Г., К. Камберов.** Виртуално инженерство. CAD/CAM/CAE&PLM Технологии.
2. **Schumacher A., M. Seibel.** New optimization strategies for crash design, University of Applied Science Hamburg,

Department of Automotive and Aeronautical Engineering, LS-DYNA Anwenderforum, Bamberg 2005.

3. ANSYS FEA MANUAL, Chapter 20, ANSYS, Inc. Canonsburg, PA., 2015.
4. **Shigley J. E., C. R. Mischke,** (1989). Mechanical Engineering Design, 5th ed. McGraw Hill Publication, New York.
5. **Ooi J. B., X. Wang, C. S. Tan, J. H. Ho, Y. P. Lim,** (2012). Modal and stress analysis of gear train design in portal axle using finite element modeling and simulation. Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 26, no. 2, p. 575-589, DOI:10.1007/s12206-011-1040-5.

PARAMETRIC OPTIMIZATION OF CRANE WHEEL BLOCK HOUSING

Blagovest ZLATEV¹ Georgi TODOROV² Konstantin KAMBEROV³

¹Faculty of Industrial Technology, Technical University - Sofia, Bulgaria

e-mail: blagovestzlatev@gmail.com

²Faculty of Industrial Technology, Technical University - Sofia, Bulgaria

e-mail: gdt@tu-sofia.bg

³Faculty of Industrial Technology, Technical University - Sofia, Bulgaria

e-mail: kkamberov@3clab.com

Abstract: The paper worked out a process for parametric optimization of the weight of a housing for crane wheel blocks by design of experiments and structural analysis. Defined are the results from the optimization and comparative analysis of the housing before and after the process of optimization.

Keywords: crane wheel block, parametric optimization, structural analysis, design of experiments, FEM analysis, CAD modeling